

95044

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

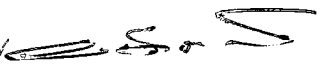
**GAZ TÜRBİNLİ TAHRİK SİSTEMLERİNDE
OPTİMAL REJENERATÖR BOYUTLARININ
ALTERNATİF PERFORMANS KRİTERLERİNE GÖRE
BELİRLENMESİ**

Gemi İnş. ve Mak. Müh. Aykut SAFA

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

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Bahri ŞAHİN

Prof.Dr. Bahri ŞAHİN 
Doç. Dr. U. KESGİN 
Doç. Dr. Ali Kodal 

İSTANBUL, 2000

SİMGE LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖNSÖZ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
1. GİRİŞ	1
2. JOULE-BRAYTON ISI MAKİNASINA UYGULANAN OPTİMİZASYON KRİTERLERİ	2
2.1 Joule-Brayton Isı Makinasının Maksimum Güç ve Maksimum Isıl Verim Kriterlerindeki Performansının İncelenmesi	2
2.1.1 Rejeneratör ilavesinin performansa etkisi	2
2.1.2 Ara soğutma ve ara ısıtma kademesi ilavesinin performansa etkisi	9
2.1.3 Basınç kayıplarının performansa etkisi	16
2.2 Joule-Brayton Isı Makinasının Maksimum Güç Yoğunluğu Kriterindeki Performansının İncelenmesi	22
2.2.1 Tersinir durum için maksimum güç yoğunluğu, maksimum ısıl verim ve maksimum güç koşulundaki performansların karşılaştırılması	22
2.2.2 Tersinmez durum için basınç kaybının maksimum güç ve maksimum güç yoğunluğu koşulundaki performansa etkisi	26
2.2.3 Rejeneratör ilavesinin performansa etkisi	31
2.2.4 Rejeneratör ilavesi ile birlikte ara ısıtma yapılmasının performansa etkisi	35
2.3 Joule-Brayton Isı Makinasının Maksimum Ekolojik Fonksiyon Kriterindeki Performansının İncelenmesi	40
3. REJENERATÖRLÜ JOULE-BRAYTON ISI MAKİNASININ MAKSİMUM EKOLOJİK FONKSİYON KOŞULUNDAKİ PERFORMANSININ İNCELENMESİ	49
3.1 İçtersinir Durumda	49
3.2 Tersinmez Durumda	63
4. REJENERATÖRÜN OPTİMUM BOYUTLARININ BELİRLENMESİ	68
4.1 Isı Değiştiricilerin Sınıflandırılması	68
4.2 Rejeneratörün Optimum Boyutlandırılması	75
5. SONUÇLAR ve TARTIŞMA	80
KAYNAKLAR	84

EKLER.....	86
Ek 1 İçtersinir Joule-Brayton Isı Makinasının Maksimum Isıl Verim, Maksimum Ekolojik Fonksiyon Ve Maksimum Güç Koşulundaki Isıl Verimlerin Karşılaştırılması	86
Ek 2 İçtersinmez Joule-Brayton Isı Makinasının Maksimum Isıl Verim, Maksimum Ekolojik Fonksiyon Ve Maksimum Güç Koşulundaki Isıl Verimlerin Karşılaştırılması	87
Ek 3 Çeşitli Yakıt Fiyatları İçin Maksimum Ekolojik Fonksiyon Koşulundaki Net Karın Rejeneratör Etkinliği İle Değişimi	88
Ek 4 Çeşitli Yakıt Fiyatları İçin Maksimum Ekolojik Fonksiyon Koşulundaki Net Karın Rejeneratör Alanı ile Değişimi	89
Ek 5 Çeşitli Yakıt Fiyatları İçin Maksimum Isıl Verim Koşulunda Koşulundaki Net Karın Rejeneratör Etkinliği ile Değişimi	90
Ek 6 Çeşitli Yakıt Fiyatları İçin Maksimum Isıl Verim Koşulundaki Net Karın Rejeneratör Alanı ile Değişimi	91
Ek 7 Çeşitli Yakıt Fiyatları İçin Maksimum Güç Koşulundaki Net Karın Rejeneratör Etkinliği ile Değişimi	92
Ek 8 Çeşitli Yakıt Fiyatları İçin Maksimum Güç Koşulundaki Net Karın Rejeneratör Alanı ile Değişimi	93
Ek 9 Maksimum Isıl Verim, Maksimum Ekolojik Fonksiyon ve Maksimum Güç Koşulunda Elde Edilen Net Karın Rejeneratör Etkinliği ile Değişimi	94
Ek 10 Maksimum Isıl Verim, Maksimum Ekolojik Fonksiyon ve Maksimum Güç Koşulunda Elde Edilen Net Karın Rejeneratör Alanı ile Değişimi	95
ÖZGEÇMİŞ.....	96

SİMGE LİSTESİ

A	Isı değiştirici alanı [m^2]
C	Isı kapasitesi [W/K]
C_{maks}	Büyük olan ısı kapasitesi [W/K]
C_{min}	Küçük olan ısı kapasitesi [W/K]
c_p	Sabit basınç özgül ısısı [J/kgK]
c_v	Sabit hacim özgül ısısı [J/kgK]
CRF	Yatırımın geri dönüş faktörü
F	Kullanılan yakıtın fiyatı [\$/kg]
H	Yıllık çalışma saati [h/yıl]
H_u	Kullanılan yakıtın alt ısı değeri [J/kg]
I_c	Birim rejeneratör alanının maliyeti [\$/ m^2]
k	Özgül ısı oranı, adyabatik üs ($= c_p / c_v$)
N	Kademe adedi (ara soğutma ya da ara ısıtma işlemine ait)
NK	Rejeneratör ilavesinin sağlayacağı net kar [\$/yıl]
NTU	Boyutsuz ısı transfer sayısı
NTU_H	Sıcak kaynağa ait boyutsuz ısı transfer sayısı
NTU_L	Soğuk kaynağa ait boyutsuz ısı transfer sayısı
NTU_r	Rejeneratöre ait boyutsuz ısı transfer sayısı
p	Basınç [bar]
p_r	Basınç oranı
$p_{r.me}$	Maksimum ısı verim koşulundaki basınç oranı
$p_{r.mp}$	Maksimum güç koşulundaki basınç oranı
$p_{r.mpd}$	Maksimum güç yoğunluğu koşulundaki basınç oranı
$\dot{Q}$	Birim zamanda transfer edilen ısı [W]
$\dot{Q}_H$	Sıcak kaynaktan birim zamanda transfer edilen ısı [W]
$\dot{Q}_L$	Soğuk kaynaktan birim zamanda transfer edilen ısı [W]
$\dot{Q}_r$	Rejeneratörde birim zamanda transfer edilen ısı [W]
s	Entropi [J/kgK]
sbt.	Sabit
T	Sıcaklık [K]
T_H	Sıcak kaynağa ait sıcaklık değeri [K]
T_L	Soğuk kaynağa ait sıcaklık değeri [K]
T_{maks}	Çevrimin maksimum sıcaklık değeri [K]
T_{min}	Çevrimin minimum sıcaklık değeri [K]
T_0	Çevreye ait sıcaklık değeri [K]
U	Toplam ısı transfer katsayısı [W/ m^2K]
v	Özgül hacim [m^3/kg]
$\dot{W}$	Güç [W]
$\dot{W}_{opt}$	Optimal güç [W]
$\bar{W}$	Boyutsuz güç
$(\bar{W})_N$	Normalize edilmiş güç
$\dot{W}_d$	Güç yoğunluğu [W/(m^3/kg)]
$(\dot{W}_d)_N$	Normalize edilmiş güç yoğunluğu
$\bar{W}_{me}$	Maksimum ısı verim koşulundaki boyutsuz güç
$\bar{W}_{mef}$	Maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki boyutsuz güç
$\bar{W}_{mp}$	Maksimum güç koşulundaki boyutsuz güç
$\bar{W}_{mpd}$	Maksimum güç yoğunluğu koşulundaki boyutsuz güç

YYM	Yıllık yatırım maliyeti [\$/yıl]
YYT	Yıllık yakıt tasarrufunun parasal değeri [\$/yıl]
$\dot{m}$	Debi [kg/s]
θ	Basınç oranı parametresi
θ_{me}	Maksimum ısı verim koşulundaki basınç oranı parametresi
θ_{mef}	Maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki basınç oranı parametresi
θ_{mp}	Maksimum güç koşulundaki basınç oranı parametresi
θ_{23}	Çevrimin 2 ve 3 noktaları arasındaki basınç oranı parametresi
θ_{41}	Çevrimin 4 ve 1 noktaları arasındaki basınç oranı parametresi
η	Isıl verimi
η_C	Carnot ısı makinasının ısı verimi
η_{CA}	Curzon-Ahlborn ısı makinasının ısı verimi
η_{is}	İzentropik verim
η_{ks}	İzentropik kompresör verimi
η_{me}	Maksimum ısı verim koşulundaki ısı verim
η_{mef}	Maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki ısı verim
η_{mp}	Maksimum güç koşulundaki ısı verim
η_{mpd}	Maksimum güç yoğunluğu koşulundaki ısı verim
η_r	Rejeneratör verimi
$\eta_{r,cr}$	Kritik rejeneratör verimi
η_{t0}	Rejeneratörsüz tesisin ısı verimi
η_{tr}	Rejeneratörlü tesisin ısı verimi
η_{ts}	İzentropik türbin verimi
η_{opt}	Optimal ısı verim
$\Delta\eta$	Maksimum ısı verim ve maksimum güç koşullarındaki ısı verimlerin farkı
ε	Etkinlik değeri
ε_H	Sıcak kaynağa ait etkinlik değeri
ε_L	Soğuk kaynağa ait etkinlik değeri
ε_k	Kompresöre ait etkinlik değeri
ε_r	Rejeneratöre ait etkinlik değeri
ε_t	Türbine ait etkinlik değeri
ϕ	Kısıt fonksiyonu
λ	Lagrange çarpanı
β	Isı değiştiricinin yüzey alanı yoğunluğu [m^2/m^3]
α	Sıcaklıklar oranı

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	Tersinmez rejeneratörlü Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı	3
Şekil 2.2a	Çeşitli rejeneratör verimi değerleri için boyutsuz gücün ısı verim ile değişimi	4
Şekil 2.2b	Çeşitli rejeneratör verimi değerleri için boyutsuz gücün ısı verim ile değişimi	5
Şekil 2.2c	Çeşitli rejeneratör verimi değerleri için boyutsuz gücün ısı verim ile değişimi	5
Şekil 2.3a	Çeşitli izentropik verim değerleri için maksimum ısı verim ve maksimum güçteki ısı verimin rejeneratör verimi ile değişimi	6
Şekil 2.3b	Çeşitli izentropik verim değerleri için maksimum ısı verim koşulundaki boyutsuz güç ve maksimum boyutsuz gücün rejeneratör verimi ile değişimi	6
Şekil 2.4	Maksimum ısı verim ve maksimum boyutsuz güçteki optimum basınç oranlarının rejeneratör verimi ve izentropik verim ile değişimi	7
Şekil 2.5	N_k adet ara soğutma ve N_t adet ara ısıtma kademesine sahip rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı	9
Şekil 2.6	Çeşitli izentropik verim değerleri için boyutsuz güç ve ısı verimin basınç oranı ile değişimi	11
Şekil 2.7	Çeşitli izentropik verim değerleri için boyutsuz güç ve ısı verimin basınç oranı ile değişimi	11
Şekil 2.8	Isı verim ile basınç oranı arasındaki ilişki	12
Şekil 2.9	Çeşitli kademe adedi değerleri için maksimum güç koşulundaki basınç oranının izentropik verim ile değişimi	13
Şekil 2.10	Çeşitli kademe adedi değerleri için maksimum ısı verim koşulundaki basınç oranının rejeneratör verimi ile değişimi	13
Şekil 2.11	Maksimum güçteki ısı verim ve maksimum ısı verimin rejeneratör verimi ile değişimi	14
Şekil 2.12	Çeşitli izentropik verim değerleri için maksimum güç ve maksimum ısı verim koşulundaki boyutsuz gücün rejeneratör verimi ile değişimi	14
Şekil 2.13	İki ısı kaynağı arasında çalışan rejeneratörlü basınç kayıplı tersinmez Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı	16
Şekil 2.14	Çeşitli dış tersinmezlik değerleri için maksimum güç ve maksimum ısı verim koşulundaki boyutsuz güç, ısı verim ve basınç oranının rejeneratör etkinliği ile değişimi	20
Şekil 2.15	Kompresör ve türbine ait çeşitli etkinlik değerleri için maksimum güç ve maksimum ısı verim koşulundaki boyutsuz güç, ısı verim ve basınç oranının rejeneratör etkinliği ile değişimi	20
Şekil 2.16	Maksimum güç ve maksimum ısı verim koşulundaki boyutsuz güç, ısı verim ve basınç oranının rejeneratör etkinliği ile değişimi ve boyutsuz güç ile ısı verim arasındaki ilişki	21
Şekil 2.17	Tersinir Joule-Brayton ısı makinasına ait T-s diyagramı	22
Şekil 2.18	Normalize edilmiş güç yoğunluğu ve normalize edilmiş gücün ısı verim ile değişimi	23
Şekil 2.19	Carnot verimi, maksimum güç yoğunluğu koşulundaki ısı verim ve Curzon-Ahlborn verim ifadelerinin sıcaklıklar oranı ile değişimi	24
Şekil 2.20	Maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç koşulundaki normalize edilmiş maksimum özgül hacmin sıcaklıklar oranı ile değişimi	24

Şekil 2.21	Maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç koşullarındaki toplam hacimlerinin oranı ve basınç oranı oranlarının sıcaklıklar oranı ile değişimi	25
Şekil 2.22	Tersinmez Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı	26
Şekil 2.23a	Çeşitli izentropik verim değerleri için normalize edilmiş güç yoğunluğu ile ısı verim arasındaki ilişki	28
Şekil 2.23b	Çeşitli izentropik verim değerleri için normalize edilmiş güç ile ısı verim arasındaki ilişki	28
Şekil 2.24a	Normalize edilmiş güç yoğunluğu ve normalize edilmiş güç ile ısı verim arasındaki ilişki	28
Şekil 2.24b	Carnot verimi, maksimum güç yoğunluğundaki ısı verim ve maksimum güçteki ısı verimin sıcaklıklar oranı ile değişimi	28
Şekil 2.25	Maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç koşullarındaki toplam hacimlerin oranı ve basınç oranı oranlarının sıcaklıklar oranı ile değişimi	29
Şekil 2.26	Maksimum güçteki ısı verim, maksimum güç yoğunluğundaki ısı verim ve maksimum ısı verimin normalize edilmiş güç-ısı verim ve normalize edilmiş güç yoğunluğu-ısı verim eğrileri üzerinde karşılaştırılması	30
Şekil 2.27	Rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı	31
Şekil 2.28	Normalize edilmiş güç ve normalize edilmiş güç yoğunluğu ile ısı verim arasındaki ilişki	32
Şekil 2.29	Çeşitli izentropik verim değerleri için maksimum ısı verim, maksimum güçteki ısı verim ve maksimum güç yoğunluğundaki ısı verimin rejeneratör verimi ile değişimi	33
Şekil 2.30	Maksimum güç ve maksimum güç yoğunluğu koşulundaki basınç oranı parametrelerinin izentropik verim ile değişiminin karşılaştırması	33
Şekil 2.31	Tek kademe ara ısıtmalı rejeneratörlü gaz türbinine ait prensip şeması	35
Şekil 2.32	Ara ısıtmalı rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı	36
Şekil 2.33a	Maksimum ısı verim, maksimum güçteki ısı verim ve maksimum güç yoğunluğundaki ısı verimin rejeneratör verimi ile değişimi	38
Şekil 2.33b	Maksimum ısı verim, maksimum güçteki ısı verim ve maksimum güç yoğunluğundaki ısı verimin rejeneratör verimi ile değişimi	38
Şekil 2.34	Maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç koşulundaki maksimum özgül hacimlerin oranları ve basınç oranı parametreleri oranlarının sıcaklıklar oranı ile değişimi	39
Şekil 2.35	İki ısı kaynağı arasında çalışan kapalı Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı	40
Şekil 2.36	Boyutsuz ekolojik fonksiyon ile boyutsuz güç arasındaki ilişki	43
Şekil 2.37	Boyutsuz ekolojik fonksiyon ile ısı verim arasındaki ilişki	44
Şekil 2.38	Çeşitli sıcak ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen boyutsuz gücün soğuk ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı ile değişimi	44
Şekil 2.39	Çeşitli soğuk ve sıcak ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen boyutsuz gücün kaynak sıcaklıklarının oranı ile değişimi	45
Şekil 2.40	Çeşitli sıcak ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen gücün maksimum güce oranının soğuk ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı ile değişimi	45

Şekil 2.41	Çeşitli sıcak ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda üretilen entropinin maksimum güç koşulunda üretilen entropiye oranının soğuk ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı ile değişimi	46
Şekil 2.42	Çeşitli sıcak ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısı verimin soğuk ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı ile değişimi	46
Şekil 2.43	Carnot verimi, maksimum güçteki ısı verim ve maksimum ekolojik fonksiyondaki ısı verimin kaynak sıcaklıklarının oranı ile değişimi	47
Şekil 2.44	Maksimum ekolojik fonksiyon ve maksimum güç koşulunda elde edilen ikinci kanun veriminin kaynak sıcaklıklarının oranı ile değişimi	47
Şekil 3.1	İki ısı kaynağı arasında çalışan rejeneratörlü içtersinir Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı	49
Şekil 3.2	Soğuk ısı kaynağına ait etkinlik değeri ile boyutsuz ısı transfer sayısı arasındaki ilişki	52
Şekil 3.3	Rejeneratör etkinliği ile rejeneratöre ait boyutsuz ısı transfer sayısı arasındaki ilişki	52
Şekil 3.4	Çeşitli rejeneratör etkinliği değerleri için boyutsuz gücün basınç oranı parametresi ile değişimi	55
Şekil 3.5	Çeşitli rejeneratör etkinliği değerleri için ısı verimin basınç oranı ile parametresi değişimi	56
Şekil 3.6	Çeşitli rejeneratör etkinliği değerleri için boyutsuz ekolojik fonksiyon ifadesinin basınç oranı parametresi ile değişimi	56
Şekil 3.7	Çeşitli rejeneratör etkinliği değerleri için boyutsuz güç ile ısı verim ilişkisi	57
Şekil 3.8	Kaynaklara ait boyutsuz ısı transfer sayılarının çeşitli değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki boyutsuz gücün rejeneratör etkinliği ile değişimi	60
Şekil 3.9	Kaynaklara ait boyutsuz ısı transfer sayılarının çeşitli değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki ısı verimin rejeneratör etkinliği ile değişimi	61
Şekil 3.10	Kaynaklara ait boyutsuz ısı transfer sayılarının çeşitli değerleri için maksimum boyutsuz ekolojik fonksiyon değerlerinin rejeneratör etkinliği ile değişimi	61
Şekil 3.11	Kaynaklara ait boyutsuz ısı transfer sayılarının çeşitli değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen boyutsuz güç ve maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısı verim arasındaki ilişki	62
Şekil 3.12	İki ısı kaynağı arasında çalışan rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı	63
Şekil 3.13	Maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki boyutsuz gücün rejeneratör etkinliği ile değişimi	66
Şekil 3.14	Maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki ısı verimin rejeneratör etkinliği ile değişimi	66
Şekil 3.15	Maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen boyutsuz güç ve maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısı verim arasındaki ilişki	67
Şekil 4.1	Gövde borulu ısı değiştiriciye ait prensip şeması	71
Şekil 4.2	Döner dolgu maddeli rejeneratöre ait prensip şeması	72
Şekil 4.3	Disk tipi döner dolgu maddeli rejeneratör	73
Şekil 4.4	Karşı akışlı ısı değiştiriciye ait sıcaklık değişimleri	74

Şekil 4.5	Tipik bir karşı akışlı ısı değıştiriciye ait prensip şeması	75
Şekil 4.6	Karşı akışlı ısı değıştirici içerisinde bulunan akışkanlara ait sıcaklıkların ısı transfer yüzey alanı ile değışimi	76
Şekil 4.7	(İdeal durum) Karşı akışlı ısı değıştirici içerisinde dolaşan akışkanlara ait sıcaklıkların ısı transfer yüzeyi alanı ile değışimi	77



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1	Optimizasyon kriterlerinin kullanım amaçları ve uygulama alanları	37
Çizelge 4.1	Isı değıştiricilerin sınıflandırılması.....	68
Çizelge 4.2	Çeşitli ısı değıştiricilere ait yüzey alanı yoğunluğu değeri	70



ÖNSÖZ

Öncelikle, bu konuda çalışma olanağı sağlayan ve bu süreçte çalışmalarına ışık tutan tez danışmanım Sayın Prof. Dr. Bahri Şahin' e teşekkürü borç bilirim. Ayrıca, bu süreçte az ya da çok yardımlarını esirgemeyen herkese ayrı ayrı teşekkürlerimi sunarım. Bu çalışma, bir teorik çalışma örneği olup sonuç bölümünde sayısal değerlerle biçimlenmiştir. İleride bu ürünün başkalarının çalışmalarına da ışık tutmasını dilerim.

Aykut SAFA
İstanbul, 2000



ÖZET

Bu çalışmada, gaz türbini tesisinin performansını arttırmak için ilave edilebilecek optimum rejeneratör boyutunun belirlenmesi amaçlanmaktadır. Optimum rejeneratör boyutu gaz türbininin tasarlandığı kritere bağlı olarak değişim gösterir. Öncelikle, gaz türbini tasarımı için gerekli optimizasyon kriterleri ve bu kriterler çerçevesinde rejeneratör ilavesinin gaz türbini performansına etkisi incelenmiştir. Tahrik sistemlerinin tasarımında göz önüne alınan maksimum ısı verim, maksimum güç, maksimum güç yoğunluğu ve maksimum ekolojik fonksiyon kriterlerine göre optimal tasarım büyüklükleri literatür bağlantılı olarak araştırılmıştır. Daha sonra, literatürde rejeneratörlü gaz türbini tesisinin maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki performansına ilişkin bir çalışmaya rastlanmadığından çalışma bu yönde ilerlemiştir. Hem tersinir, hem de tersinmez durum için rejeneratörlü gaz türbinin maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki performansı incelenmiştir. Son olarak, elde edilen sonuçlar doğrultusunda her bir kriter için optimum rejeneratör boyutları sayısal olarak bulunmuştur.

Anahtar kelimeler: Joule-Brayton ısı makinası, rejeneratörlü, optimizasyon kriterleri, optimum rejeneratör tasarımı.

ABSTRACT

This research work is a report on determining optimum regenerator size to improve the performance of gas turbine. The optimum regenerator size varies with design criteria of gas turbine. At first, the author studied optimization criteria essential for the design of gas turbine and effects of integrating a regenerator to improve the performance of gas turbine operating at these criteria. The criteria considered are maximum efficiency criterion, maximum power criterion, maximum power density criterion and maximum ecological function criterion. In the literature, no work on the performance of regenerative gas turbine is noticed and this study has been focused on it. The performance of regenerative gas turbine operating at maximum ecological function criterion is observed both for reversible and irreversible cases. Finally, the results obtained here are used to evaluate the optimum regenerator sizes relating to the criteria mentioned above.

Keywords : Brayton heat engine, regenerative, optimization criteria, optimum regenerator design.

1. GİRİŞ

Tahrik sistemlerinin tasarımında optimizasyon kriterinin seçimi en önemli unsurdur. Tasarım kriteri belirlenirken, kullanım amacı ve yeri göz önünde bulundurulmaktadır: Yakıt sarfiyatının önem kazandığı enerji santrallerinde maksimum ısı verim kriteri, yüksek sevk gücü istenen uçak ve savaş gemileri için maksimum güç kriteri, hem yakıt tasarrufunun hem de sevk gücünün önemli olduğu ticari gemilerde maksimum ısı verim ve maksimum güç kriterleri tasarım koşullarının belirlenmesinde önceliğe sahiptir. Ayrıca, boyut ve ağırlığın önemli olduğu hava, deniz ve kara vasıtalarında güç yoğunluğu kriteri öncelik kazanmaktadır. Çevresel etkiler yönünden tüm tahrik sistemlerinin tasarımında ise, minimum entropi üretim kriteri veya son yıllarda literatüre giren maksimum ekolojik fonksiyon kriteri göz önüne alınmalıdır.

Leff (1987) tarafından ısı makinalarının maksimum güç koşulundaki ısı verimi incelenmiş ve Curzon-Ahlborn (1975) tarafından verilen ısı verime çok yakın ya da eşit olduğu bulunmuştur. Şahin vd. (1995) tarafından maksimum güç yoğunluğu kriteri ortaya konulmuş ve maksimum güç yoğunluğunda çalışan ısı makinasının maksimum güçte çalışan ısı makinasından daha küçük boyutlara ve daha yüksek ısı verime sahip olduğu gösterilmiştir. Angulo-Brown (1991) tarafından ısı makinaları için ekolojik bir optimizasyon kriteri tanımlanmış ve içtersinir ısı makinalarına uygulanmıştır. Ekolojik fonksiyon kriterini maksimum yapan koşullarda ısı verimin Carnot ve Curzon-Ahlborn (1975) verimleri arasında yer aldığı gösterilmiştir. Cheng ve Chen (1996) tarafından rejeneratörlü içtersinir Joule-Brayton ısı makinasının maksimum güç koşulundaki performansı ve rejeneratörün performans üzerindeki etkileri incelenmiştir. Rejeneratöre ait boyutsuz ısı transfer sayısının artmasıyla maksimum güç koşulundaki ikinci kanun veriminin azaldığı bulunmuştur. Wu ve Kiang (1991) tarafından tersinmez Joule-Brayton çevriminin performansı incelenmiştir. Sonlu zaman termodinamiğinin kullanıldığı çalışmada tersinmezliklerin ısı verimini azalttığı gösterilmiştir.

Bu çalışmada, alternatif performans kriterlerine göre gaz türbinli tahrik sisteminde kullanılacak rejeneratörün optimum boyutlarının belirlenmesi amaçlanmıştır. Bu çerçevede, öncelikle tasarımda kullanılan optimizasyon kriterleri ve bunların Joule-Brayton ısı makinasının performansına etkilerinin incelendiği önceki çalışmalar kapsamlı olarak Bölüm 2' de sunulmuştur.

2. JOULE-BRAYTON ISI MAKİNASINA UYGULANAN OPTİMİZASYON KRİTERLERİ

Bu bölüm altında, Joule-Brayton ısı makinası üzerine yapılan optimizasyon çalışmaları özetlenmiştir.

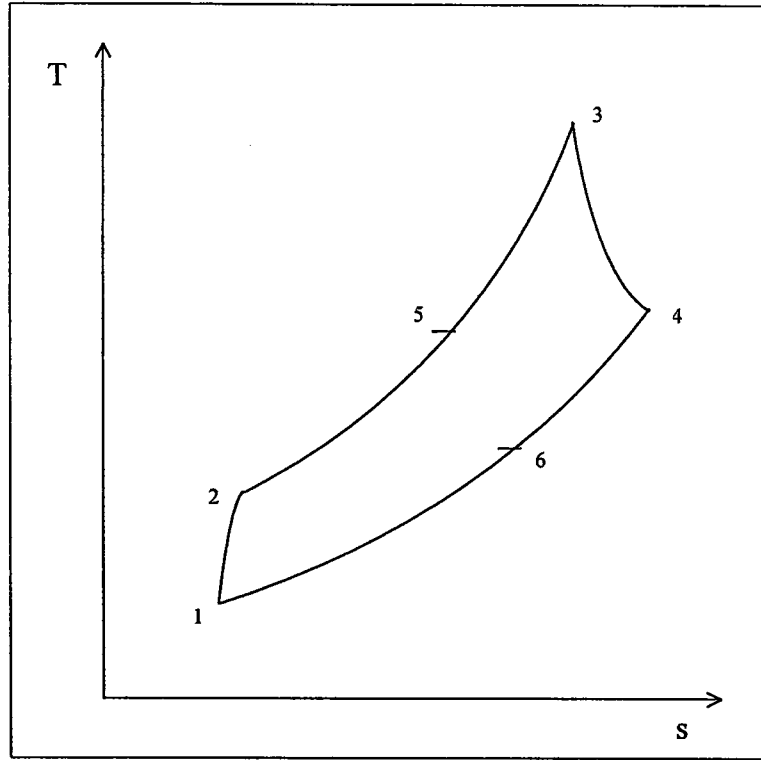
2.1 Joule-Brayton Isı Makinasının Maksimum Güç ve Maksimum Isıl Verim Kriterlerindeki Performansının İncelenmesi

Maksimum ısı verim kriteri, ısı makinasının içerisinde bulunduğu koşullar altında ulaşabileceği en yüksek ısı veriminde çalışmasını amaçlar. Bunun sağlanabilmesi için ısı verim ifadesi maksimize edilir. Benzer biçimde, maksimum güç kriteri ise, ısı makinasının içerisinde bulunduğu koşullar altında elde edilebilecek en yüksek gücü verecek biçimde çalışmasını amaçlar. Bu durumda ise, güç ifadesinin maksimizasyonu gerekir. Genellikle, söz konusu kriter için gerekli bir basınç oranı ya da sıcaklık değeri bulunarak, maksimum (optimum) koşullar belirlenir.

2.1.1 Rejeneratör ilavesinin performansa etkisi

Rejeneratör ilavesinin Joule-Brayton ısı makinasının performansına etkisi incelenmiştir (Hernandez vd., 1995a). Modelde rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton çevrimi kullanılmıştır (Şekil 2.1). Kompresör ve türbindeki kayıplar için izentropik verimleri, rejeneratördeki kayıplar için rejeneratör olarak kullanılan ısı değiştiricinin verimi dikkate alınmıştır. Sonuç olarak, Joule-Brayton ısı makinasının maksimum güç ya da maksimum ısı verim koşullarında çalışması durumu için optimum basınç oranları belirlenmiştir. Çevrimde kullanılan akışkan için ideal gaz kabulü yapılmış ve gazın özgül ısısının çevrim boyunca değişmediği kabul edilmiştir. İncelemede basınç kayıpları dikkate alınmamıştır.

Rejeneratörlü Joule-Brayton çevriminde, kompresördeki sıkıştırma prosesi 1-2 noktaları arasında, rejeneratörün hava tarafındaki ısı verme prosesi 2-5 noktaları arasında, yanma odasındaki ısı verme prosesi 5-3 noktaları arasında, türbindeki genişleme prosesi 3-4 noktaları arasında, rejeneratörün egzoz tarafındaki ısı çekme prosesi 4-6 noktaları arasında ve çevrimden dışarı ısı atılması 6-1 noktaları arasında gerçekleşmektedir.



Şekil 2.1 Tersinmez rejeneratörlü Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı.

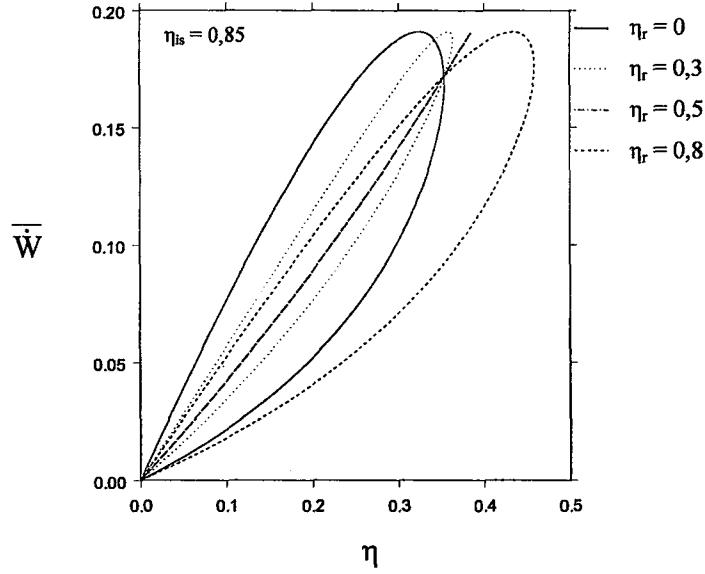
Rejeneratörlü Joule-Brayton çevrimine ait boyutsuz güç ifadesi,

$$\bar{\dot{W}} = \alpha \left(\eta_{ts} - \frac{\theta}{\alpha \cdot \eta_{ks}} \right) \left(1 - \frac{1}{\theta} \right) \quad (2.1)$$

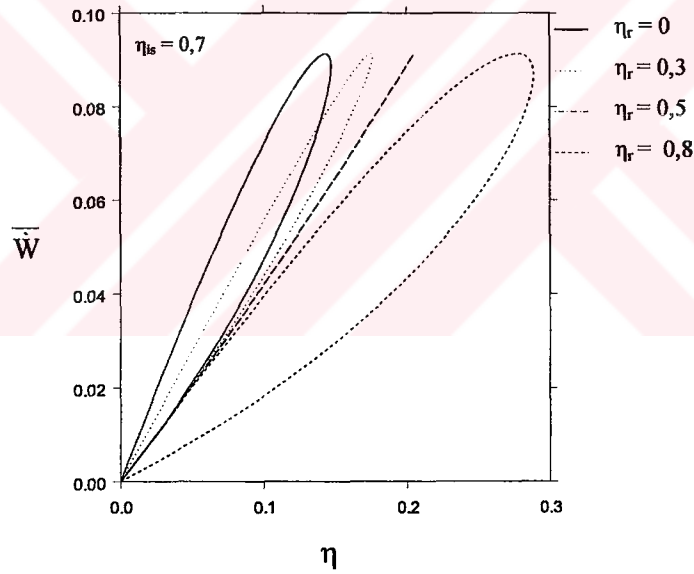
Burada boyutsuz güç ifadesi, gaz türbini tesisinden alınan gücün ($\dot{W}$) debi ($\dot{m}$), sabit basınç özgül ısısı (c_p) ve çevrimin maksimum sıcaklığına (T_3) bölünmesi ile bulunmaktadır ($\bar{\dot{W}} = \dot{W} / \dot{m} \cdot c_p \cdot T_3$).

Rejeneratörlü Joule-Brayton çevrimine ait ısı verim ifadesi,

$$\eta = \frac{\left(\eta_{ts} - \frac{\theta}{\alpha \cdot \eta_{ks}} \right) \left(1 - \frac{1}{\theta} \right)}{\left(1 - \frac{1}{\alpha} - \frac{\theta - 1}{\alpha \cdot \eta_{ks}} \right) \cdot (1 - \eta_r) + \eta_r \cdot \eta_{ts} \cdot \left(1 - \frac{1}{\theta} \right)} \quad (2.2)$$



Şekil 2.2b Çeşitli rejeneratör verimi değerleri için boyutsuz gücün ısı verim ile değişimi ($\alpha=5$; $\eta_{is} = \eta_{ks} = \eta_{ts} = 0,85$; $k = 1,4$) (Hernandez vd., 1995a).



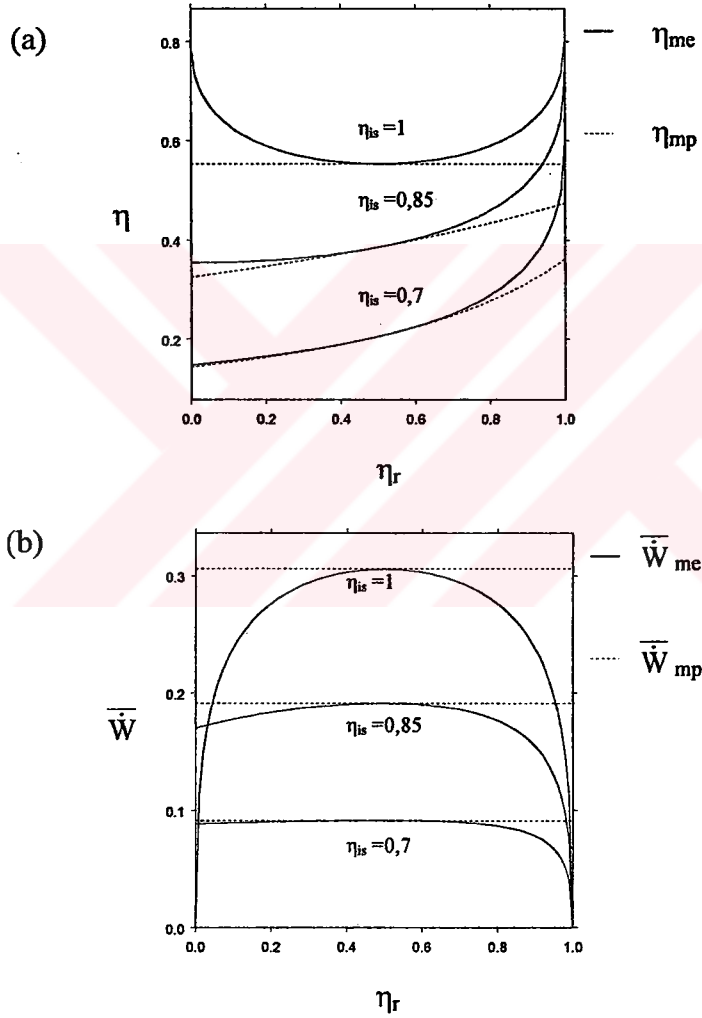
Şekil 2.2c Çeşitli rejeneratör verimi değerleri için boyutsuz gücün ısı verim ile değişimi ($\alpha=5$; $\eta_{is} = \eta_{ks} = \eta_{ts} = 0,7$; $k = 1,4$) (Hernandez vd., 1995a).

Şekil 2.2a, 2.2b ve 2.2c' de izentropik verimin (η_{is}) azalan değerleri için $\eta - \dot{W}$ eğrilerinin η_r ile değişimi görülmektedir. Aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:

- Tersinmez durumda ısı verim-boyutsuz güç eğrileri kapanan karaktere sahiptir.
- Şekil 2.2a' da görüldüğü üzere, çevrimin tersinir ($\eta_{is} = 1$) olması ve $\eta_r = 0$ (ya da 1) olması durumu için elde edilen maksimum ısı verim Carnot verimine ($\eta_C = 1 - \frac{1}{\alpha} = 0,8$)

ve maksimum güçte elde edilen ısı verim ise, Curzon-Ahlborn tarafından verilen maksimum güç koşulundaki içtersinir ısı makinasının ısı verimine ($\eta_{CA}=1 - \sqrt{\frac{1}{\alpha}} = 0,553$) eşittir.

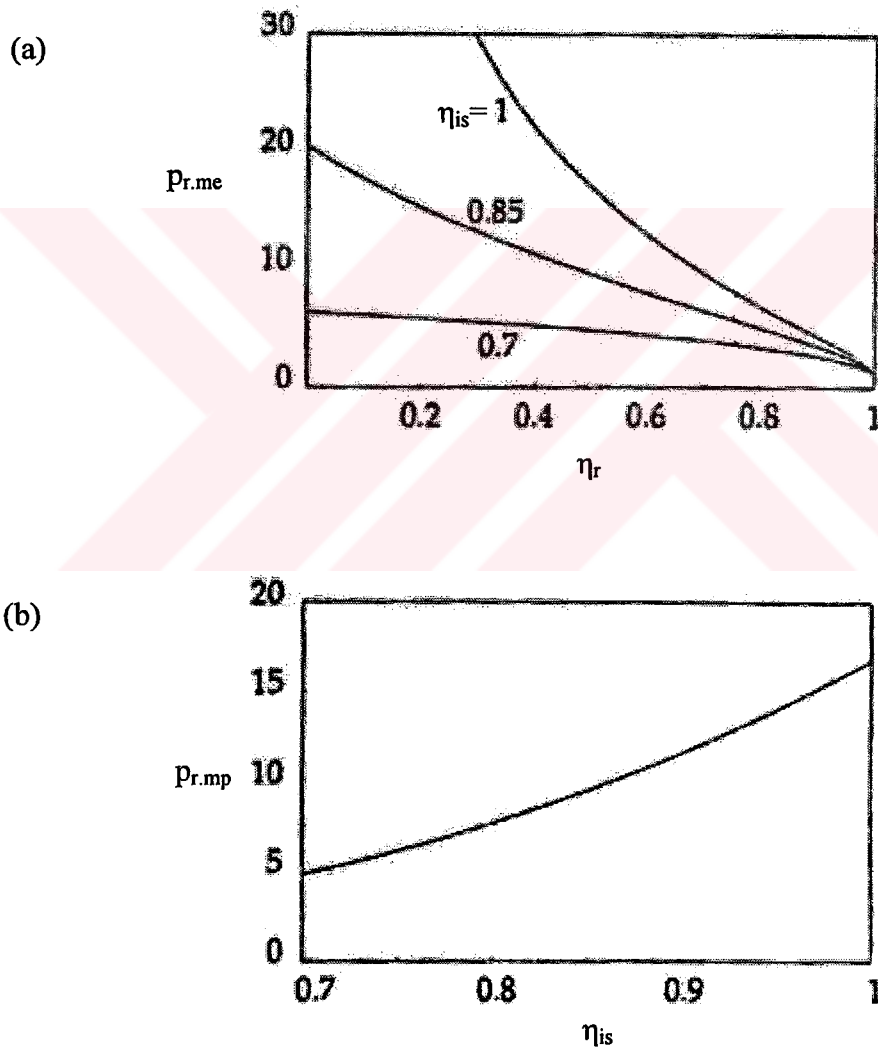
- Aynı izentropik verim değerleri için maksimum boyutsuz güç ($\bar{W}_{mp}$) rejeneratör veriminden bağımsızdır. Maksimum ısı verim (η_{me}) ise, rejeneratör veriminin artmasıyla artmaktadır. Rejeneratör veriminin 0,5 olması durumunda hem maksimum güç hem de maksimum ısı verim koşulu sağlanmaktadır.
- Şekil 2.2a, 2.2b ve 2.2c' de görüldüğü üzere, izentropik verimin azalması ile hem boyutsuz güç hem de ısı verim azalmaktadır.



Şekil 2.3 Çeşitli izentropik verim değerleri için ($\eta_{is} = \eta_{ks} = \eta_{ts}$; $\alpha = 5$; $k = 1,4$) (Hernandez vd., 1995a).

- (a) (η_{me}) ve (η_{mp}) maksimum ısı verim ve maksimum güçteki ısı verimin rejeneratör verimi ile değişimi.
- (b) ($\bar{W}_{me}$) ve ($\bar{W}_{mp}$) maksimum ısı verim koşulundaki boyutsuz güç ve maksimum boyutsuz gücün rejeneratör verimi ile değişimi.

Şekil 2.3a ve 2.3b' de, maksimum ısı verim (η_{me}), maksimum güç koşulundaki ısı verim (η_{mp}), maksimum boyutsuz güç ($\bar{W}_{mp}$) ve maksimum ısı verim koşulundaki boyutsuz gücün ($\bar{W}_{me}$) rejeneratör verimi ile değişimi görülmektedir. Şekil 2.3a' da görüldüğü üzere, artan izentropik verim değerleri için rejeneratör veriminin artması ile ısı verimdeki artış miktarı azalmaktadır. Benzer durum, Şekil 2.3b' de maksimum güç koşulundaki ısı verim için de söz konusudur. Şekil 2.3a' da görüldüğü üzere, $0,2 < \eta_r < 0,7$ aralığında (η_{me}) ve (η_{mp}) değerleri çok yakındır ve kimi bölgelerde çakışmıştır. Benzer durum, Şekil 2.3b ' de görüldüğü üzere, ($\bar{W}_{me}$) ve ($\bar{W}_{mp}$) için de geçerlidir. Şekil 2.3b ' de görüldüğü üzere, tersinir durumda ($\eta_{is}=1$) maksimum ısı verim eğrisi $\eta_r = 0,5$ ' e göre simetrik ve $\eta_{CA} = 0,533$ ile $\eta_C = 0,8$ arasında değişmektedir.



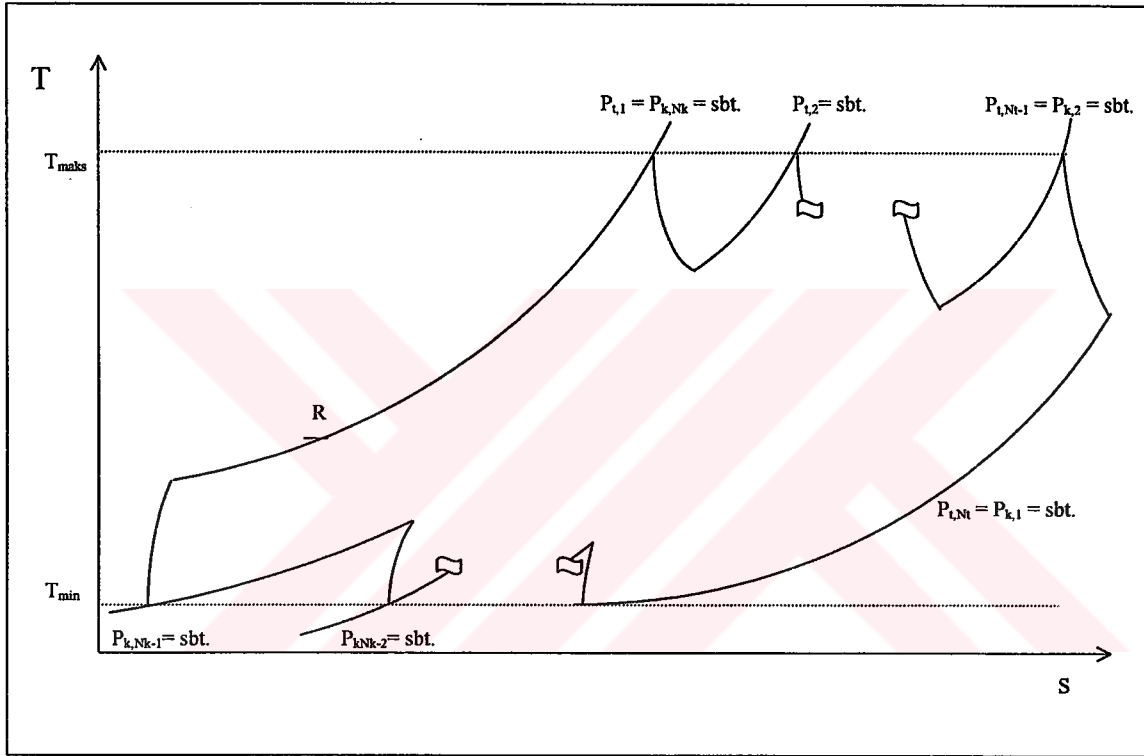
Şekil 2.4 Maksimum ısı verim ve maksimum boyutsuz güçteki optimum basınç oranlarının rejeneratör verimi ve izentropik verim ile değişimi ($\eta_{is} = \eta_{ks} = \eta_{ts}$; $\alpha = 5$; $k = 1,4$) (Hernandez vd., 1995a).

Maksimum boyutsuz güç ifadesi rejeneratör verimine bağlı olmaksızın izentropik verime bağlıdır. Bundan dolayı Şekil 2.4a ve b' de maksimum ısı verim koşulundaki optimum basınç oranının ($p_{r.me}$) rejeneratör verimi (η_r) ile değişimi ve maksimum güç koşulundaki optimum basınç oranının ($p_{r.mp}$) izentropik verim (η_{is}) ile değişimi ele alınmıştır. Şekil 2.4a ve b incelenirken, uygulamadaki basınç oranı değerlerinin 20 dolayında olduğu göz önünde bulundurulmalıdır. Şekil 2.4a ve b' den görüleceği üzere, rejeneratör veriminin 0,5' e eşit olduğu durumda her iki grafikte de aynı basınç oranı değerlerine ulaşılmaktadır. İzentropik verimin (η_{is}) artması ile maksimum güç için gerekli optimum basınç oranları ($p_{r.mp}$) ve maksimum ısı verim için gerekli optimum basınç oranları ($p_{r.me}$) artmaktadır.



2.1.2 Ara soğutma ve ara ısıtma kademesi ilavesinin performansa etkisi

Rejeneratörlü gaz türbinine ara soğutma ve ara ısıtma kademeleri eklenmesi durumunda performansındaki değişim incelenmiştir (Hernandez vd., 1995b). Modelde N_k adet kompresör, $(N_k - 1)$ adet ara soğutucu, N_t adet türbin, $(N_t - 1)$ adet ara ısıtıcı ve bir adet ısı değiştirici (rejeneratör) bulunmaktadır. Şekil 2.5' te görüldüğü üzere, kompresörlere ait giriş sıcaklıkları ($T_{\min}$) birbirine eşit, türbinlere ait giriş sıcaklıkları ($T_{\max}$) birbirine eşit, ara soğutma kademelerine ait basınç oranları birbirine eşit ve ara ısıtma kademelerine ait basınç oranları birbirine eşit alınmıştır.



Şekil 2.5 N_k adet ara soğutma ve N_t adet ara ısıtma kademesine sahip rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı (Kademe adetlerinin çok fazla olması nedeniyle ara kademelerin tümü gösterilmemiştir.).

Şekil 2.5' te görüldüğü üzere, her bir ara soğutma kademesinde $T_{\min}$ sıcaklığına kadar ısı çekilmekte ve her bir ara ısıtma kademesinde $T_{\max}$ sıcaklığına kadar ısı verilmektedir. Yanma odasında ise, R (önsıtılmış havanın rejeneratörden çıkışı) noktasından $T_{\max}$ sıcaklığına kadar ısı verilmektedir. N_k adet ara soğutma ve N_t adet ara ısıtma kademesine sahip rejeneratörlü gaz türbinine ait boyutsuz güç ($\dot{W}$) ve ısı verim (η) ifadeleri aşağıdadır:

$$\bar{W} = \left[N_t \cdot \eta_{ts} \left(1 - \theta^{-\frac{1}{N_t}} \right) - \frac{N_k}{\alpha \cdot \eta_{ks}} \left(\theta^{\frac{1}{N_k}} - 1 \right) \right] \quad (2.6)$$

$$\eta = \frac{N_t \cdot \eta_{ts} \left(1 - \theta^{-\frac{1}{N_t}} \right) - \frac{N_k}{\alpha \cdot \eta_{ks}} \left(\theta^{\frac{1}{N_k}} - 1 \right)}{\left(1 - \frac{1}{\alpha} - \frac{\theta^{\frac{1}{N_k}} - 1}{\alpha \cdot \eta_{ks}} \right) \cdot (1 - \eta_r) + \eta_{ts} \cdot (\eta_r - 1 + N_t) \cdot \left(1 - \theta^{-\frac{1}{N_t}} \right)} \quad (2.7)$$

Burada boyutsuz güç ($\bar{W} = \dot{W} / c_p \cdot T_{maks}$) olarak tanımlanmıştır. Rejeneratörsüz tek kademeli ara soğutma ve tek kademeli ara ısıtma yapılan tersinir Joule-Brayton çevrimine ait ısı verim ifadesi, ($N_k = N_t = 1$; $\eta_{ks} = \eta_{ts} = 1$; $\eta_r = 0$) parametreleri (2.7)' de yerlerine konularak,

$$\eta = 1 - \frac{1}{\theta} \text{ bulunur.} \quad (2.8)$$

Rejeneratörlü tek kademeli ara soğutma ve tek kademeli ara ısıtma yapılan tersinir Joule-Brayton çevrimine ait ısı verim ifadesi, ($N_k = N_t = 1$; $\eta_{ks} = \eta_{ts} = \eta_r = 1$) parametreleri (2.7)' de yerlerine konularak,

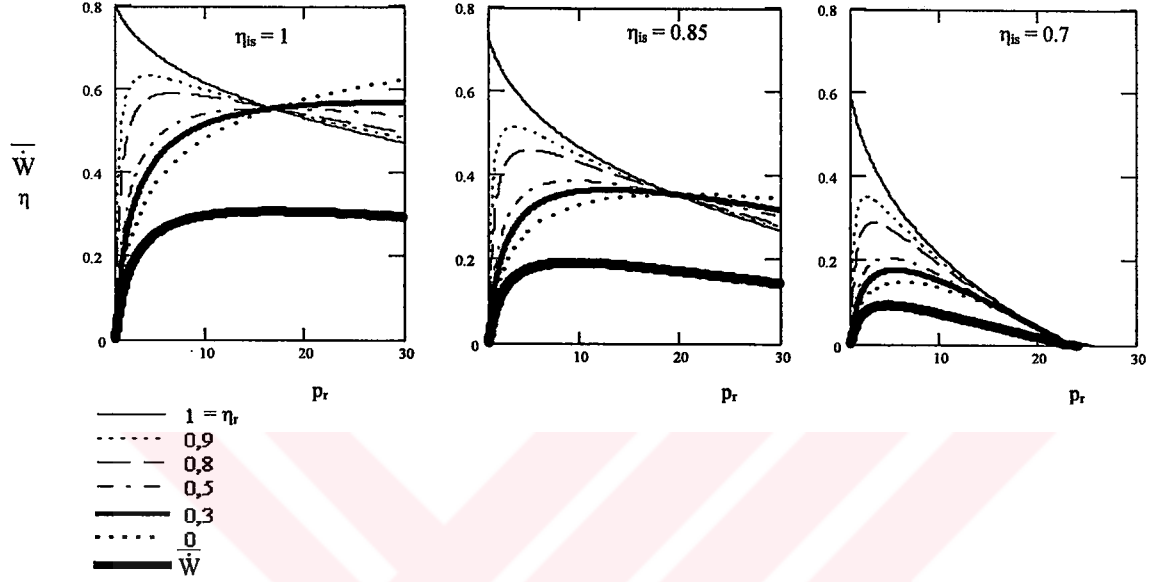
$$\eta = 1 - \frac{\theta}{\alpha} \text{ bulunur.} \quad (2.9)$$

Rejeneratörsüz tek kademeli ara soğutma ve tek kademeli ara ısıtma yapılan tersinmez Joule-Brayton çevrimine ait ısı verim ifadesi, ($N_k = N_t = 1$; $\eta_r = 0$) parametreleri (2.7)' de yerlerine konularak,

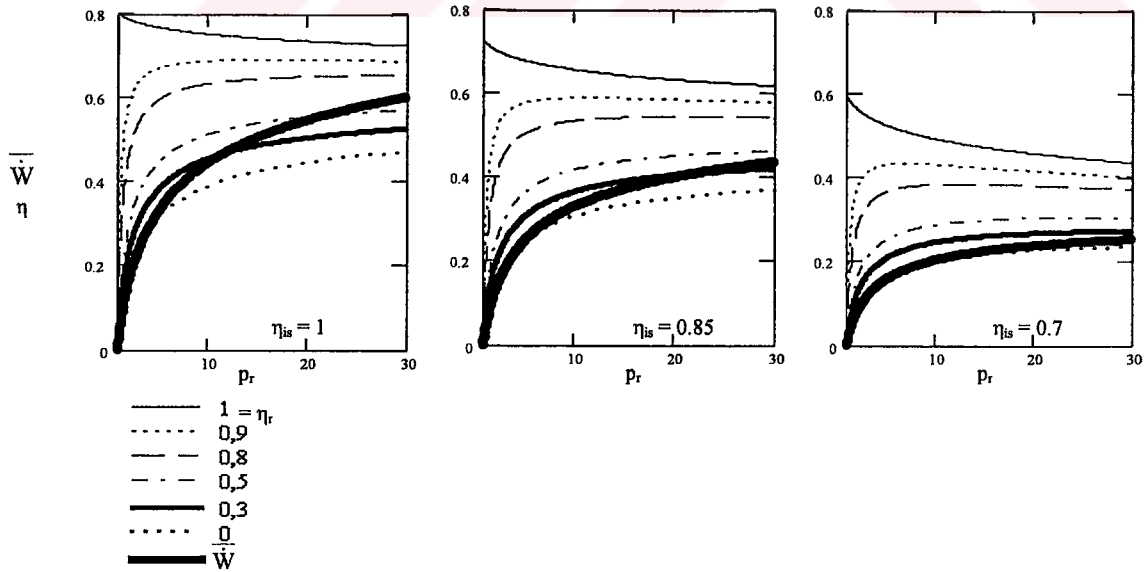
$$\eta = \frac{\left(\eta_{ts} - \frac{\theta}{\alpha \eta_{ks}} \right) \left(1 - \frac{1}{\theta} \right)}{\left(1 - \frac{1}{\alpha} - \frac{\theta - 1}{\alpha \eta_{ks}} \right)} \text{ bulunur.} \quad (2.10)$$

Rejeneratörlü sonsuz adet ara soğutma ve sonsuz adet ara ısıtma kademesine sahip tersinir Joule-Brayton çevrimine ait ısı verim ifadesi, ($N_k \longrightarrow \infty$; $N_t \longrightarrow \infty$; $\eta_{ks} = \eta_{ts} = \eta_r = 1$) parametreleri (2.7)'de yerlerine konularak,

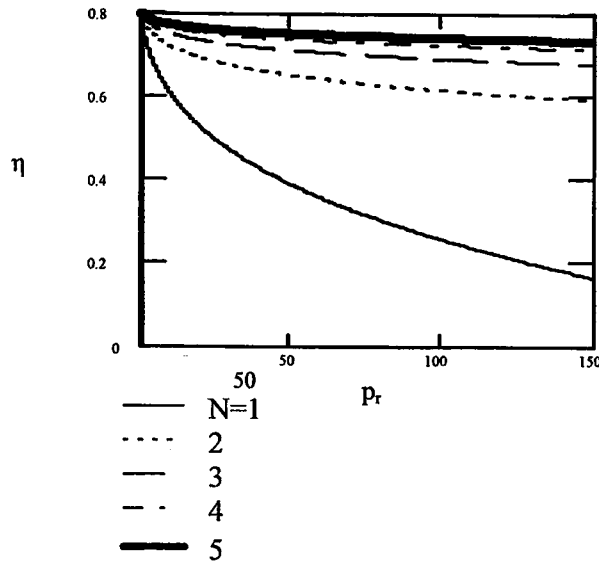
$$\eta = \eta_C = 1 - \frac{1}{\alpha} \text{ bulunur.} \quad (2.11)$$



Şekil 2.6 Çeşitli izentropik verim değerleri için boyutsuz güç ve ısı verimin basınç oranı ile değişimi ($N = N_k = N_t = 1$; $\eta_{is} = \eta_{ks} = \eta_{ts}$; $\alpha = 5$) (Hernandez vd., 1995b).



Şekil 2.7 Çeşitli izentropik verim değerleri için boyutsuz güç ve ısı verimin basınç oranı ile değişimi ($N = N_k = N_t = 3$; $\eta_{is} = \eta_{ks} = \eta_{ts}$; $\alpha = 5$) (Hernandez vd., 1995b).

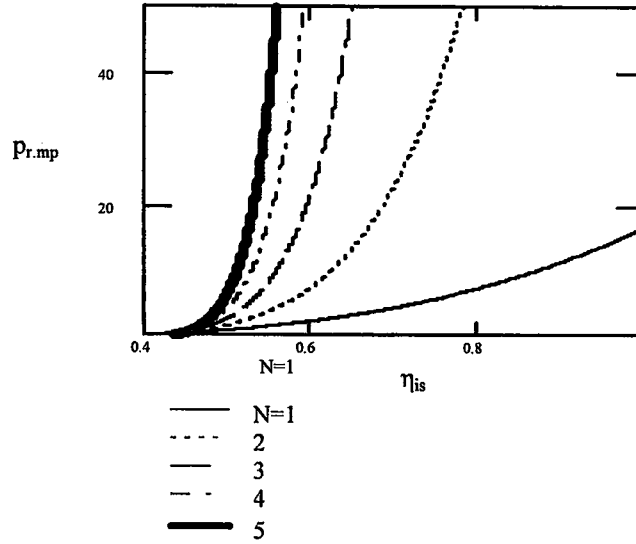


Şekil 2.8 Isıl verim ile basınç oranı arasındaki ilişki ($N = N_k = N_t \rightarrow \infty$; $\eta_{is}=\eta_{ks}=\eta_{ts}=\eta_r=1$; $\alpha = 5$) (Hernandez vd., 1995b).

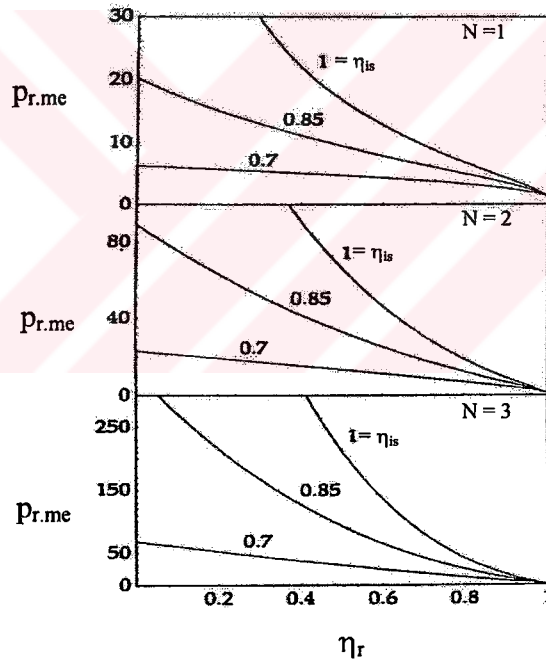
Şekil 2.6 ve 2.7 'de görüldüğü üzere, boyutsuz güç ifadesi rejeneratör veriminden bağımsız, ancak izentropik verime bağlıdır ve izentropik verimin (η_{is}) artmasıyla boyutsuz güç artmaktadır. Şekil 2.7 'de ara soğutma ve ara ısıtma kademelerinin ($N = N_k = N_t$) arttırılması ile boyutsuz güç ve ısı verim ifadelerindeki değişim görülmektedir. Şekil 2.6 ve 2.7 karşılaştırıldığında, aynı izentropik verim değerleri için kademe adedinin artan değerleri ile boyutsuz gücün arttığı görülmektedir. Rejeneratörün ideal olması ($\eta_r = 1$) durumunda ara soğutma ve ara ısıtma kademelerinin artması ile ısı verim 0,8 değerine yakınsamaktadır (Şekil 2.8). Daha az kademe adedi ile aynı maksimum güçteki basınç oranına ulaşmak izentropik verimin artması ile olanaklıdır (Şekil 2.9). Şekil 2.10' da görüldüğü üzere, rejeneratör verimi ya da izentropik verimin artmasıyla daha az kademe adedi ile aynı maksimum ısı verimindeki basınç oranına ulaşmak olanaklıdır.

Maksimum güç koşulundaki basınç oranı parametresi,

$$\theta_{mp} = (\alpha \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_{ts})^{\frac{N_k \cdot N_t}{N_k + N_t}} \quad (2.12)$$



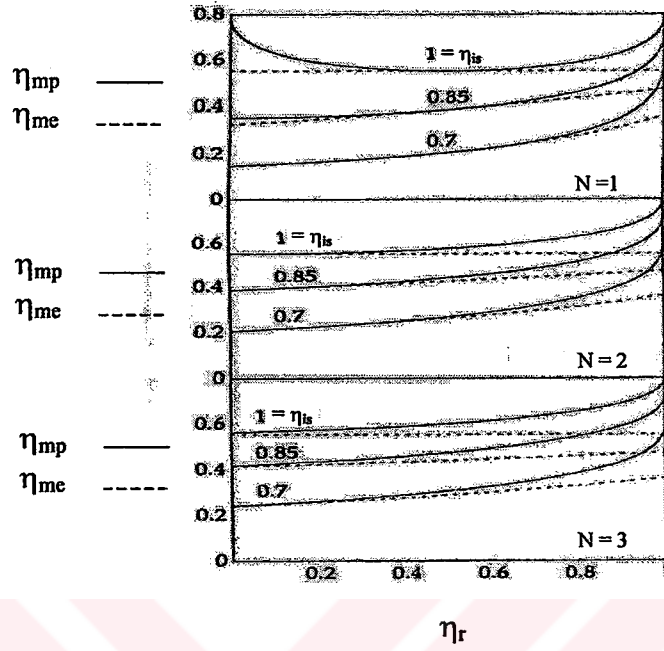
Şekil 2.9 Çeşitli kademe adedi değerleri için maksimum güç koşulundaki basınç oranının izentropik verim ile değişimi ($\eta_{is} = \eta_{ks} = \eta_{ts}$; $\alpha = 5$) (Hernandez vd., 1995b).



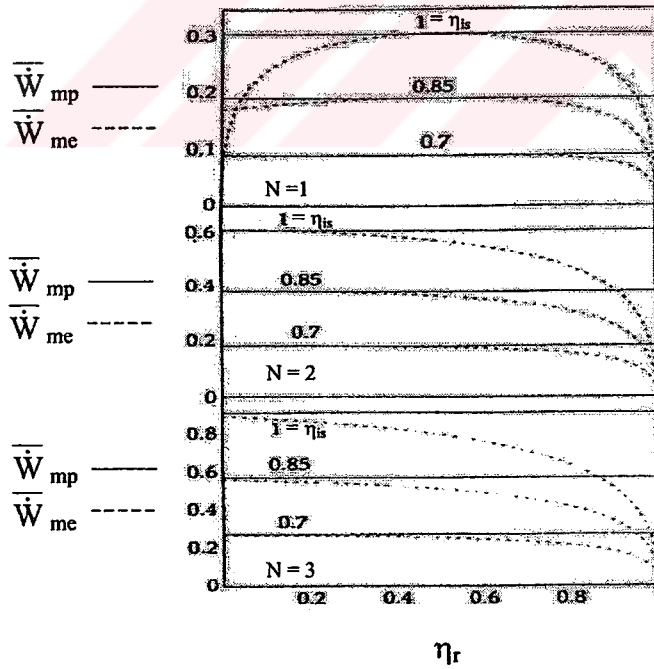
Şekil 2.10 Çeşitli kademe adedi değerleri için maksimum ısı verim koşulundaki basınç oranının rejeneratör verimi ile değişimi ($\eta_{is} = \eta_{ks} = \eta_{ts}$; $\alpha = 5$) (Hernandez vd., 1995b).

Şekil 2.9 ile Şekil 2.10 karşılaştırıldığında, maksimum güç koşulundaki basınç oranı eğrisinin maksimum ısı verim koşulundaki basınç oranı eğrisinden daha hızlı değiştiği görülmektedir. Şekil 2.11’ de görüldüğü üzere, tek kademe ara soğutma ve tek kademe ara ısıtma yapılması durumunda tersinir durum için, $\eta_r = 0,5$ değerinde η_{me} ve η_{mp} eğrileri kesişmekte ; izentropik

verimin (η_{is}) azalması ile η_{me} ve η_{mp} eğrilerinin kesiştiği η_r aralığının arttığı gözlenmektedir. Şekil 2.12' de görüldüğü üzere, aynı rejeneratör verimi için kademe adedi değerinin artması ile maksimum boyutsuz güç artmaktadır.



Şekil 2.11 Maksimum güçteki ısı verim ve maksimum ısı verimin rejeneratör verimi ile değişimi ($\eta_{is} = \eta_{ks} = \eta_{ts}$; $\alpha=5$) (Hernandez vd., 1995b).



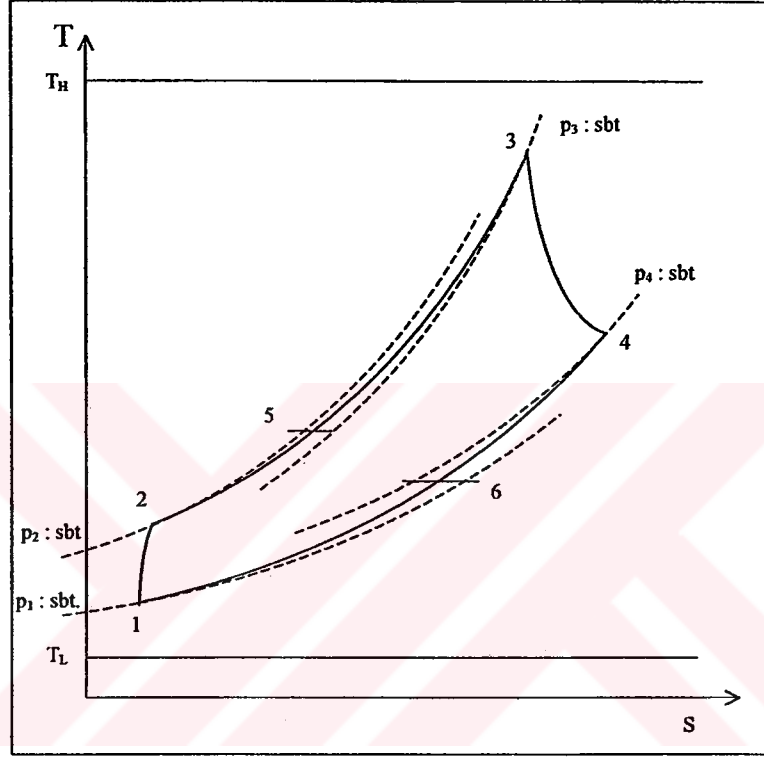
Şekil 2.12 Çeşitli izentropik verim değerleri için maksimum güç ve maksimum ısı verim koşulundaki boyutsuz gücün rejeneratör verimi ile değişimi ($\eta_{is} = \eta_{ks} = \eta_{ts}$; $\alpha = 5$) (Hernandez vd., 1995b).

Sonuç olarak, ara soğutma ve ara ısıtma kademelerinin artması ile daha yüksek güç ve daha yüksek ısı verimlere çıkılmaktadır. Buna ilave olarak, çalışma optimum koşullarının ($\eta_{me} \geq \eta_{opt} \geq \eta_{mp}$ ve $\dot{W}_{mp} \geq \dot{W}_{opt} \geq \dot{W}_{me}$) belirlenmesinde termodinamik unsurlar (tersinmezlikler ve sıcaklıklar) ve teknik unsurların (kademe adedi ve basınç oranları) birlikte değerlendirilmesinin gerektiği vurgulanmıştır.



2.1.3 Basınç kayıplarının performansa etkisi

Basınç kayıplarının rejeneratörlü Joule-Brayton ısı makinasının performansına etkileri incelenmiştir (Roco vd., 1997). İncelemede sonlu zaman termodinamiği kullanılmıştır. Modelde, T_H sıcaklığında ve sonsuz büyüklükteki sıcak ısı kaynağı ile T_L sıcaklığında ve sonsuz büyüklükteki soğuk ısı kaynağı arasında çalışan rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton ısı makinası kullanılmıştır (Şekil 2.13).



Şekil 2.13 İki ısı kaynağı arasında çalışan rejeneratörlü basınç kayıplı tersinmez Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı.

Modelde aşağıdaki tersinmezlik kaynakları dikkate alınmıştır:

- Dış ısı kaynakları ile olan bağlantılardan kaynaklanan (ϵ_H , ϵ_L)
- Kompresör ve türbindeki sürtünme ve akış kayıplarından kaynaklanan (ϵ_k , ϵ_t)
- Rejeneratörden (ısıtıcı ve soğutucu bölmelerinden oluşmaktadır) kaynaklanan (ϵ_r).

Sıcak akışkana ait etkinlik ifadesi aşağıdadır:

$$\epsilon_H = 1 - e^{(-NTU_H)} = \frac{T_5 - T_3}{T_5 - T_H} \quad (2.13)$$

Soğuk akışkana ait etkinlik ifadesi aşağıdadır:

$$\varepsilon_L = 1 - e^{(-NTU_L)} = \frac{T_1 - T_6}{T_L - T_6} \quad (2.14)$$

Rejeneratöre ait etkinlik ifadesi aşağıdadır:

$$\varepsilon_r = \frac{NTU_r}{1 + NTU_r} = \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} = \frac{T_6 - T_4}{T_2 - T_4} \quad (2.15)$$

(3.13), (3.14) ve (3.15)' te geçen boyutsuz ısı transfer sayıları $NTU_H = \frac{(U.A)_H}{C}$,

$NTU_L = \frac{(U.A)_L}{C}$, $NTU_r = \frac{(U.A)_r}{C}$ olarak tanımlanmıştır. Burada, toplam ısı transfer katsayısı

U, ısı transfer yüzeyi A ve akışkana ait ısı kapasitesi C ile gösterilmiştir.

Öncelikle, dış kaynaklar arasında bulunan içtersinir Joule-Brayton ısı makinasının performansı incelenmiştir. Yalnızca dış ısı kaynakları ile olan bağlantılardan kaynaklanan tersinmezlikler dikkate alınmış, basınç kayıpları dikkate alınmamıştır. İçtersinir Joule-Brayton ısı makinasına ait güç,

$$|\dot{W}| = C.T_L \left[\varepsilon_H \frac{\theta - 1}{\alpha.(\varepsilon_H + \theta - 1)} - \varepsilon_L \frac{\theta - 1}{1 + \theta.(\varepsilon_L - 1)} \right] \text{ olarak ifade edilebilir.} \quad (2.16)$$

Isıl verim,

$$\eta = \frac{\alpha.\varepsilon_L.(-\varepsilon_H + \theta - 1)}{\varepsilon_H.[1 + \theta.(\varepsilon_L - 1)]} \text{ olarak ifade edilebilir.} \quad (2.17)$$

$\varepsilon_r = 0$ ve 1 için maksimum güç ifadesi,

$$|\dot{W}_{mp}| = C \cdot (\sqrt{T_H} - \sqrt{T_L})^2 \cdot \frac{\varepsilon_H \cdot \varepsilon_L}{1 - (1 - \varepsilon_L) \cdot (1 - \varepsilon_H)} \quad (2.18)$$

$\varepsilon_r = 0$ ve 1 için maksimum ısı verim ifadesi,

$$\eta_C = \eta_{me} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (2.19)$$

$\varepsilon_r = 0$ ve 1 için maksimum güç koşulundaki ısı verim ifadesi,

$$\eta_{CA} = \eta_{mp} = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \quad (2.20)$$

$\varepsilon_r = 0$ ve 1 için maksimum ısı verim koşulundaki güç ifadesi,

$$\dot{W}_{me} = 0 \text{ olarak bulunmuştur.} \quad (2.21)$$

Bir diğer durum olarak, içtersinmez rejeneratörlü Joule-Brayton ısı makinası ele alınmıştır ($\varepsilon_L = \varepsilon_H = 1$). İçtersinmezlikler, basınç kayıpları, türbin kayıpları ve kompresör kayıplarından kaynaklanmaktadır. Bu durumda, güç ve ısı verim ifadeleri aşağıdadır:

$$\left. \begin{aligned} |\dot{W}| &= C \cdot T_1 \cdot \left[\frac{\varepsilon_t}{\alpha} \left[1 - \frac{1}{\theta_{23} \cdot \theta_{41} \cdot \theta_k} \right] - \frac{\theta_k - 1}{\varepsilon_k} \right] \\ \eta &= \frac{\frac{\varepsilon_t}{\alpha} \left[1 - \frac{1}{\theta_{23} \cdot \theta_{41} \cdot \theta_k} \right] - \frac{\theta_k - 1}{\varepsilon_k}}{\frac{\varepsilon_t \cdot \varepsilon_r}{\alpha} \left[1 - \frac{1}{\theta_{23} \cdot \theta_{41} \cdot \theta_k} \right] + \left[\frac{1}{\alpha} - 1 - \frac{\theta_k - 1}{\varepsilon_k} \right] \cdot (1 - \varepsilon_r)} \end{aligned} \right\} \quad (2.22)$$

(3.22)' de geçen basınç oranı parametreleri,

$$\theta_{23} = \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad \theta_{41} = \left(\frac{p_1}{p_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad \theta_k = \frac{T_{2s}}{T_1} \quad \text{olarak alınmıştır.} \quad (2.23)$$

Dış tersinir rejeneratörlü Joule-Brayton ısı makinasına ait maksimum güç ifadesi,

$$\dot{W}_{mp} = \frac{C.T_1}{\theta_{23}.\theta_{41}.\varepsilon_k} \cdot \left[\left[\sqrt{\frac{\theta_{23}.\theta_{41}.\varepsilon_k.\varepsilon_t}{\alpha}} - 1 \right]^2 - (1 - \theta_{23}.\theta_{41}) \right] \quad \text{olarak bulunmuştur.} \quad (2.24)$$

Dış tersinir rejeneratörlü Joule-Brayton ısı makinasına ait maksimum güçteki ısı verim,

$$\eta_{mp} = \frac{\left[\sqrt{\frac{\theta_{23}.\theta_{41}.\varepsilon_k.\varepsilon_{ts}}{\alpha}} - 1 \right]^2 - (1 - \theta_{23}.\theta_{41})}{(1 - \varepsilon_r) \cdot \left[\theta_{23}.\theta_{41} \cdot \left[\left[\frac{1}{\alpha} - 1 \right] \cdot \varepsilon_k + 1 \right] - \sqrt{\frac{\theta_{23}.\theta_{41}.\varepsilon_k.\varepsilon_t}{\alpha}} \right] + \frac{\theta_{23}.\theta_{41}.\varepsilon_k.\varepsilon_t.\eta_r}{\alpha} \left[1 - \sqrt{\frac{\alpha}{\theta_{23}.\theta_{41}.\varepsilon_k.\varepsilon_t}} \right]}$$

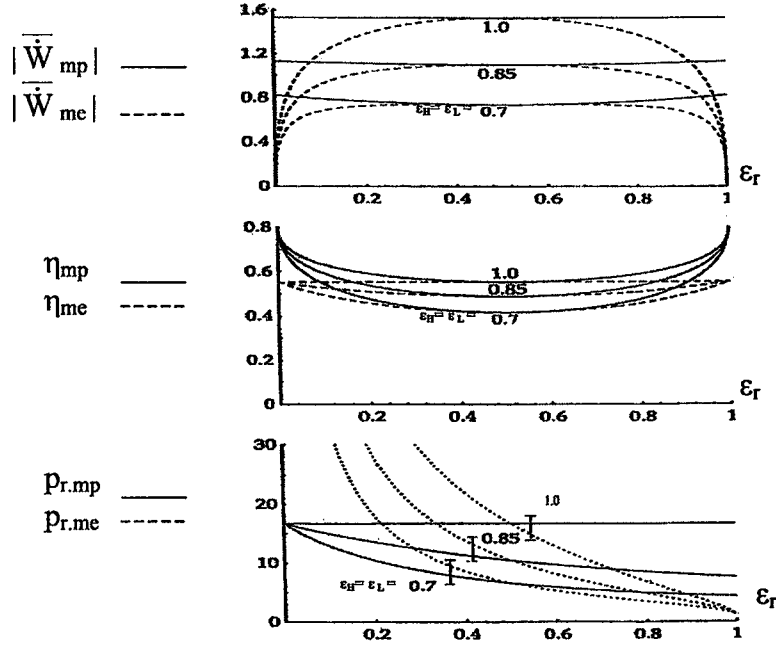
olarak bulunmuştur.

(2.25)

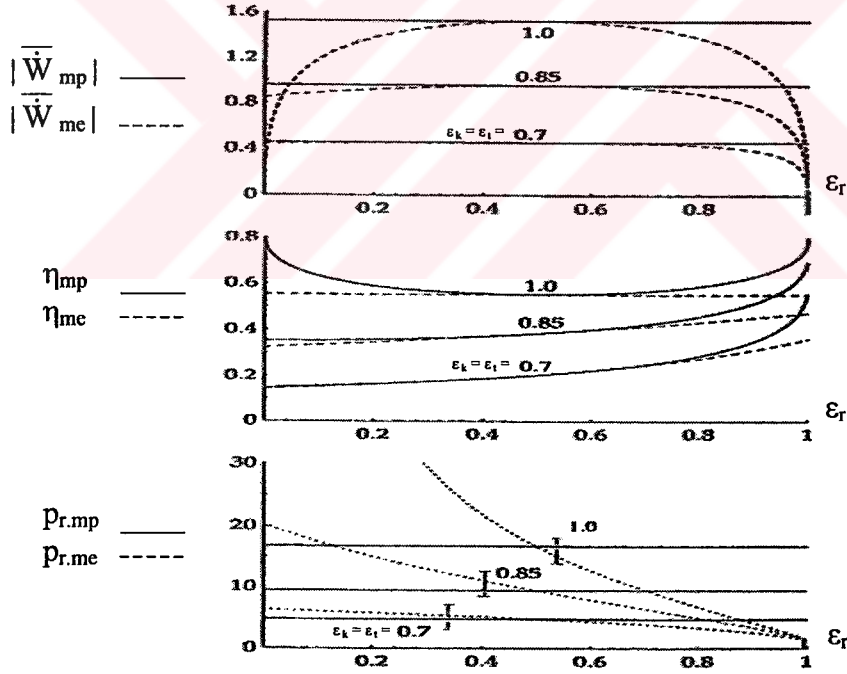
Aşağıdaki şekillerde basitleştirmek amacıyla aynı türden tersinmezlikler birbirine eşit alınmıştır

($\varepsilon_H = \varepsilon_L$, $\theta_{23} = \theta_{41}$, $\varepsilon_k = \varepsilon_t$). Şekil 2.14 ve 2.15' de basınç kayıpları dikkate alınmazken, Şekil

2.16' da ise, iç ve dış tersinmezlikler ile basınç kayıpları beraber dikkate alınmıştır.



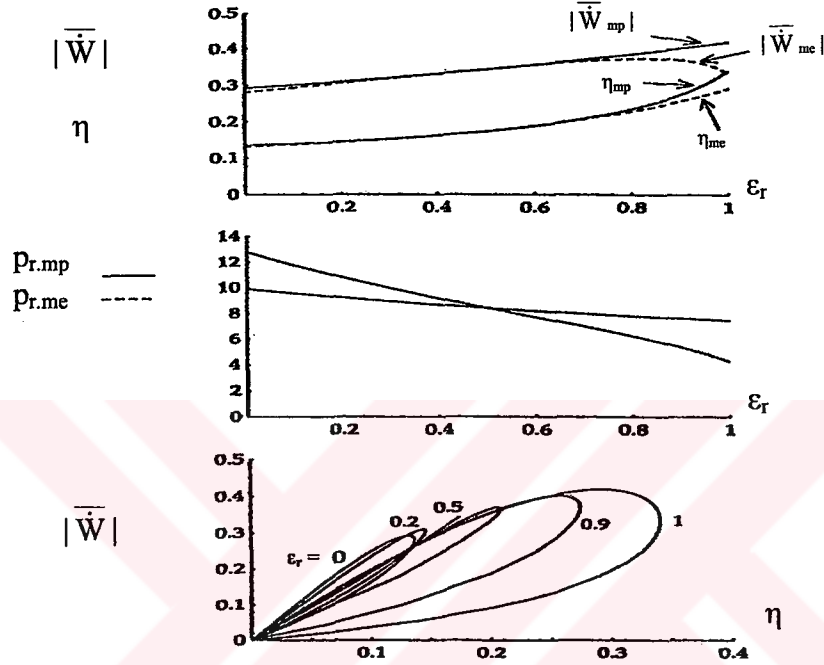
Şekil 2.14 Çeşitli dış tersinmezlik değerleri için maksimum güç ve maksimum ısı verim koşulundaki boyutsuz güç, ısı verim ve basınç oranının rejeneratör etkinliği ile değişimi ($\varepsilon_L = \varepsilon_H$; $\varepsilon_k = \varepsilon_t = 1$; $\theta_{23} = \theta_{41} = 1$; $k = 1,4$; $\alpha = 5$) (Roco vd., 1997).



Şekil 2.15 Kompresör ve türbine ait çeşitli etkinlik değerleri için maksimum güç ve maksimum ısı verim koşulundaki boyutsuz güç, ısı verim ve basınç oranının rejeneratör etkinliği ile değişimi ($\varepsilon_L = \varepsilon_H = 1$; $\varepsilon_k = \varepsilon_t$; $\theta_{23} = \theta_{41} = 1$; $k = 1,4$; $\alpha = 5$) (Roco vd., 1997).

Şekil 2.14' te dış tersinmezliklerin ve Şekil 2.15' te içtersinmezliklerin etkisi görülmektedir. Şekil 2.16' da ise, güç, ısı verim, basınç oranı ve rejeneratör veriminin etkileri birlikte

görülmektedir. Rejeneratör etkinliğinin 0,5' e eşit olması durumunda, maksimum güç ve maksimum ısı verim koşullarını sağlayan güç ve ısı verim eğrileri çakışmaktadır. Kapanan boyutsuz güç-ısı verim eğrilerinden de görüleceği üzere, rejeneratör etkinliğinin sıfırdan başlayarak artması ile eğriler 0,5 değerine kadar daralmakta ve 0,5 değerinden sonra genişlemektedir. Maksimum güç ve maksimum ısı verim değerleri ise, sürekli artmaktadır. Ancak, maksimum güçteki ısı verim artarken maksimum ısı verimdeki güç değerleri bir noktadan sonra azalmaya başlamaktadır.

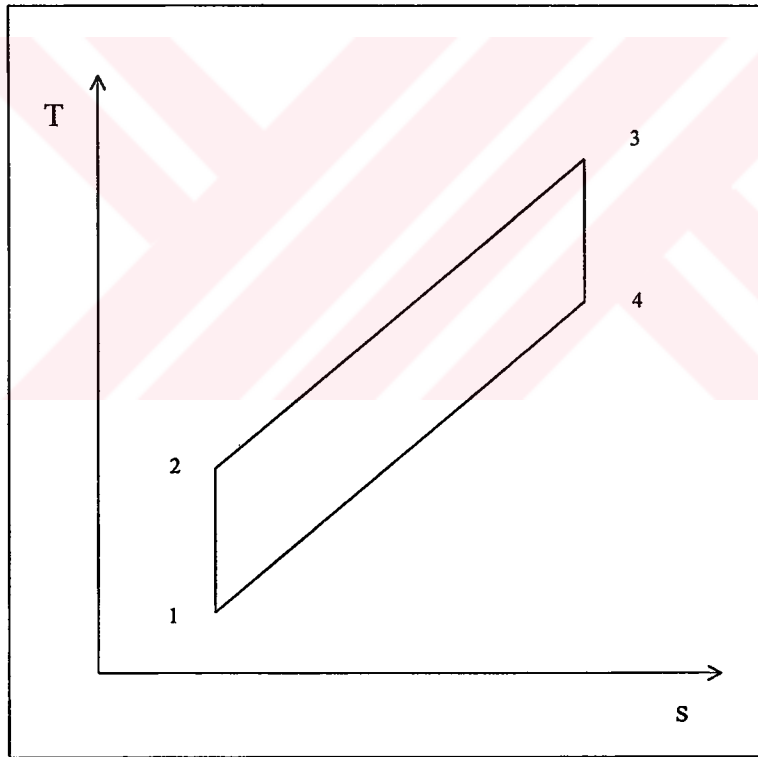


Şekil 2.16 Maksimum güç ve maksimum ısı verim koşulundaki boyutsuz güç, ısı verim ve basınç oranının rejeneratör etkinliği ile değişimi ve boyutsuz güç ile ısı verim arasındaki ilişki ($\epsilon_L = \epsilon_H = 0,9$; $\epsilon_k = \epsilon_t = 0,85$; $\theta_{23} = \theta_{41} = 0,93$; $k = 1,4$; $\alpha = 5$) (Roco vd., 1997).

2.2 Joule-Brayton Isı Makinasının Maksimum Güç Yoğunluğu Kriterindeki Performansının İncelenmesi

2.2.1 Tersinir durum için maksimum güç yoğunluğu, maksimum ısı verim ve maksimum güç koşulundaki performansların karşılaştırılması

Isı makinalarının performansının belirlenmesine yönelik yeni bir kriter olarak maksimum güç yoğunluğu kriteri ortaya konulmuş ve bu kriter tersinir Joule-Brayton ısı makinasına uygulanmıştır (Şahin vd., 1995). Güç yoğunluğu, çevrimden alınan gücün çevrimin maksimum özgül hacmine oranı olarak tanımlanmıştır. Bu kriterin kullanılmasıyla optimizasyona ısı makinasının boyutları da dahil edilmiştir. Maksimum güç yoğunluğu koşulunda tasarlanan ısı makinasının daha küçük boyutlara ve daha yüksek ısı verime sahip olacağı gösterilmiştir.



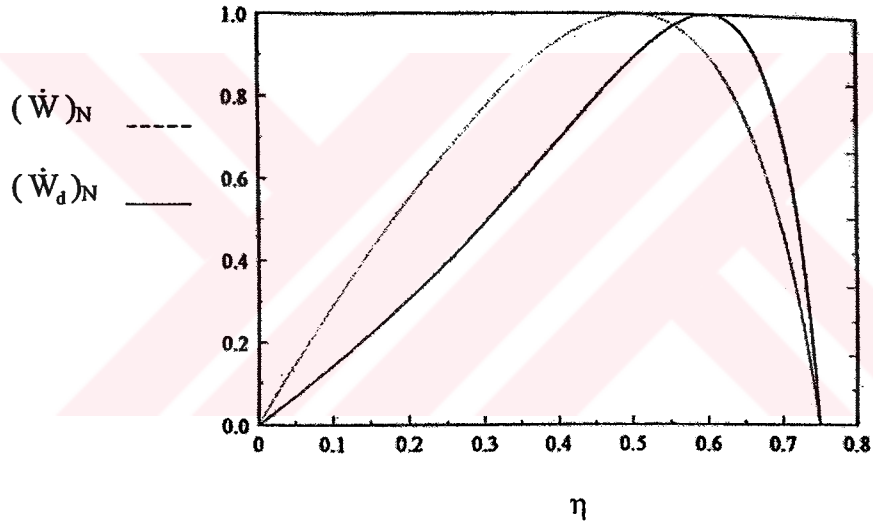
Şekil 2.17 Tersinir Joule-Brayton ısı makinasına ait T-s diyagramı.

Tersinir Joule-Brayton çevrimine ait normalize edilmiş güç yoğunluğu ve normalize edilmiş güç ifadeleri aşağıdadır:

$$(\dot{W}_d)_N = \frac{4.\alpha.\theta}{(\alpha-1)^2} \left[1 - \frac{\theta}{\alpha} \right] \left[1 - \frac{1}{\theta} \right] \quad (2.26)$$

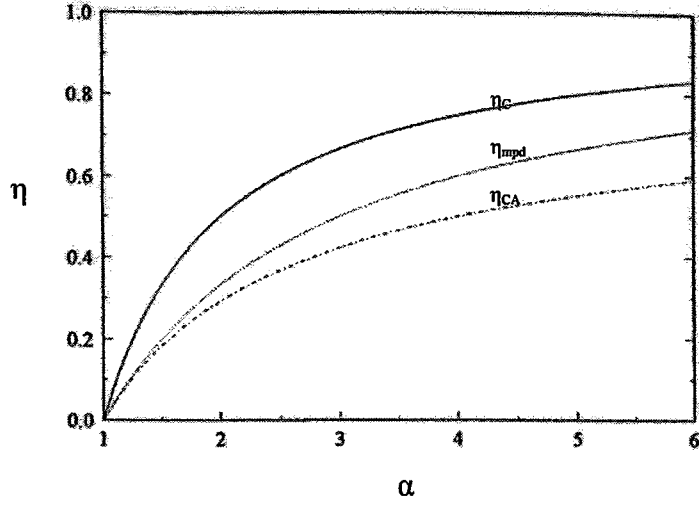
$$(\dot{W})_N = \frac{\alpha-\theta}{(\sqrt{\alpha}-1)^2} \left[1 - \frac{1}{\theta} \right] \quad (2.27)$$

Burada, normalize edilmiş güç yoğunluğu $((\dot{W}_d)_N)$, güç yoğunluğu ifadesinin maksimum güç yoğunluğu ifadesine oranıdır. Normalize edilmiş güç $((\dot{W})_N)$ ise, güç ifadesinin maksimum güç ifadesine oranıdır. Bu koşullar altında, maksimum güç koşulundaki ısı verim ifadesi Curzon-Ahlborn verim ifadesine eşit olmaktadır.

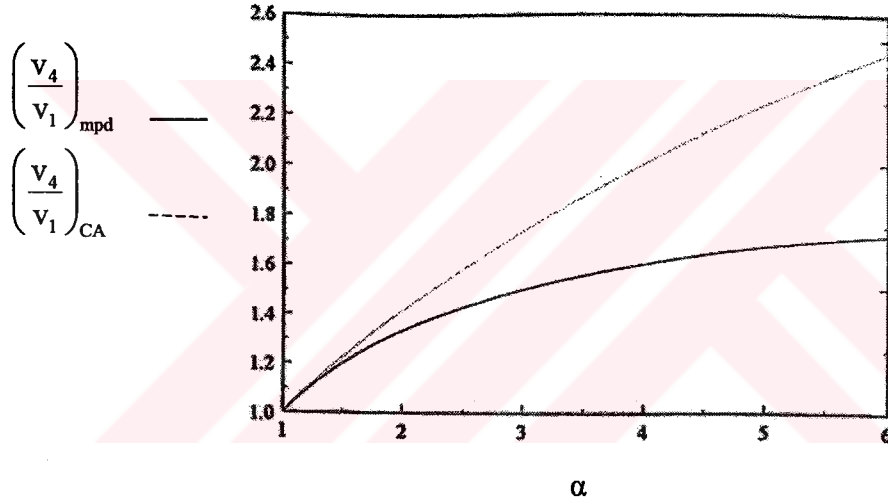


Şekil 2.18 Normalize edilmiş güç yoğunluğu ve normalize edilmiş gücün ısı verim ile değişimi ($\alpha = 4$) (Şahin vd., 1995).

Şekil 2.18' de görüldüğü üzere, maksimum güç yoğunluğu koşulundaki ısı verim maksimum güç koşulundaki ısı verimden daha yüksektir. Şekil 2.19' da görüldüğü üzere, maksimum güç yoğunluğu koşulundaki ısı verim aynı α değeri için Carnot verimi ve Curzon-Ahlborn verim eğrileri arasındadır.

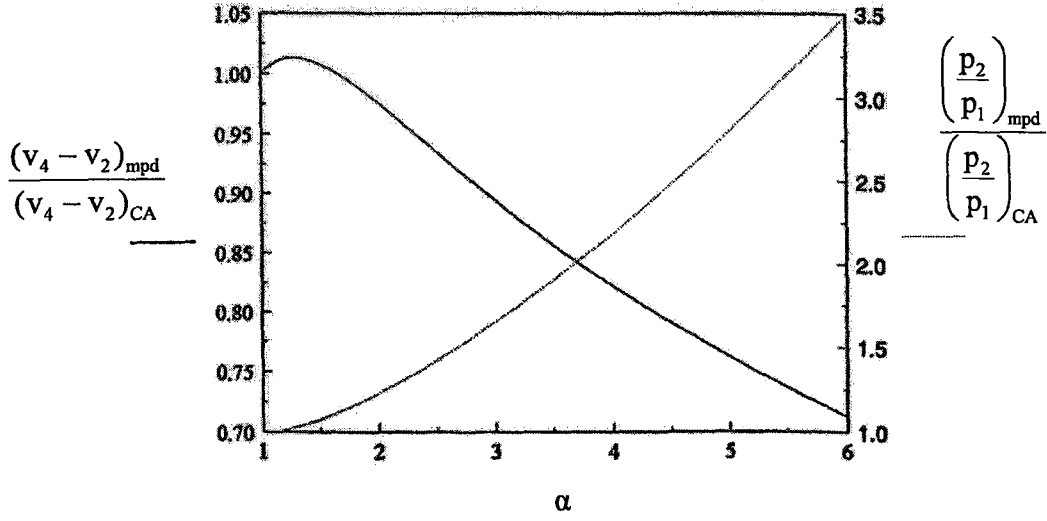


Şekil 2.19 Carnot verimi, maksimum güç yoğunluğu koşulundaki ısı verim ve Curzon-Ahlborn verim ifadelerinin sıcaklıklar oranı ile değişimi (Şahin vd., 1995).



Şekil 2.20 Maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç koşulundaki normalize edilmiş maksimum özgül hacmin sıcaklıklar oranı ile değişimi (Şahin vd., 1995).

Şekil 2.20' de görüldüğü üzere, maksimum güç yoğunluğu koşulunda çalışan bir ısı makinası ile maksimum güç koşulunda çalışan bir ısı makinası karşılaştırıldığında, maksimum güç yoğunluğu koşulunda çalışan ısı makinasının maksimum özgül hacmi (v_4/v_1) daha küçüktür. Dolayısıyla daha küçük boyutlara sahiptir.

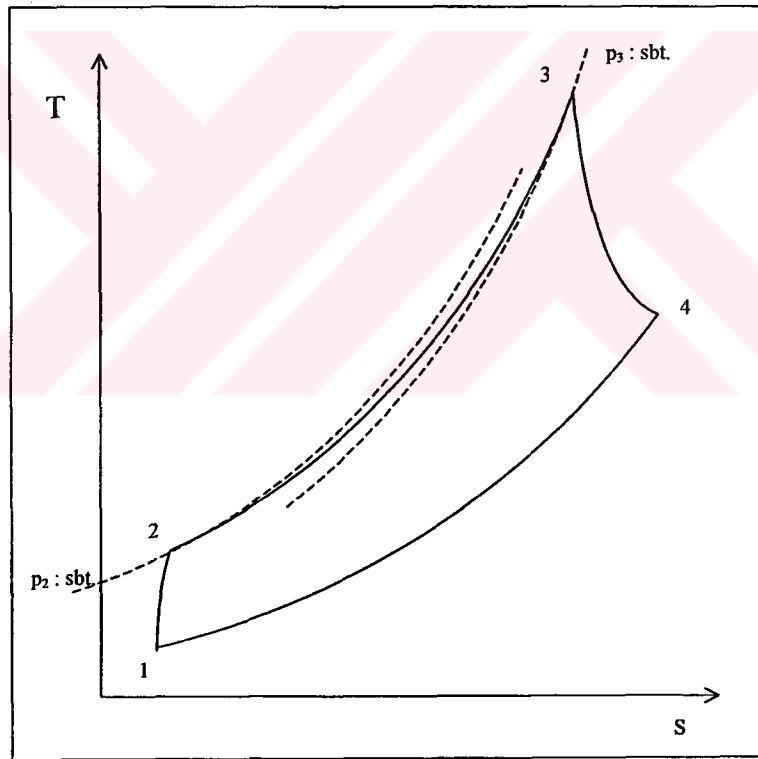


Şekil 2.21 Maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç koşullarındaki toplam hacimlerinin oranı ve basınç oranı oranlarının sıcaklıklar oranı ile değişimi (Şahin vd., 1995).

Şekil 2.21' de görüldüğü üzere, aynı sıcaklıklar oranı (α) değeri için maksimum güç yoğunluğu koşulundaki toplam hacmin $(v_4 - v_2)$ Curzon-Ahlborn ısı makinasınınkinden daha küçük olması nedeniyle daha ufak boyutlar elde edilmektedir. Buna karşın, daha yüksek basınç oranlarına gereksinim vardır.

2.2.2 Tersinmez durum için basınç kaybının maksimum güç ve maksimum güç yoğunluğu koşulundaki performansa etkisi

Tersinmez Joule-Brayton ısı makinasının maksimum güç yoğunluğundaki performansı incelenmiştir (Şahin vd., 1996). Modelde kompresör, türbin ve yanma odasındaki tersinmezlikler dikkate alınmıştır (Şekil 2.22). Analiz sonrasında, ısı makinasının ısı verimi ve boyutları dikkate alındığında, aynı sıcaklıklar oranları için maksimum güç yoğunluğu kriterinin maksimum güç kriterinden daha üstün olduğu sonucu bulunmuştur. Bununla beraber, aynı basınç oranı için ısı makinasından alınan güç ve ısı verim dikkate alındığında maksimum güç kriterinin maksimum güç yoğunluğu kriterinden daha üstün olduğu sonucuna varılmıştır. Maksimum güç yoğunluğunda çalışan ısı makinasının ısı verimi maksimum güç yoğunluğundakinden daha yüksek olacağından yakıt ekonomisi sağlayacak ve boyutları daha küçük olacağından ilk yatırım maliyeti daha düşük olacaktır.



Şekil 2.22 Tersinmez Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı. (Kompresör ve türbin arasındaki basınç kayıpları dikkate alınmıştır.)

Güç, güç yoğunluğu, normalize edilmiş güç, normalize edilmiş güç yoğunluğu, maksimum güçteki ısı verim, maksimum güç yoğunluğundaki ısı verim ifadeleri sırasıyla aşağıdadır:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left[\alpha \cdot \eta_{ts} \cdot \left[1 - \frac{1}{\theta_{23} \cdot \theta_k} \right] - \frac{(\theta_k - 1)}{\eta_{ks}} \right] \quad (2.28)$$

$$\dot{W}_d = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot T_1}{v_1} \cdot \frac{\left[\eta_{ts} \cdot \left[1 - \frac{1}{\theta_{23} \cdot \theta_k} \right] - \frac{(\theta_k - 1)}{\alpha \cdot \eta_{ks}} \right]}{\left[1 - \eta_{ts} \cdot \left[1 - \frac{1}{\theta_{23} \cdot \theta_k} \right] \right]} \quad (2.29)$$

$$(\dot{W})_N = \frac{\alpha \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_{ts} \cdot \left[\theta_{23} - \left[\frac{1}{\theta_k} \right] \right] - \theta_{23} \cdot (\theta_k - 1)}{(\sqrt{\alpha \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_{ts} \cdot \theta_{23}} - 1)^2 - (1 - \theta_{23})} \quad (2.30)$$

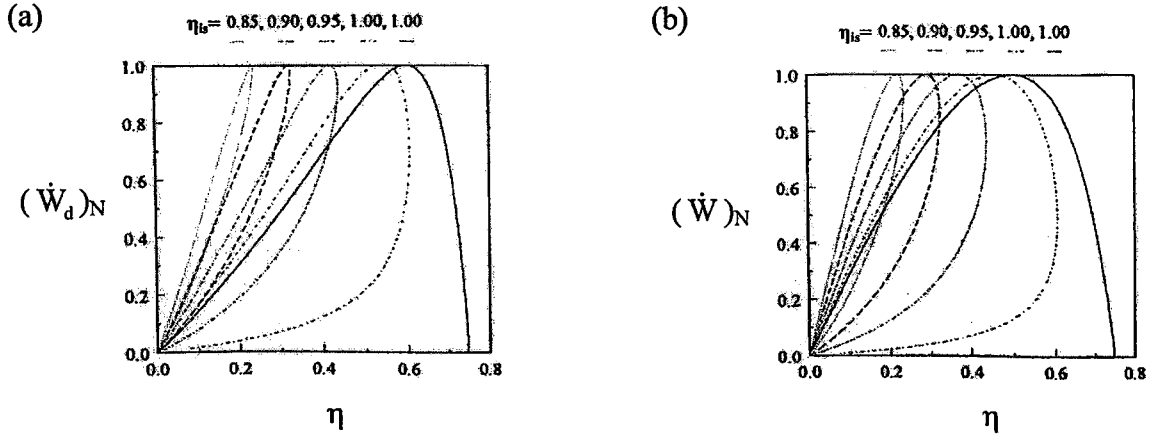
$$(\dot{W}_d)_N = \frac{\theta_{23} \cdot (1 - \eta_{ts})^2 \cdot (\alpha \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_{ts} \cdot (\theta_{23} \cdot \theta_k - 1) - \theta_{23} \cdot \theta_k \cdot (\theta_k - 1))}{(\theta_{23} \cdot \theta_k \cdot (1 - \eta_{ts}) + \eta_{ts}) \cdot ((\eta_{ts} \cdot Z - 1)^2 - (1 - \theta_{23}) \cdot (1 - \eta_{ts})^2)} \quad (2.31)$$

Buradaki Z ifadesi aşağıdadır:

$$Z = \sqrt{1 + \frac{\theta_{23} \cdot (1 + \alpha \cdot \eta_{ks}) \cdot (1 - \eta_{ts})}{\eta_{ts}}} \quad (2.32)$$

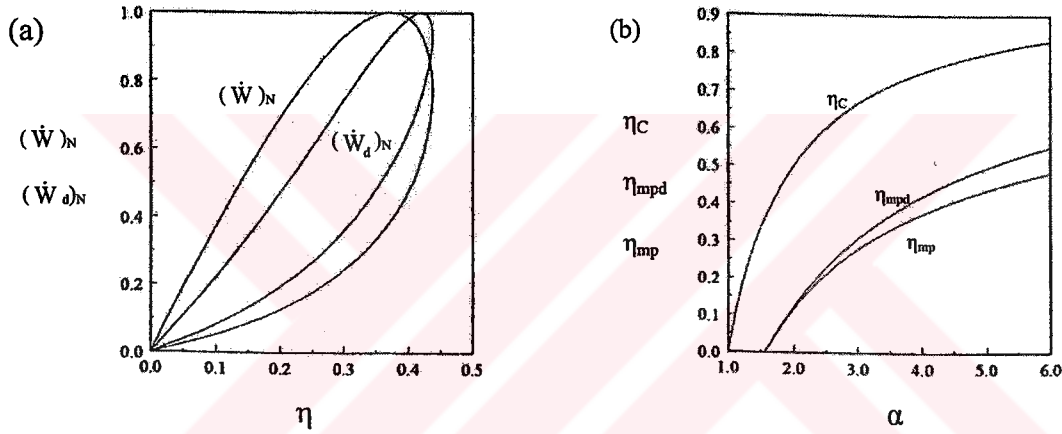
$$\eta_{mp} = \frac{(\sqrt{\alpha \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_{ts} \cdot \theta_{23}} - 1)^2 - (1 - \theta_{23})}{(\alpha - 1) \cdot \eta_{ks} \cdot \theta_{23} - (\sqrt{\alpha \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_{ts} \cdot \theta_{23}} - \theta_{23})} \quad (2.33)$$

$$\eta_{mpd} = \frac{Z \cdot ((\eta_{ts} \cdot Z - 1)^2 - (1 - \theta_{23}) \cdot (1 - \eta_{ts})^2)}{(Z - 1) \cdot (\eta_{ts} \cdot Z^2 - \eta_{ts} \cdot Z - \theta_{23} \cdot \eta_{ks} \cdot (1 - \eta_{ts}))} \quad (2.34)$$



Şekil 2.23 Çeşitli izentropik verim değerleri için ($\alpha = 4$, $\theta_{23} = 0,95$, düz çizgili $\eta_{is}=\eta_{ks}=\eta_{ts}=1$ için $\theta_{23} = 1$) (Şahin vd., 1996).

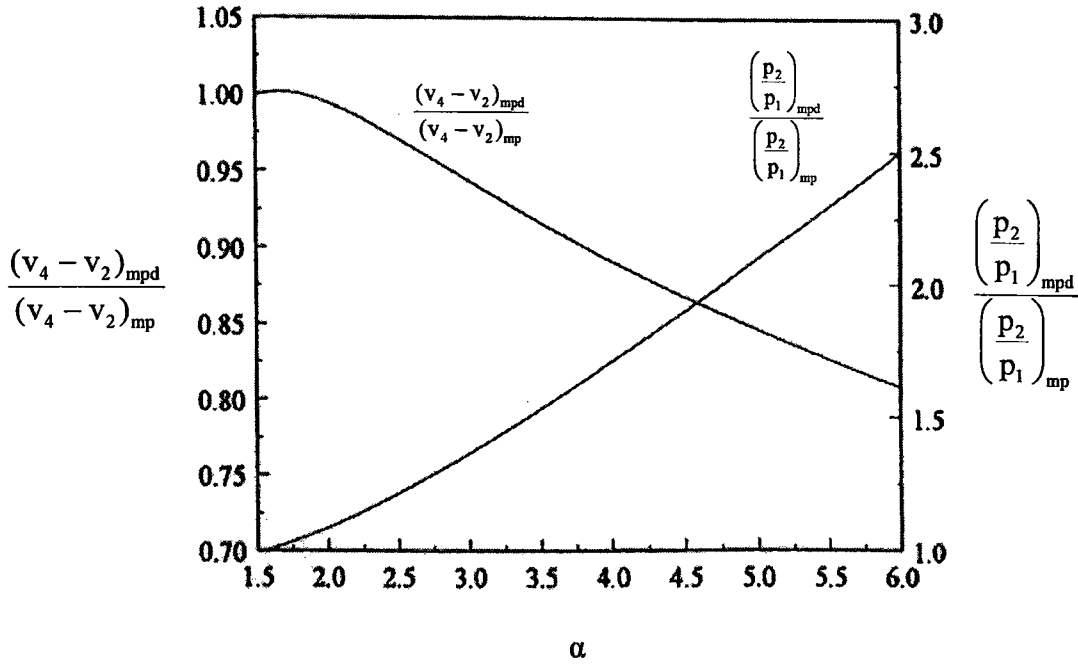
- a) Normalize edilmiş güç yoğunluğu ile ısı verim arasındaki ilişki
b) Normalize edilmiş güç ile ısı verim arasındaki ilişki



Şekil 2.24 ($\theta_{23} = 0,98$, $\eta_{ks} = 0,90$, $\eta_{ts} = 0,95$) (Şahin vd., 1996).

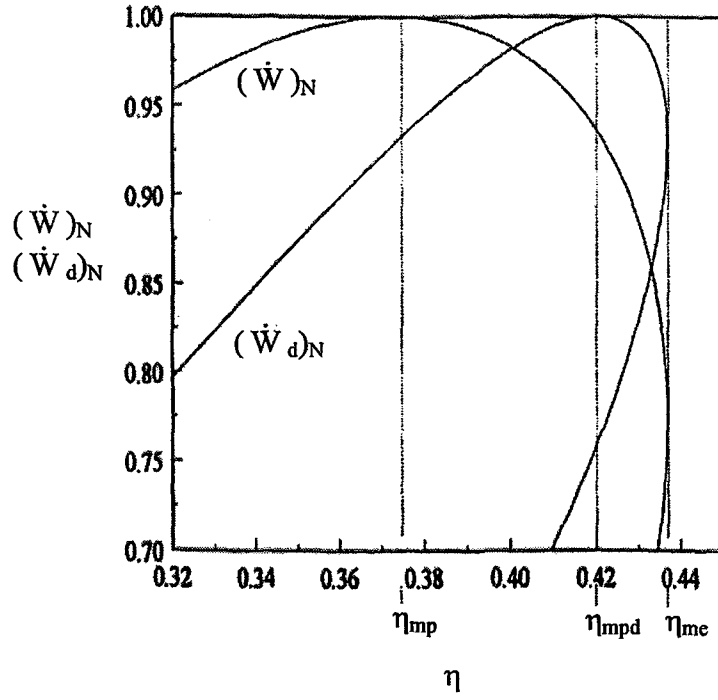
- a) Normalize edilmiş güç yoğunluğu ve normalize edilmiş güç ile ısı verim arasındaki ilişki.
b) Carnot verimi, maksimum güç yoğunluğundaki ısı verim ve maksimum güçteki ısı verimin sıcaklıklar oranı ile değişimi.

Şekil 2.23a ve b incelendiğinde maksimum güç yoğunluğunda elde edilen ısı verim değerlerinin maksimum güçte elde edilenden daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu fark, Şekil 2.24.a' da da açıkça görülmektedir. Şekil 2.24.b' de ise, maksimum güç yoğunluğundaki ısı verim, maksimum güçteki ısı verim ve Carnot verimi sıcaklıklar oranına göre karşılaştırılmalı olarak görülmektedir. Maksimum güç yoğunluğundaki ısı verim, Carnot veriminden küçük ve maksimum güçteki ısı verimden büyüktür.



Şekil 2.25 Maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç koşullarındaki toplam hacimlerin oranı ve basınç oranı oranlarının sıcaklıklar oranı ile değişimi ($\theta_{23} = 0,98$, $\eta_{ks}=0,90$, $\eta_{ts} = 0,95$) (Şahin vd., 1996).

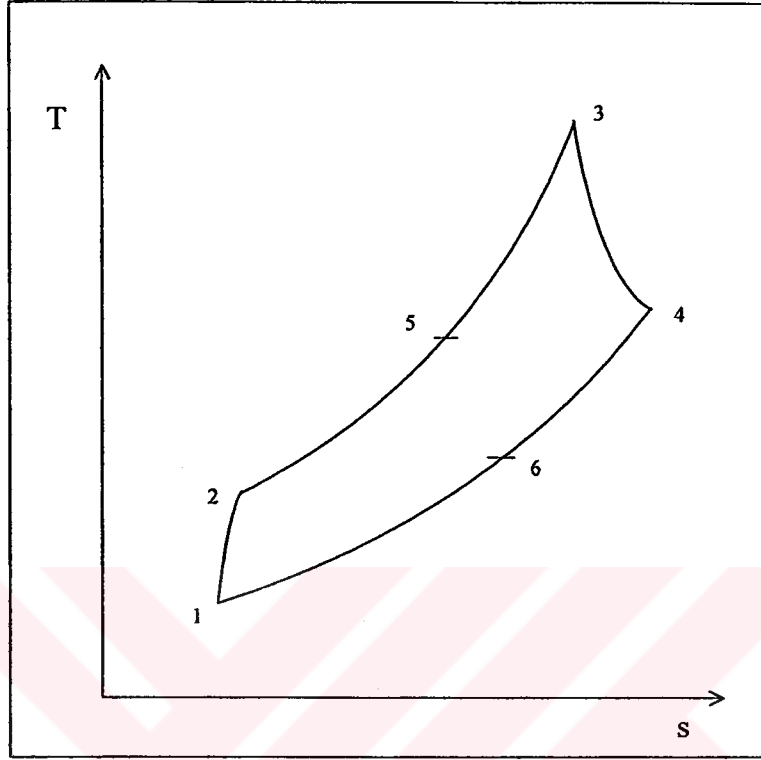
Şekil 2.25' te maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç kriteri hacim (diğer bir deyişle, boyut) ve basınç oranı bakımından karşılaştırılmaktadır. Çevrim hacmi (v_4-v_2) alınmıştır. Şekil 2.25' te görüleceği üzere, maksimum güç yoğunluğu kriteri boyut üstünlüğü (hacimlerin oran birden küçük değerler aldığından) sağlarken, maksimum güç kriteri için gerekenden daha yüksek basınçlara çıkılmasına neden olmaktadır. Bu ise, kompresörlere için daha fazla güç harcanması demektir. Şekil 2.26' da açıkça görüleceği üzere, maksimum güç yoğunluğunda elde edilen ısı verim, maksimum ısı verimden küçük ve maksimum güçte elde edilenden ise büyüktür. Sonuç olarak, maksimum güç yoğunluğu kriteri maksimum ısı verim koşullarına daha yakın çalışma olanağı sağlarken, boyut üstünlüğünü de beraberinde getirmektedir.



Şekil 2.26 Maksimum güçteki ısı verim, maksimum güç yoğunluğundaki ısı verim ve maksimum ısı verimin normalize edilmiş güç-ısı verim ve normalize edilmiş güç yoğunluğu-ısı verim eğrileri üzerinde karşılaştırılması ($\theta_{23} = 0,98$; $\eta_{ks} = 0,90$; $\eta_{ts}=0,95$) (Şahin vd., 1996).

2.2.3 Rejeneratör ilavesinin performansına etkisi

Şahin vd., (1996) tarafından yapılan çalışma rejeneratör eklenerek bir aşama daha ileri götürülmüştür (Medina vd., 1996).



Şekil 2.27 Rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı (Medina vd., 1996).

Şekil 2.27' de görüldüğü üzere, modelde kullanılan çevrimde basınç kayıpları dikkate alınmamaktadır. Basınç kayıpsız rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton çevrimine ait güç, güç yoğunluğu, ısı verim, maksimum güçteki basınç oranı parametresi, maksimum güç yoğunluğundaki basınç oranı parametresi ve maksimum ısı verimindeki basınç oranı parametresi ifadeleri sırasıyla aşağıdadır:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_1 \left[\alpha \cdot \eta_{ts} \left[1 - \frac{1}{\theta} \right] - \frac{(\theta - 1)}{\eta_{ks}} \right] \quad [2.35]$$

$$\dot{W}_d = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot T_1}{v_1} \cdot \frac{\left[\eta_{ts} \left[1 - \frac{1}{\theta} \right] - \frac{(\theta - 1)}{\alpha \cdot \eta_{ks}} \right]}{\left[1 - \eta_{ts} \left[1 - \frac{1}{\theta} \right] \right]} \quad [2.36]$$

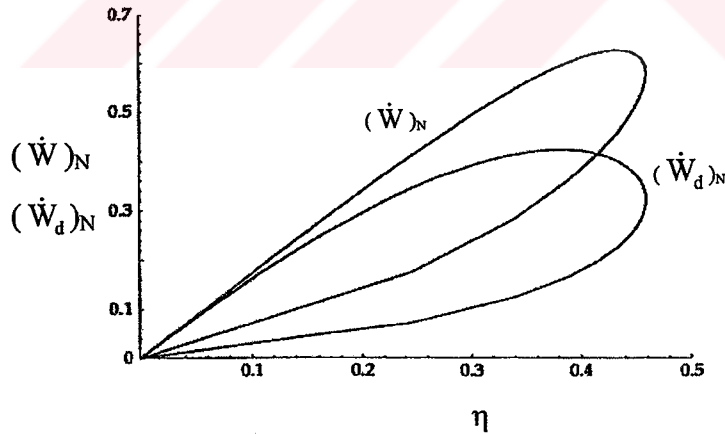
$$\eta = \frac{\eta_{ts} \left[1 - \frac{1}{\theta} \right] - \frac{(\theta - 1)}{\alpha \cdot \eta_{ks}}}{(1 - \eta_r) \left[1 - \frac{1}{\alpha} - \frac{\theta - 1}{\alpha \cdot \eta_{ks}} \right] + \eta_r \cdot \eta_{ts} \left[1 - \frac{1}{\theta} \right]} \quad [2.37]$$

(2.38)-(2.40) arasında verilen optimum basınç oranı parametreleri yardımıyla optimum güç ve ısı verim elde edilebilir.

$$\theta_{mp} = \sqrt{\alpha \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_{ts}} \quad [2.38]$$

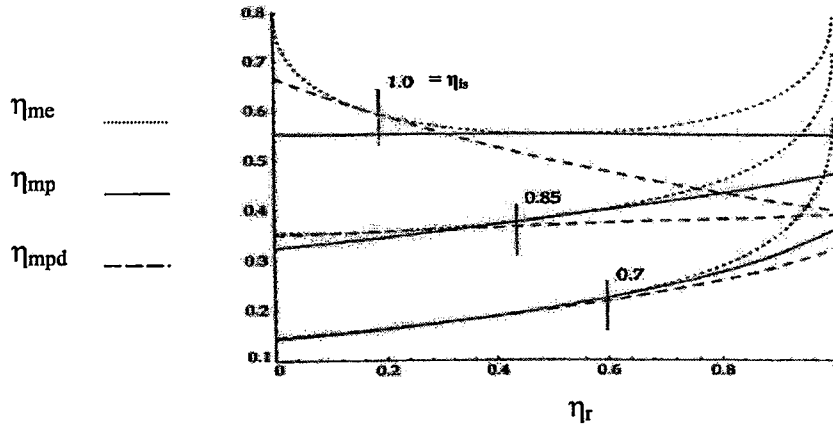
$$(1 - \eta_{ts}) \cdot (\theta_{mpd})^2 + 2\eta_{ts} \cdot \theta_{mpd} - \alpha \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_{ts} \cdot \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot \eta_{ks}} \right) = 0 \quad [2.39]$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\alpha \cdot \eta_{ks}} \left[(1 - \eta_r) \cdot \left[\eta_{ts} + \frac{1}{\alpha} - 1 \right] - \eta_{ts} \cdot \eta_r \right] \cdot (\theta_{me})^2 + (2\eta_r - 1) \cdot \frac{2\eta_{ts}}{\alpha \cdot \eta_{ks}} \cdot \theta_{me} + \\ & \eta_{ts} \cdot \left[1 - \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha \cdot \eta_{ks}} + \eta_r \left[-1 + \frac{1}{\alpha} - \frac{2}{\alpha \cdot \eta_{ks}} \right] \right] = 0 \end{aligned} \quad [2.40]$$



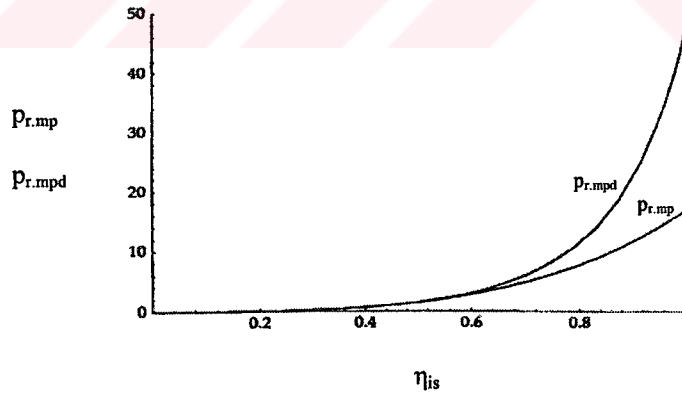
Şekil 2.28 Normalize edilmiş güç ve normalize edilmiş güç yoğunluğu ile ısı verim arasındaki ilişki ($\alpha = 5$, $\eta_{is} = \eta_{ks} = \eta_{ts} = 0,85$, $\eta_r = 0,8$) (Medina vd., 1996).

Şekil 2.28' de görüldüğü üzere, rejeneratörlü durumda normalize edilmiş güç yoğunluğu eğrisi normalize edilmiş güç eğrisinin altında yer almaktadır ve elde edilen maksimum ısı verimleri eşittir.



Şekil 2.29 Çeşitli izentropik verim değerleri için maksimum ısı verim, maksimum güçteki ısı verim ve maksimum güç yoğunluğundaki ısı verimin rejeneratör verimi ile değişimi ($\eta_{is} = \eta_{ks} = \eta_{ts}$, $\alpha = 5$) (Medina vd., 1996).

Şekil 2.29' da görüldüğü üzere, izentropik verim ile değişen bir kritik rejeneratör verimi ($\eta_{r,cr}$) bulunmaktadır. Bu kritik değer, $\eta_r = 0,3$ dolayında değişmektedir. Yine bu kritik değerın solunda maksimum güç yoğunluğunda elde edilen ısı verim maksimum güçte elde edilenden daha yüksek, sağında ise maksimum güçte elde edilen ısı verim maksimum güç yoğunluğunda elde edilenden daha yüksektir. Uygulamada kullanılan rejeneratör verimleri 0,5' ten büyüktür. Aynı izentropik verim ve aynı rejeneratör verimi değerleri için maksimum güçteki ısı verim maksimum güç yoğunluğu koşulundakinden daha yüksektir.



Şekil 2.30 Maksimum güç ve maksimum güç yoğunluğu koşulundaki basınç oranlarının izentropik verim ile değişiminin karşılaştırması ($\eta_{is} = \eta_{ks} = \eta_{ts}$, $\alpha = 5$) (Medina vd., 1996).

Şekil 2.30' da görüldüğü üzere, aynı izentropik verim değeri için maksimum güç yoğunluğu koşulundaki basınç oranı maksimum güç yoğunluğu koşulundan daha yüksektir. İzentropik verimin 0,85 olması durumunda $p_{r.mpd} \approx 16$, $(v_4/v_1)_{mpd} \approx 2,7$ ve $p_{r.mp} \approx 9$, $(v_4/v_1)_{mp} \approx 3$

olmaktadır. Maksimum güç yoğunluğu koşulu boyut üstünlüğünü sağlarken daha yüksek basınç oranına gerek duyulmaktadır. Buradaki (v_4/v_1) ifadesi,

$$\frac{v_4}{v_1} = \alpha \cdot \left[1 - \eta_{ts} \cdot \left[1 - \frac{1}{\theta} \right] \right] \quad \text{olarak bulunmuştur.} \quad [3.41]$$

Sonuç olarak, rejeneratörsüz durumda ($\eta_r = 0 < \eta_{r.cr} \approx 0.3$) maksimum güç yoğunluğu koşulunda daha yüksek ısı verim değerleri elde edilmekte iken, rejeneratörlü durumda ($\eta_r = 0.8-0.9 > \eta_{r.cr} \approx 0.3$) maksimum güç koşulunda daha yüksek ısı verim elde edilmektedir. Yaklaşık aynı boyutlara karşılık gelen yukarıdaki basınç oranları dikkate alındığında, maksimum güç yoğunluğu koşulunda maksimum güç koşuluna göre %50' den daha fazla basınç oranına gerek duyulmaktadır.



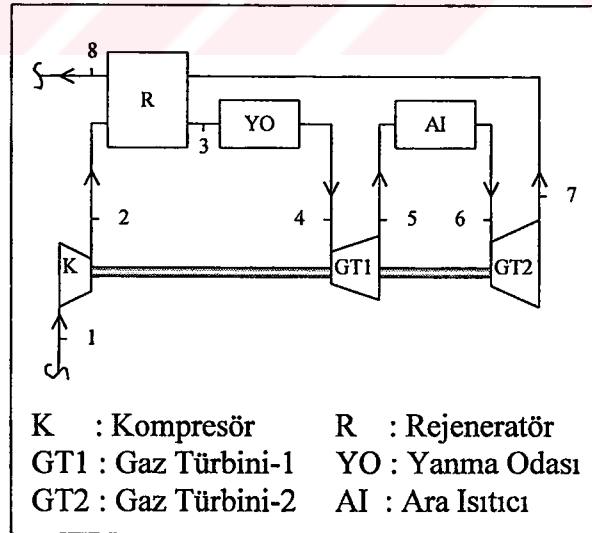
2.2.4 Rejeneratör ilavesi ile birlikte ara ısıtma yapılmasının performansa etkisi

Rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton ısı makinasının maksimum güç yoğunluğu koşulundaki performansına ara ısıtmanın etkisi incelenmiştir (Şahin vd., 1998). Elde edilen sonuçlar, maksimum güç kriterinde elde edilenler ile karşılaştırılmıştır. Çizelge 2.1, kullanım amacına göre tercih edilecek optimizasyon kriterleri verilmiştir.

Amaç	Uygulama Alanı	Kriter
Yakıt tasarrufu	Enerji santralleri	Maksimum ısı verim kriteri
Yüksek sevk gücü	Uçaklar ve savaş gemileri	Maksimum güç kriteri
Hem yakıt tasarrufu hem de yüksek sevk gücü	Ticari gemiler	İlk iki kriter birlikte değerlendirilmeli
Ufak boyut ve hafiflik	Kara, deniz ve hava taşıtları	Diğer kriterlere alternatif olarak maksimum güç yoğunluğu kriteri

Çizelge 2.1 Optimizasyon kriterlerinin kullanım amaçları ve uygulama alanları.

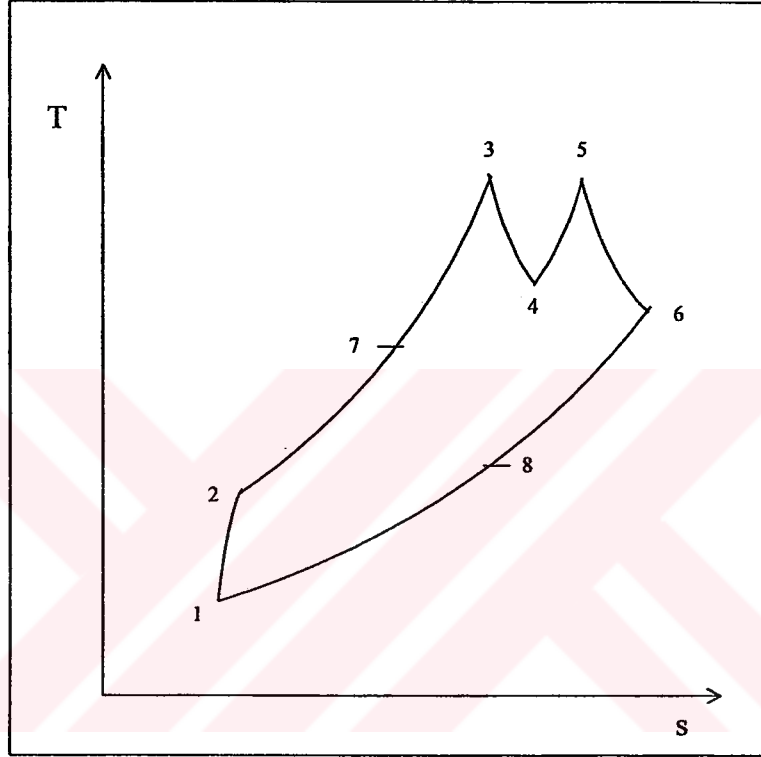
Tek kademe ara ısıtmalı rejeneratörlü gaz türbinine ait prensip şeması görülmektedir (Şekil 2.31).



Şekil 2.31 Tek kademe ara ısıtmalı rejeneratörlü gaz türbinine ait prensip şeması.

Modelde kullanılan tek kademe ara ısıtmalı rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton ısı makinasında aşağıdaki kabuller yapılmıştır (Şekil 2.32).

- Basınç kayıpları yoktur.
- Kompresör ve türbindeki tersinmezlikler için izentropik verimleri kullanılmıştır.
- Ara ısıtma sonunda elde edilen sıcaklık (T_5) birinci türbinin giriş sıcaklığına (T_3) eşit alınmıştır.



Şekil 2.32 Ara ısıtmalı rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı.

Rejeneratörlü ara ısıtmalı Joule-Brayton çevrimine ait güç, güç yoğunluğu ve ısı verim ifadeleri aşağıdadır:

$$\dot{W} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_1 \left[\alpha \cdot \eta_{ts1} \left[1 - \frac{1}{\theta_1} \right] + \alpha \cdot \eta_{ts2} \left[1 - \frac{1}{\theta_2} \right] - \frac{\theta_1 \cdot \theta_2 - 1}{\eta_{ks}} \right] \quad (2.42)$$

$$\dot{W}_d = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot T_1}{v_1} \cdot \frac{\eta_{ts1} \left[1 - \frac{1}{\theta_1} \right] + \eta_{ts2} \left[1 - \frac{1}{\theta_2} \right] - \frac{\theta_1 \cdot \theta_2 - 1}{\alpha \cdot \eta_{ks}}}{1 - \eta_{ts2} \left[1 - \frac{1}{\theta_2} \right]} \quad (2.43)$$

$$\eta = \frac{\alpha \cdot \eta_{ts1} \cdot \left[1 - \frac{1}{\theta_1}\right] + \alpha \cdot \eta_{ts2} \cdot \left[1 - \frac{1}{\theta_2}\right] - \frac{\theta_1 \cdot \theta_2 - 1}{\eta_{ks}}}{\alpha \cdot \eta_{ts1} \cdot \left[1 - \frac{1}{\theta_1}\right] - \alpha \cdot \eta_r \cdot \left[1 - \eta_{ts2} \cdot \left[1 - \frac{1}{\theta_2}\right]\right] + \alpha - (1 - \eta_r) \cdot \left[1 + \frac{\theta_1 \cdot \theta_2 - 1}{\eta_{ks}}\right]} \quad (2.44)$$

Yanma odasındaki basınç artışına karşılık gelen basınç oranı 1 indisi ile, ara ısıtma kademesindeki basınç artışına karşılık gelen basınç oranı 2 indisi ile gösterilmiştir. Buna göre, maksimum güç ve maksimum güç yoğunluğu koşullarındaki basınç oranı parametreleri bulunmuştur (2.45)-(2.48).

$$(\theta_1)_{mp} = \sqrt[3]{\frac{\alpha \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_{ts1}^2}{\eta_{ts2}}} \quad (2.45)$$

$$(\theta_2)_{mp} = \sqrt[3]{\frac{\alpha \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_{ts2}^2}{\eta_{ts1}}} \quad (2.46)$$

(2.45)-(2.48) arasında verilen ifadelerde geçen sabitler (2.49)-(2.54) arasında verilmiştir.

$$(\theta_1)_{mpd} = \zeta + \xi - \frac{z_1}{3} \quad (2.47)$$

$$(\theta_2)_{mpd} = \frac{\alpha \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_{ts1}}{((\theta_1)_{mpd})^2} \quad (2.48)$$

$$z_1 = -\frac{3\alpha \cdot \eta_{ks} \cdot \eta_{ts1}}{1 + \alpha \cdot \eta_{ks} \cdot (1 + \eta_{ts1})} \quad (2.49)$$

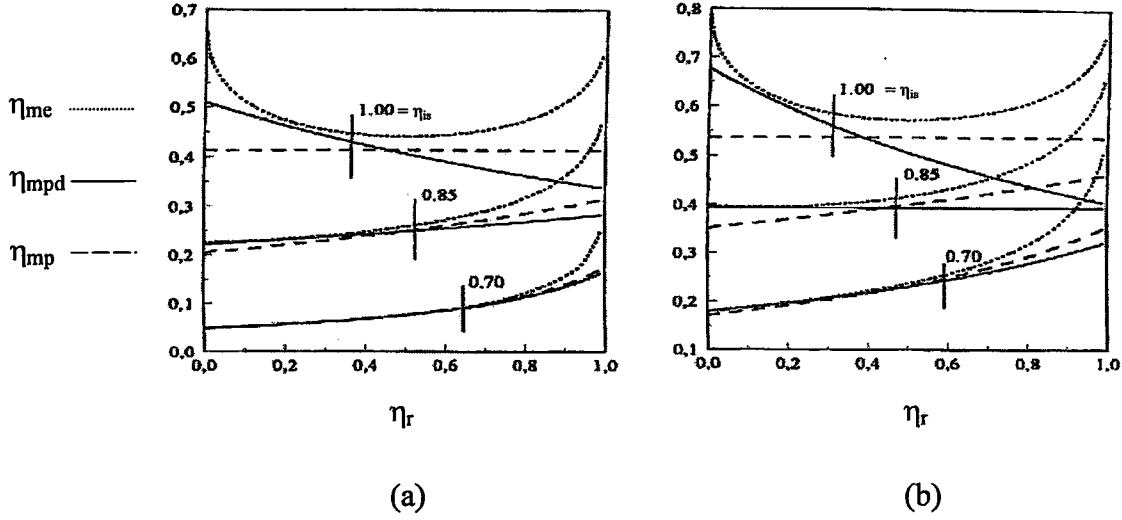
$$z_3 = -\frac{\alpha^2 \cdot \eta_{ks}^2 \cdot \eta_{ts1}^2 \cdot (1 - \eta_{ts2})}{\eta_{ts2} \cdot (1 + \alpha \cdot \eta_{ks} \cdot (1 + \eta_{ts1}))} \quad (2.50)$$

$$\beta = -\frac{2z_1^3 + 27z_3}{54} \quad (2.51)$$

$$\gamma = \frac{4z_3 \cdot z_1^3 + 27z_3^2}{108} \quad (2.52)$$

$$\zeta = \sqrt[3]{\beta + \sqrt{\gamma}} \quad (2.53)$$

$$\xi = \sqrt[3]{\beta - \sqrt{\gamma}} \quad (2.54)$$

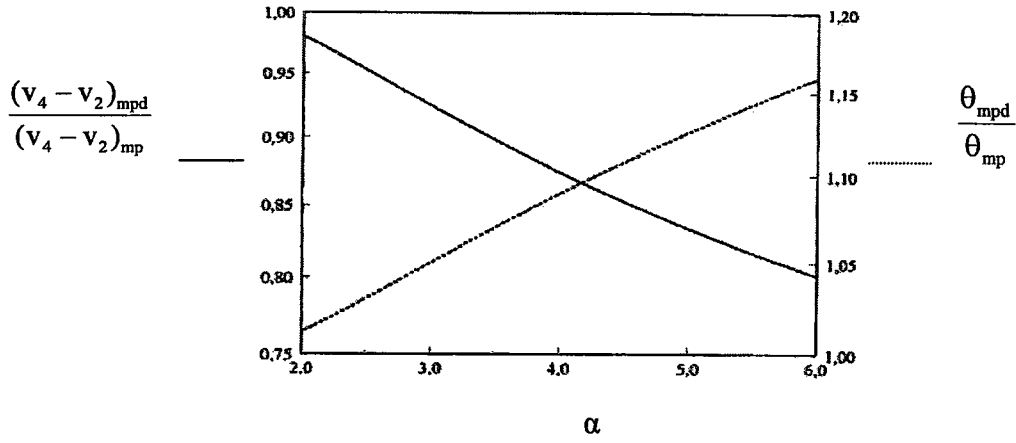


Şekil 2.33 Maksimum ısı verim, maksimum güçteki ısı verim ve maksimum güç yoğunluğundaki ısı verimin rejeneratör verimi ile değişimi (Şahin vd., 1998).

a) ($\eta_{is} = \eta_{ks} = \eta_{ts}$, $\alpha = 3$)

b) ($\eta_{is} = \eta_{ks} = \eta_{ts}$, $\alpha = 5$)

Şekil 2.33a ve b' den görüleceği üzere, aynı α ve $\eta_{ks} = \eta_{ts}$ değerleri için maksimum ısı verim ve maksimum güç yoğunluğundaki ısı verim değerleri birbirine yakın çıkmaktadır. İzentropik verimin 0,8' den küçük olması durumunda eğriler çakışmakta, 0,8' den büyük olması durumunda rejeneratör veriminin artmasıyla eğrilerin araları açılmaktadır. Yine aynı koşullar için maksimum güç yoğunluğundaki ısı verim ise, maksimum ısı verim ve maksimum güç yoğunluğundaki ısı verim arasında yer almaktadır. Rejeneratör veriminin artmasıyla maksimum ısı verim ve maksimum güç yoğunluğundaki ısı verim değerlerinin arası açılmaktadır. Şekil 2.33a ve b' de görüleceği üzere, maksimum güç yoğunluğundaki ve maksimum güçteki ısı verim eğrilerinin kesiştiği noktada bir kritik rejeneratör verimi ($\eta_{r,cr}$) bulunmaktadır. Bu kritik değer izentropik verime bağlı olarak $\eta_r = 0,5$ dolayında değişmektedir. Medina vd., (1996) tarafından öngörülen $\eta_{r,cr} \approx 0,3$ değeri ara ısıtmanın sonucu olarak artmıştır.



Şekil 2.34 Maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güç koşulundaki maksimum özgül hacimlerin oranları ve basınç oranı parametreleri oranlarının sıcaklıklar oranı ile değişimi ($\eta_{\text{is}} = \eta_{\text{ks}} = \eta_{\text{ts}} = 0,85$) (Şahin vd., 1998).

Şekil 2.34' te görüleceği üzere, maksimum özgül hacimlerin oranının $((v_6)_{\text{mpd}}/(v_6)_{\text{mp}})$ 1' den küçük olması maksimum güç yoğunluğunun boyut üstünlüğü sağladığını ortaya koymaktadır. Ayrıca, optimize edilmiş basınç oranı parametreleri karşılaştırıldığında maksimum güç yoğunluğundaki ısı makinasının maksimum güçteki ısı makinasından daha yüksek basınç oranına sahip olacağı görülmektedir.

Sonuç olarak, Medina vd., (1996) tarafından yapılan çalışma ile karşılaştırılma yapıldığında, rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton ısı makinasında ara ısıtma yapılması durumunda maksimum güç yoğunluğu koşulunun ısı verim açısından maksimum güç koşuluna karşı üstünlük sağladığı görülmektedir. Buna rağmen, maksimum güç yoğunluğu ve maksimum güçteki ısı verim değerlerinin rejeneratör verimi ile değişimi incelendiğinde tersinmez durum için kritik rejeneratör verimi değerleri bulunmaktadır. Ayrıca, basınç oranındaki bir miktar artışa karşılık özgül hacim azalmaktadır. Örneğin, maksimum güç koşulu yerine maksimum güç yoğunluğu koşulunun tercih edilmesi durumunda basınç oranındaki %40' lık artışa (basınç oranı parametresindeki %10' luk artışa karşılık gelmekte) karşılık özgül hacimde %13' lük azalma olmaktadır.

$$z_3 = C.\varepsilon_H.T_0 \left[1 - \frac{T_H}{T_L} \right] \quad (2.66)$$

Ekolojik fonksiyonun güce göre türevi alınarak maksimum ekolojik fonksiyon koşulu belirlenmiştir. Maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen güç ifadesi aşağıdadır:

$$\dot{W}_{mef} = \frac{-z_3 - \sqrt{z_3^2 - 4.z_4.z_6}}{2.z_4} \quad (2.67)$$

$$a_1 = (\varepsilon_L.\varepsilon_H - \varepsilon_H - \varepsilon_L) \cdot \frac{\varepsilon_H}{\varepsilon_L} \quad (2.68)$$

$$b_1 = \frac{\varepsilon_L.\varepsilon_H - \varepsilon_H - \varepsilon_L}{C.\varepsilon_L} \quad (2.69)$$

$$b_2 = (\varepsilon_L + 2.\varepsilon_H - 2.\varepsilon_L.\varepsilon_H) \cdot \frac{\varepsilon_H}{\varepsilon_L} . T_H + \varepsilon_H T_L \quad (2.70)$$

$$b_3 = \frac{(1-\varepsilon_L).\varepsilon_H}{C.\varepsilon_L} . T_H, \quad b_4 = -\frac{(1-\varepsilon_L).\varepsilon_H^2}{\varepsilon_L} . T_H^2 - \varepsilon_H.T_L.T_H \quad (2.71)$$

$$z_4 = b_1^2.(z_2.b_1 - 2.a_1.z_1)^2 - b_1^4.z_2^2 \quad (2.72)$$

$$z_5 = (2.b_1.b_2 - 4.a_1.b_3).(z_2.b_1 - 2.a_1.z_1)^2 - 2.b_1^2.z_2^2.(b_1.b_2 - 2.a_1.b_3) \quad (2.73)$$

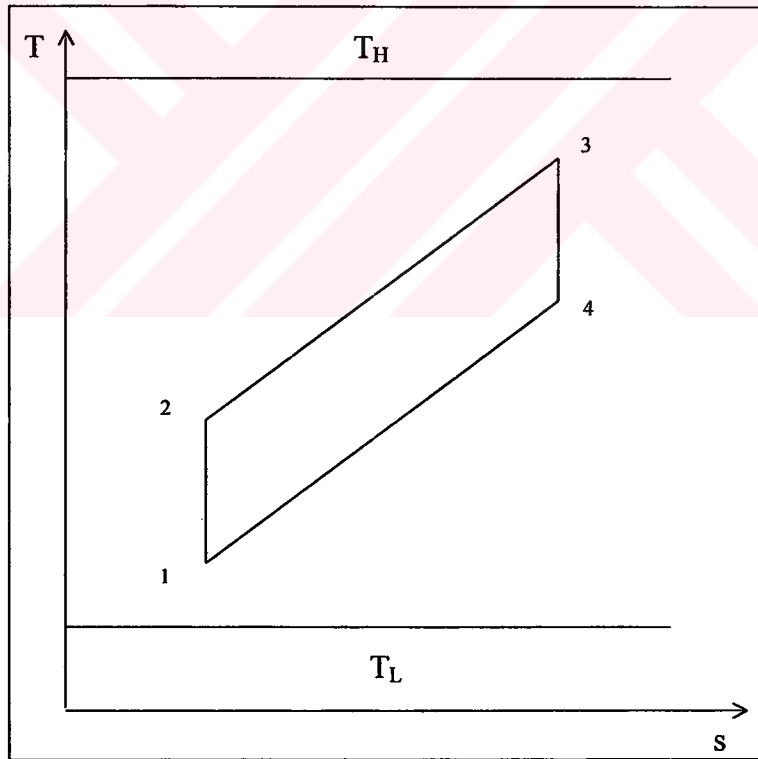
$$z_6 = (b_2^2 - 4.a_1.b_4).(z_2.b_1 - 2.a_1.z_1)^2 - z_2^2.(b_1.b_2 - 2.a_1.b_3)^2 \quad (2.74)$$

Maksimum ekolojik fonksiyon koşulunu sağlayan optimum T_1 sıcaklığı aşağıdadır:

$$T_{1,mef} = \frac{-b_1.\dot{W} - b_2 - \sqrt{(b_1.\dot{W}_{mef} + b_2)^2 - 4.a_1.(b_3.\dot{W}_{mef} + b_4)}}{2.a_1} \quad (2.75)$$

2.3 Joule-Brayton Isı Makinasının Maksimum Ekolojik Fonksiyon Kriterindeki Performansının İncelenmesi

Ekolojik fonksiyon optimizasyon kriteri alınarak içtersinir Joule-Brayton ısı makinasının performansı incelenmiştir (Cheng ve Chen, 1997). Modelde, ısı kapasiteleri çok büyük (sonsuz) olan iki ısı kaynağı arasında çalışan kapalı Joule-Brayton ısı makinası kullanılmıştır (Şekil 2.35). Optimizasyonda sonlu zaman termodinamiği kullanılarak, Joule-Brayton ısı makinasından elde edilen güç, ısı verim ve ikinci kanun verimleri için optimum değerler elde edilmiştir. Ekolojik optimizasyon sonucu elde edilen gücün maksimum güce oranının sıcak ve soğuk kaynak arasındaki ısı değiştiricilere ait boyutsuz ısı transfer sayılarından bağımsız olduğu bulunmuştur. Ayrıca, maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda üretilen entropi miktarının maksimum güç koşulunda üretilene oranı ile maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen gücün maksimum güce oranı karşılaştırıldığında, entropilerin oranı güçlerin oranından daha az olmaktadır. Bu nedenle, ekolojik fonksiyon kriterinin kullanımı ile hem ısı verim hem de ikinci kanun veriminde artış kaydedilmiştir.



Şekil 2.35 İki ısı kaynağı arasında çalışan kapalı Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı.

Sıcak ve soğuk kaynaklarından olan ısı transferi ifadeleri sırasıyla (2.55)-(2.58) arasında verilmiştir. Isı makinasında kullanılan akışkanların ısı kapasiteleri eşit alınmıştır.

$$\dot{Q}_H = C \cdot (T_2 - T_1) \quad \text{ya da} \quad (2.55)$$

$$\dot{Q}_H = C \cdot \varepsilon_H \cdot (T_H - T_1) \quad (2.56)$$

$$\dot{Q}_L = C \cdot (T_3 - T_4) \quad \text{ya da} \quad (2.57)$$

$$\dot{Q}_L = C \cdot \varepsilon_L \cdot (T_3 - T_L) \quad (2.58)$$

Burada, sıcak ve soğuk kaynak taraındaki ısı değiştiricilere ait etkinlik ifadeleri aşağıdadır:

$$\varepsilon_H = 1 - e^{-NTU_H} \quad (2.59)$$

$$\varepsilon_L = 1 - e^{-NTU_L} \quad (2.60)$$

Güç ifadesi aşağıdadır:

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (2.61)$$

Ekolojik fonksiyon aşağıdadır:

$$E = \dot{W} - T_0 \cdot \dot{S}_g \quad (2.62)$$

$$E = z_1 \cdot \dot{W} + z_2 \cdot T_1 + z_3 \quad (2.63)$$

$$z_1 = \left[1 + \frac{T_0}{T_L} \right] \quad (2.64)$$

$$z_2 = C \cdot \varepsilon_H \cdot T_0 \cdot \left[\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_H} \right] \quad (2.65)$$

Maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısı verim ifadesi aşağıdadır:

$$\eta_{\text{mef}} = \frac{\dot{W}_{\text{mef}}}{\dot{Q}_{\text{H,mef}}} \quad (2.76)$$

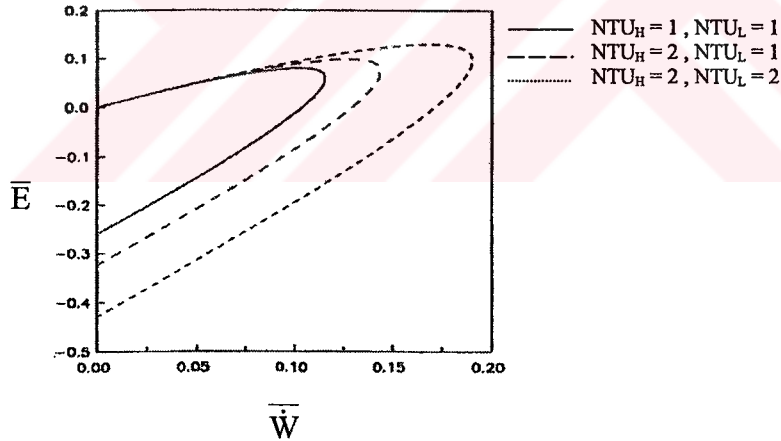
Maksimum güç koşulunda elde edilen güç ve ısı verim ifadeleri aşağıdadır:

$$\dot{W}_{\text{mp}} = \frac{C \cdot \varepsilon_H \cdot \varepsilon_L}{\varepsilon_H + \varepsilon_L - \varepsilon_H \cdot \varepsilon_L} \quad (2.77)$$

$$\eta_{\text{mp}} = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \quad (2.78)$$

Optimum ikinci kanun verimi ifadesi aşağıdadır:

$$\eta_{\text{II,mef}} = \frac{\eta_{\text{mef}} \cdot T_H}{T_H - T_L} \quad (2.79)$$

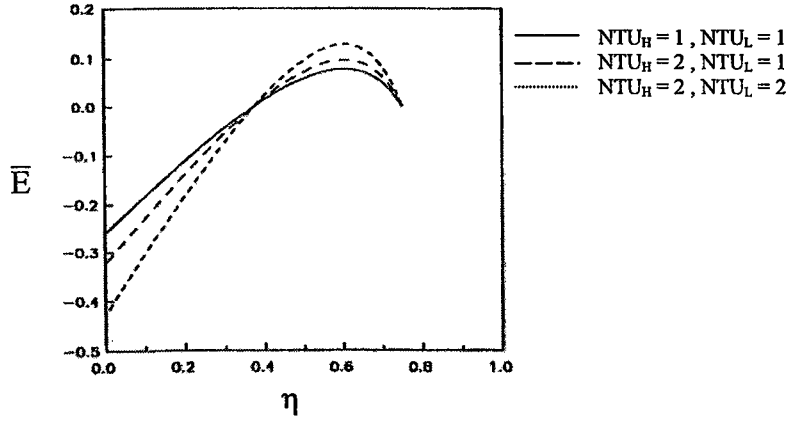


Şekil 2.36 Boyutsuz ekolojik fonksiyon ile boyutsuz güç arasındaki ilişki ($T_H/T_L = 4$, $T_0 = T_L$) (Cheng ve Chen, 1997).

Şekil 2.36' de görüldüğü üzere, maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen güç, maksimum güçten daha azdır. Şekil 2.37' de görüleceği üzere, boyutsuz ekolojik fonksiyon küçük ısı verim değerleri için eksi değerlidir. Ayrıca, maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısı verim (η_{mef}) maksimum ısı verimden daha küçük çıkmaktadır.

Boyutsuz ekolojik fonksiyon ifadesi aşağıdaki gibi, ekolojik fonksiyon ifadesinin ısı kapasitesi ve sıcak kaynak sıcaklığına bölümü olarak tanımlanmıştır :

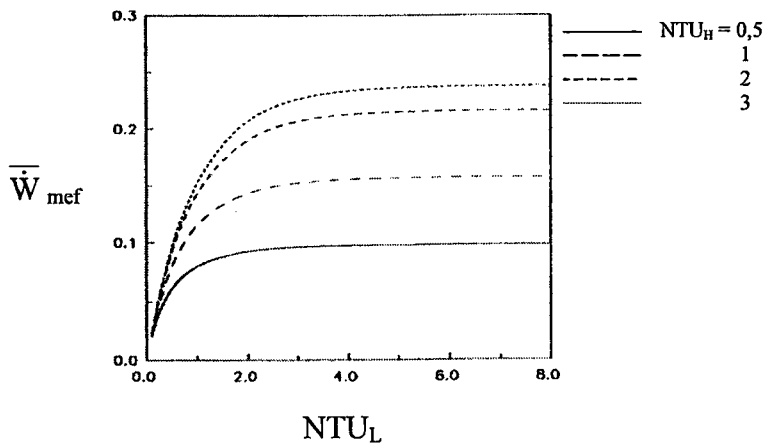
$$\bar{E} = \frac{E}{C.T_H} \quad (2.80)$$



Şekil 2.37 Boyutsuz ekolojik fonksiyon ile ısı verim arasındaki ilişki ($T_H / T_L = 4$ ve $T_0 = T_L$) (Cheng ve Chen, 1997).

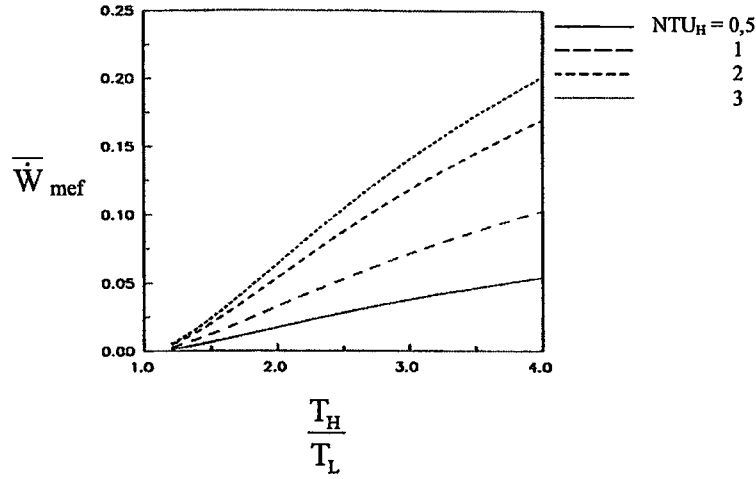
Boyutsuz güç aşağıdaki gibi, güç ifadesinin ısı kapasitesi ve sıcak kaynak sıcaklığına bölümü olarak tanımlanmıştır :

$$\bar{\dot{W}} = \frac{\dot{W}}{C.T_H} \quad (2.81)$$



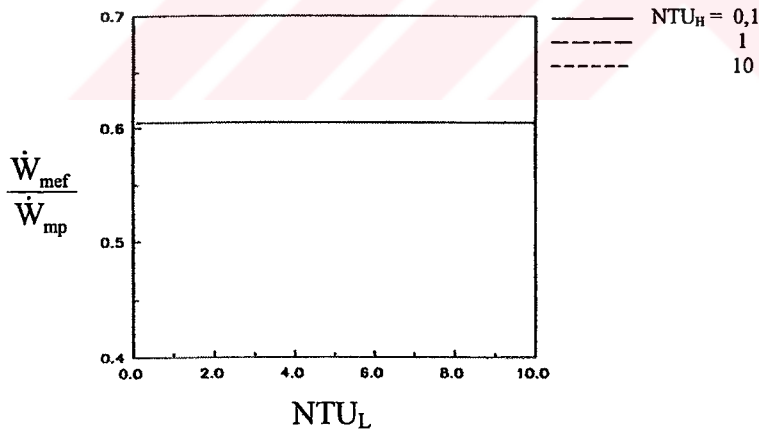
Şekil 2.38 Çeşitli sıcak ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen boyutsuz gücün soğuk ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı ile değişimi ($T_H / T_L = 4$ ve $T_0 = T_L$) (Cheng ve Chen, 1997).

Şekil 2.38' da görüleceği üzere, küçük $NTU_L = NTU_H$ değerlerinde $\bar{W}_{mef}$ eğrisi daha hızlı artmaktadır.



Şekil 2.39 Çeşitli soğuk ve sıcak ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen boyutsuz gücün kaynak sıcaklıklarının oranı ile değişimi ($T_0 = T_L$) (Cheng ve Chen, 1997).

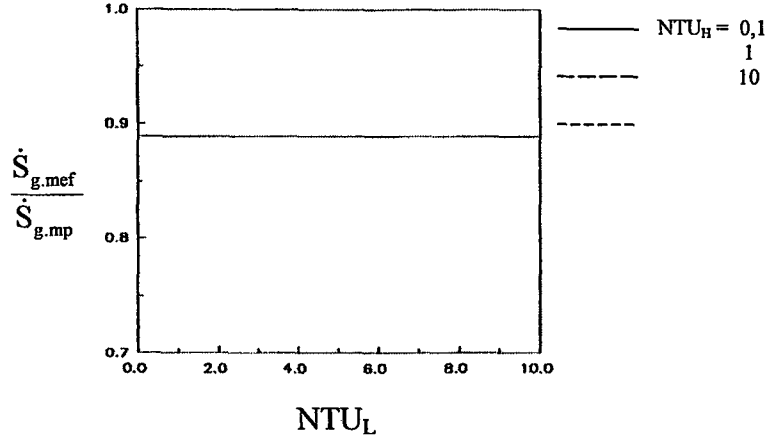
Şekil 2.39' da görüldüğü üzere, maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki güç ifadesi (T_H/T_L) arttıkça neredeyse lineer olarak artmaktadır.



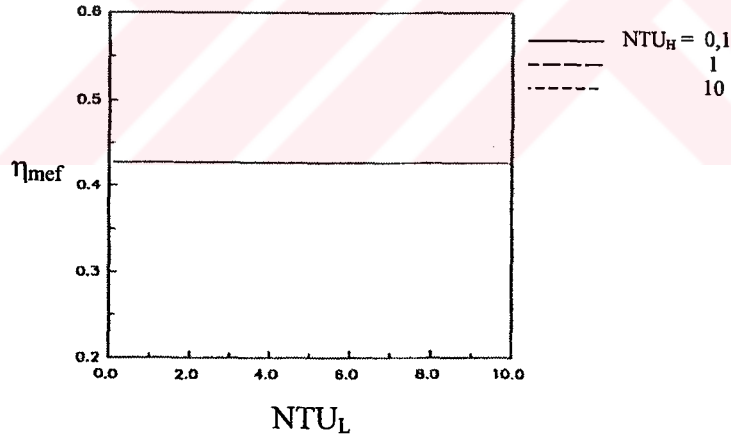
Şekil 2.40 Çeşitli sıcak ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen gücün maksimum güce oranının soğuk ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı ile değişimi ($(T_H / T_L) = 4$ ve $T_0 = T_L$) Eğriler çakışiktır. (Cheng ve Chen, 1997).

Şekil 2.40, 2.41 ve 2.42' de ($\bar{W}_{mef} / \bar{W}_{mp}$) oranının, ($\dot{S}_{g,mef} / \dot{S}_{g,mp}$) oranının ve maksimum ekolojik fonksiyondaki ısı verimin soğuk ve sıcak kaynaklara ait boyutsuz ısı transfer sayılarından bağımsız olduğu görülmektedir. $T_H / T_L = 4$ için maksimum ekolojik fonksiyon

koşulundaki gücün maksimum güce oranının %88,9 , maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısıl verimin %42,7 olduğu ve buna karşılık gelen maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki ısıl verimin maksimum güç koşulundaki ısıl verime oranı ise 1.21 olmaktadır. Diğer bir deyişle, maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda, güçteki azalmaya karşın ısıl verimdeki artış daha fazla olmaktadır.

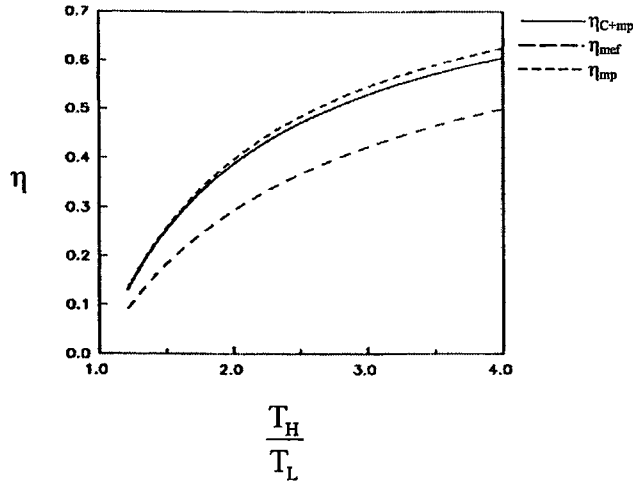


Şekil 2.41 Çeşitli sıcak ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda üretilen entropinin maksimum güç koşulunda üretilen entropiye oranının soğuk ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı ile değişimi ($(T_H / T_L) = 4$ ve $T_0 = T_L$) Eğriler çakışıktır (Cheng ve Chen, 1997).



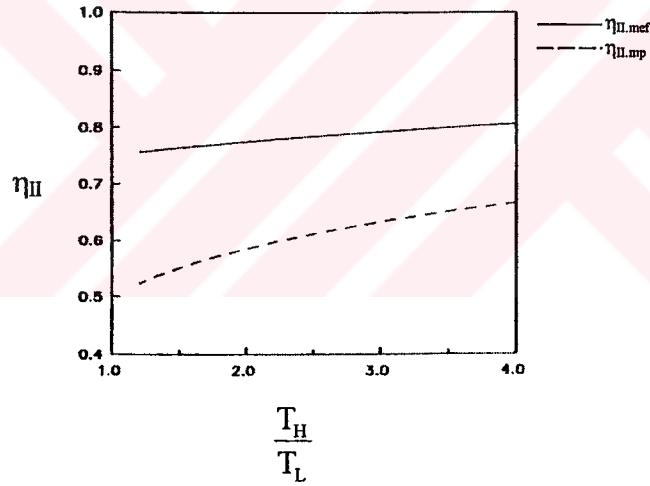
Şekil 2.42 Çeşitli sıcak ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısıl verimin soğuk ısı kaynağına ait boyutsuz ısı transfer sayısı ile değişimi ($(T_H / T_L) = 4$ ve $T_0 = T_L$) Eğriler çakışıktır. (Cheng ve Chen, 1997).

Şekil 2.43' te görüleceği üzere, maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısıl verim eğrisi maksimum güç koşulunda elde edilen ısıl verim eğrisinin oldukça üzerinde bulunmaktadır. Bununla beraber, tersinir Carnot verimi ve maksimum güç koşulunda elde edilen ısıl verim eğrilerinin ortalamasına çok yakındır.



Şekil 2.43 Carnot verimi, maksimum güçteki ısı verim ve maksimum ekolojik fonksiyondaki ısı verimin kaynak sıcaklıklarının oranı ile değişimi ($T_0 = T_L$) (Cheng ve Chen, 1997).

- η_{C+mp} Tersinir Carnot verimi ve maksimum güç koşulunda elde edilen ısı verim ifadelerinin ortalaması
 η_{mef} Maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısı verim
 η_{mp} Maksimum güç koşulunda elde edilen ısı verim



Şekil 2.44 Maksimum ekolojik fonksiyon ve maksimum güç koşulunda elde edilen ikinci kanun veriminin kaynak sıcaklıklarının oranı ile değişimi (Cheng ve Chen, 1997).

Şekil 2.44' te görüldüğü üzere, T_H/T_L oranının artması ile hem maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki ikinci kanun verimi hem de maksimum güç koşulundaki ikinci kanun verimi artmaktadır. İkinci kanun verimi açısından bakıldığında, maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısı verimin maksimum güç koşulunda elde edilenden çok daha büyük olduğu görülmektedir. Aradaki fark, küçük T_H/T_L oranları için daha büyük olmaktadır.

Sonuç olarak, içtersinir Joule-Brayton ısı makinasında, maksimum güç koşulundan biraz uzaklaşmak kaydıyla entropi üretiminin, diğeri bir deyişle tersinmezliklerin azaltılabileceğii ve buna bağılı olarak ikinci kanun veriminin arttırılabileceğii ortaya konulmuştur. Bununla birlikte, sıcak ve soğuk kaynaklara ait boyutsuz ısı transfer sayılarının ve sıcaklıklar oranının g, ısı verim ve entropi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

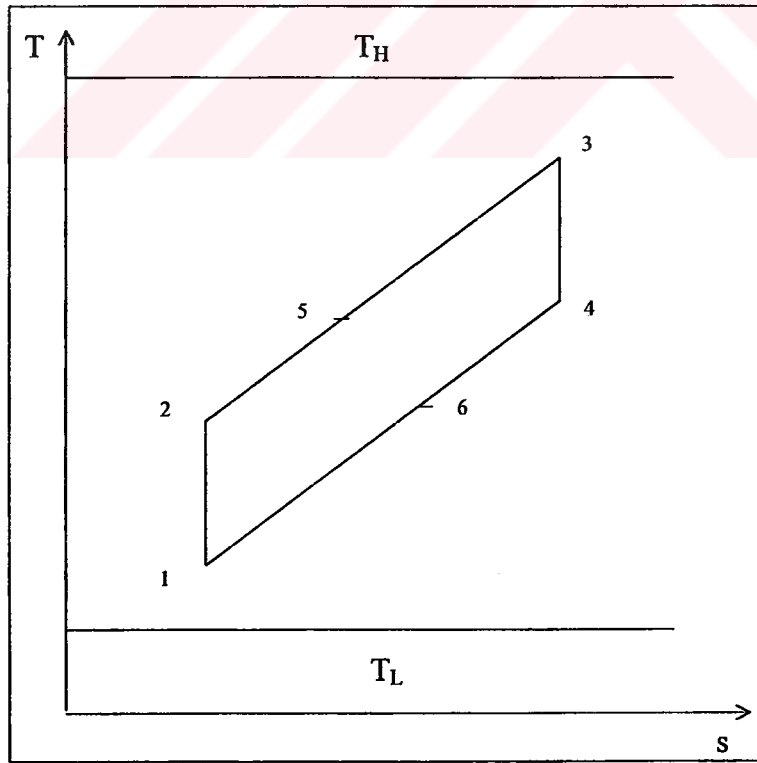


3. REJENERATÖRLÜ JOULE-BRAYTON ISI MAKİNASININ MAKSİMUM EKOLOJİK FONKSİYON KOŞULUNDAKİ PERFORMANSININ İNCELENMESİ

3.1 İçtersinir Durumda

Büyük güçlere gereksinim duyulan yerlerde bir takım üstünlüklerinden dolayı gaz türbinleri tercih edilmektedir. Bu üstünlüklerin başında, boyut üstünlüğü gelmektedir. Güç yoğunluğu kriteri, Şahin vd. (1995) tarafından ele alınmıştır. Ancak, bu üstünlüğe karşın gaz türbinlerinin ısı verimi düşüktür. Gaz türbinlerinde, ekolojik fonksiyon kriterinin kullanımı ile güçteki bir miktar azalmaya karşılık ısı verim artırılabilir. Angulo-Brown (1991) tarafından ortaya konulan ekolojik fonksiyon kriteri ile entropi üretiminin minimizasyonu amaçlanmaktadır. Cheng ve Chen (1997) tarafından ekolojik kriter kullanılarak içtersinir Joule-Brayton çevrimi optimize edilmiş ve sonuçta güçteki bir miktar azalmaya karşılık ısı verimde artış gözlemlendiği belirtilmiştir.

Cheng ve Chen (1997) tarafından yapılan çalışmaya ek olarak, rejeneratör kullanılması durumu aşağıda ele alınmıştır. Sonlu zaman termodinamiği kullanılarak, rejeneratörlü içtersinir Joule-Brayton çevrimi ekolojik fonksiyon kriteri kullanılarak incelenmiştir.



Şekil 3.1 İki ısı kaynağı arasında çalışan rejeneratörlü içtersinir Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı.

Şekil 3.1' de T_H sıcaklığındaki sıcak kaynak ve T_L sıcaklığındaki soğuk kaynak arasında çalışmakta olan rejeneratörlü içtersinir Joule-Brayton çevrimi görülmektedir. Şekil 3.1' de görülen rejeneratörlü içtersinir Joule-Brayton çevrimine ait sıcaklık ifadeleri aşağıda verilmiştir:

Havanın kompresörden çıkış sıcaklığı T_2 ve gazın türbinden çıkış sıcaklığı T_4 olmak üzere,

Ortamdan alınan havanın kompresöre giriş sıcaklığı,

$$T_1 = \varepsilon_L.T_L + (1 - \varepsilon_L).T_6 \text{ şeklinde yazılabilir.} \quad (3.1)$$

(3.6)' da verilen T_6 yerine konularak,

$$T_1 = (1 - \varepsilon_L). \varepsilon_r.T_2 + (1 - \varepsilon_L).(1 - \varepsilon_r).T_4 + \varepsilon_L.T_L \text{ bulunur.} \quad (3.2)$$

Yanma odasında ısı verilen gazın türbine giriş sıcaklığı ,

$$T_3 = \varepsilon_H.T_H + (1 - \varepsilon_H).T_5 \quad (3.3)$$

(3.5)' te verilen T_5 yerine konularak,

$$T_3 = (1 - \varepsilon_H).(1 - \varepsilon_r).T_2 + (1 - \varepsilon_H). \varepsilon_r.T_4 + \varepsilon_L.T_L \text{ bulunur.} \quad (3.4)$$

Isı verilen havanın rejeneratörden çıkış sıcaklığı

$$T_5 = (1 - \varepsilon_r).T_2 + \varepsilon_r.T_4 \quad (3.5)$$

Isı çekilen egzozun rejeneratörden çıkış sıcaklığı

$$T_6 = \varepsilon_r.T_2 + (1 - \varepsilon_r).T_4 \quad (3.6)$$

Sıcak kaynaktan iletilen ısı,

$$\dot{Q}_H = C.\varepsilon_H.(T_H - T_5) \text{ şeklinde yazılabilir.} \quad (3.7)$$

(3.5)' te verilen T_5 yerine konularak,

$$\dot{Q}_H = C.\varepsilon_H.(-(1 - \varepsilon_r).T_2 - \varepsilon_r.T_4 + T_H) \text{ bulunur.} \quad (3.8)$$

Soğuk kaynağa atılan ısı,

$$\dot{Q}_L = C.\varepsilon_L.(T_6 - T_L) \text{ şeklinde yazılabilir.} \quad (3.9)$$

(3.6)' te verilen T_6 yerine konularak,

$$\dot{Q}_L = C.\varepsilon_L.(\varepsilon_r.T_2 + (1 - \varepsilon_r).T_4 - T_L) \text{ bulunur.} \quad (3.10)$$

Burada, sıcak kaynağa ait etkinlik ifadesi,

$$\varepsilon_H = 1 - e^{-NTU_H} \text{ şeklinde yazılabilir.} \quad (3.11)$$

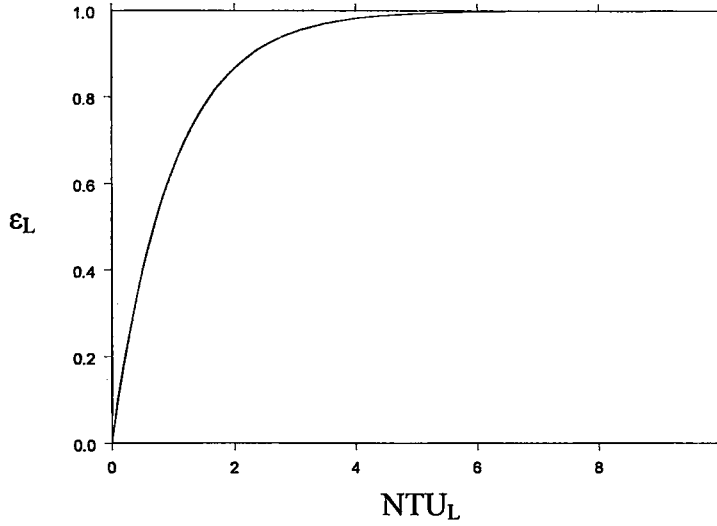
Soğuk kaynağa ait etkinlik ifadesi,

$$\varepsilon_L = 1 - e^{-NTU_L} \text{ şeklinde yazılabilir.} \quad (3.12)$$

Rejeneratörde dolaşan akışkanlara ait ısı kapasitelerinin (C) eşit olması durumunda, rejeneratöre (karşı akışlı ısı değıştirici) ait etkinlik ifadesi,

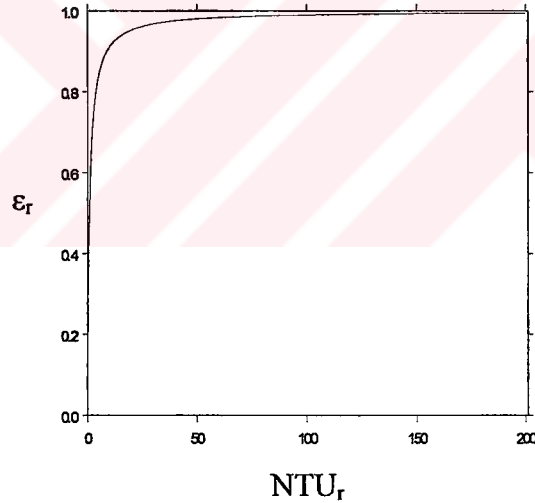
$$\varepsilon_r = \frac{NTU_r}{1 + NTU_r} \text{ şeklinde yazılabilir.} \quad (3.13)$$

Soğuk ve sıcak kaynağa ait boyutsuz ısı transfer sayıları birbirine eşit alınmıştır. Bu nedenle, soğuk ve sıcak kaynağa ait etkinlik ile boyutsuz ısı transfer sayısı arasındaki ilişki benzerdir. Dolayısıyla, yalnız soğuk kaynak için etkinlik ile boyutsuz ısı transfer sayısı ilişkisi verilmiştir (Şekil 3.2). Boyutsuz ısı transfer sayısının artmasıyla etkinlik değeri de artmaktadır.



Şekil 3.2 Soğuk ısı kaynağına ait etkinlik değeri ile boyutsuz ısı transfer sayısı arasındaki ilişki.

Şekil 3.2’ de görüldüğü üzere, boyutsuz ısı transfer sayısının 6’ dan büyük değerleri için etkinlik değeri 1 olmaktadır. Benzer şekilde, Şekil 3.3’ te görüldüğü üzere, rejeneratöre ait boyutsuz ısı transfer sayısının 200’ den büyük değerleri için rejeneratöre ait etkinlik değeri 1 olmaktadır.



Şekil 3.3 Rejeneratör etkinliği ile rejeneratöre ait boyutsuz ısı transfer sayısı arasındaki ilişki.

U toplam ısı transfer katsayısı ve A ısı değiştirici alanı olmak üzere, sıcak kaynağa ait boyutsuz ısı transfer sayısı,

$$NTU_H = \frac{U_H \cdot A_H}{C} \text{ biçiminde ifade edilebilir.} \quad (3.14)$$

Soğuk kaynağa ait boyutsuz ısı transfer sayısı,

$$NTU_L = \frac{U_L \cdot A_L}{C} \text{ biçiminde ifade edilebilir.} \quad (3.15)$$

Rejeneratöre ait boyutsuz ısı transfer sayısı,

$$NTU_r = \frac{U_r \cdot A_r}{C} \text{ biçiminde ifade edilebilir.} \quad (3.16)$$

Güç ifadesi, (Termodinamiğin I. kanununa göre)

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \text{ biçiminde ifade edilebilir.} \quad (3.17)$$

(3.8)' de verilen $\dot{Q}_H$ ve (3.10)' da verilen $\dot{Q}_L$ yerlerine konularak,

$$\dot{W} = C \cdot [(-\varepsilon_H \cdot (1 - \varepsilon_r) - \varepsilon_L \cdot \varepsilon_r) \cdot T_2 + (-\varepsilon_H \cdot \varepsilon_r - \varepsilon_L \cdot (1 - \varepsilon_r)) \cdot T_4 + \varepsilon_L \cdot T_L + \varepsilon_H \cdot T_H] \quad (3.18)$$

Isıl verim ifadesi,

$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H} \text{ ifade edilebilir.} \quad (3.19)$$

(3.18)' da verilen $\dot{W}$ ve (3.8)' de verilen $\dot{Q}_H$ yerlerine konularak,

$$\eta = \frac{(-\varepsilon_H \cdot (1 - \varepsilon_r) - \varepsilon_L \cdot \varepsilon_r) \cdot T_2 + (-\varepsilon_H \cdot \varepsilon_r - \varepsilon_L \cdot (1 - \varepsilon_r)) \cdot T_4 + \varepsilon_L \cdot T_L + \varepsilon_H \cdot T_H}{\varepsilon_H \cdot ((1 - \varepsilon_r) \cdot T_2 - \varepsilon_r \cdot T_4 + T_H)} \quad (3.20)$$

Üretilen entropi,

$$\dot{S}_g = \frac{\dot{Q}_L}{T_L} - \frac{\dot{Q}_H}{T_H} \text{ olarak ifade edilir.} \quad (3.21)$$

(3.8)' de verilen $\dot{Q}_H$ ve (3.10)' da verilen $\dot{Q}_L$ yerlerine konularak,

$$\dot{S}_g = C. \left[\left(\frac{\epsilon_H}{T_H} \cdot (1 - \epsilon_r) + \frac{\epsilon_L}{T_L} \cdot \epsilon_r \right) \cdot T_2 + \left(\frac{\epsilon_H}{T_H} \cdot \epsilon_r + \frac{\epsilon_L}{T_L} \cdot (1 - \epsilon_r) \right) \cdot T_4 - \epsilon_L - \epsilon_H \right] \text{ bulunur.} \quad (3.22)$$

Ekolojik fonksiyon,

$$E = \dot{W} - T_0 \cdot \dot{S}_g \text{ biçiminde ifade edilebilir.} \quad (3.23)$$

Burada çevre sıcaklığı T_0 ile gösterilmiştir. (3.18)' da verilen $\dot{W}$ ve (3.23)' te verilen $\dot{S}_g$ yerlerine konularak,

$$E = C. \left\{ \left(-\epsilon_H \cdot (1 - \epsilon_r) \cdot \left(1 + \frac{T_0}{T_H} \right) + \epsilon_L \cdot \epsilon_r \cdot \left(-1 - \frac{T_0}{T_L} \right) \right) \cdot T_2 \right. \\ \left. + \left(-\epsilon_H \cdot \epsilon_r \cdot \left(1 + \frac{T_0}{T_H} \right) + \epsilon_L \cdot (1 - \epsilon_r) \cdot \left(-1 - \frac{T_0}{T_L} \right) \right) \cdot T_4 - \epsilon_L \cdot T_L \cdot \left(-1 - \frac{T_0}{T_L} \right) + \epsilon_H \cdot T_H \cdot \left(1 + \frac{T_0}{T_H} \right) \right\} \quad (3.24)$$

Termodinamiğin II. kanunundan yararlanarak, T_2 ile T_4 ilişkisi aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$s_2 - s_1 = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \text{ ve } s_4 - s_3 = c_p \cdot \ln \frac{T_4}{T_3} \quad (\text{sabit basınç prosesi}) \quad (3.25)$$

$$s_2 - s_1 = s_4 - s_3 \quad (\text{içtersinir çevrim için izentropik durum değiştirme}) \quad (3.26)$$

$$c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} = c_p \cdot \ln \frac{T_3}{T_4} \quad (3.27)$$

sabit basınç özgül ısıları eşit olduğundan (3.27) eşitliği sadeleştirilirse,

$$T_2 \cdot T_4 - T_1 \cdot T_3 = 0 \text{ bulunur.} \quad (3.28)$$

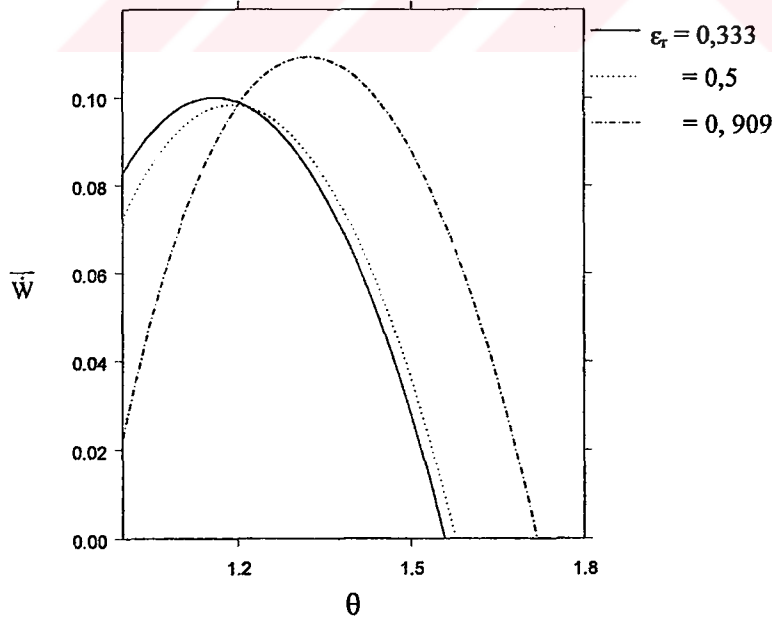
(3.2)' de verilen T_1 ve (3.4)' de verilen T_3 yerlerine konularak,

$$\begin{aligned}
 0 = & T_2^2 \cdot (1 - \varepsilon_L) \cdot (1 - \varepsilon_H) \cdot \varepsilon_r \cdot (1 - \varepsilon_r) + T_2 \cdot [\varepsilon_L \cdot (1 - \varepsilon_H) \cdot (1 - \varepsilon_r) \cdot T_L + (1 - \varepsilon_L) \cdot \varepsilon_H \cdot \varepsilon_r \cdot T_H] \\
 & + T_2 \cdot T_4 \cdot [(1 - \varepsilon_L) \cdot (1 - \varepsilon_H) \cdot (1 - \varepsilon_r)^2 + (1 - \varepsilon_L) \cdot (1 - \varepsilon_H) \cdot \varepsilon_r^2 - 1] + T_4^2 \cdot (1 - \varepsilon_L) \cdot (1 - \varepsilon_H) \cdot \varepsilon_r \cdot (1 - \varepsilon_r) \\
 & + T_4 \cdot [\varepsilon_L \cdot (1 - \varepsilon_H) \cdot \varepsilon_r \cdot T_L + (1 - \varepsilon_L) \cdot \varepsilon_H \cdot (1 - \varepsilon_r) \cdot T_H] + \varepsilon_L \cdot \varepsilon_H \cdot T_L \cdot T_H
 \end{aligned}$$

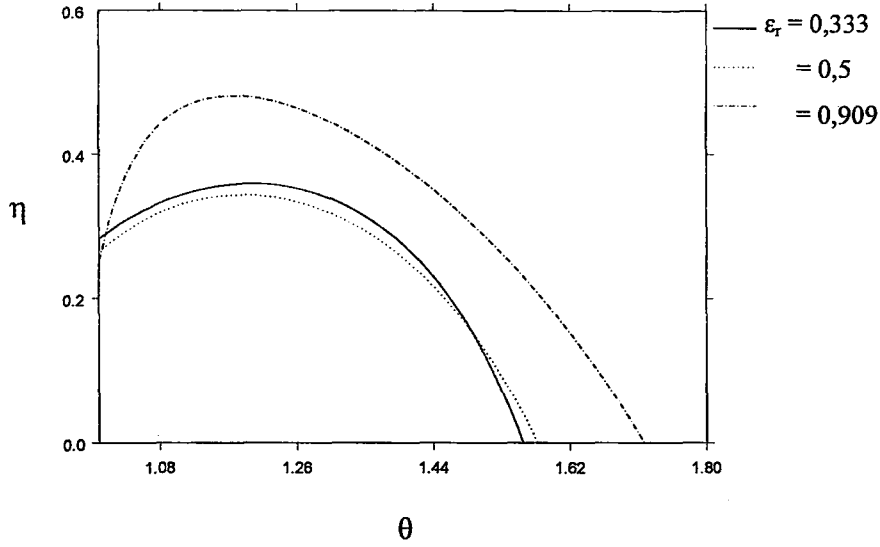
olarak T_2 ile T_4 arasındaki ilişki ifade edilir.

(3.29)

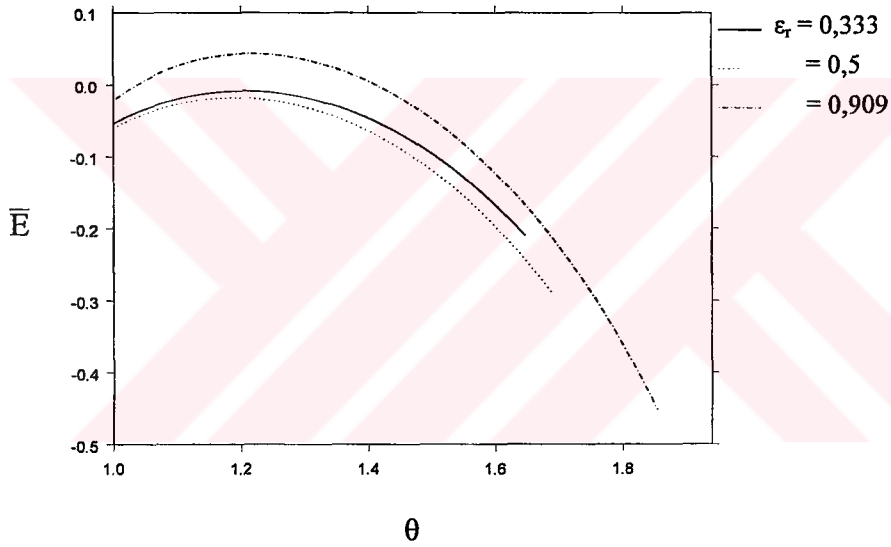
Şekil 3.4, 3.5 ve 3.6' da çeşitli rejeneratör etkinliği değerleri için boyutsuz güç, ısı verim ve boyutsuz ekolojik fonksiyonun basınç oranı parametresi ile değişimi görülmektedir. Burada, boyutsuz güç, gücün ısı kapasitesi ve sıcak kaynak sıcaklığına bölünmesiyle bulunmaktadır ($\bar{W} = \dot{W} / C \cdot T_H$). Rejeneratör etkinliğinin 0,5' ten küçük olması durumunda maksimum güç rejeneratör etkinliğinin artması ile azalmakta, rejeneratör etkinliğinin 0,5' ten büyük olması durumunda rejeneratör etkinliği ile artmaktadır (Şekil 3.4). Maksimum ısı verim, rejeneratör etkinliği ile rejeneratör etkinliğinin 0,5 değerine kadar azalmakta, ardından artmaya başlamaktadır (Şekil 3.5). Şekil 3.6' da görüldüğü üzere, rejeneratör veriminin artmasıyla, maksimum ekolojik fonksiyon değerleri rejeneratör etkinliğinin 0,5 değerine kadar azalmakta ve rejeneratör etkinliğinin 0,5' ten büyük değerleri için artmaktadır.



Şekil 3.4 Çeşitli rejeneratör etkinliği değerleri için boyutsuz gücün basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_L = 300K$, $T_H = 1200K$, $NTU_L = NTU_H = 1$).

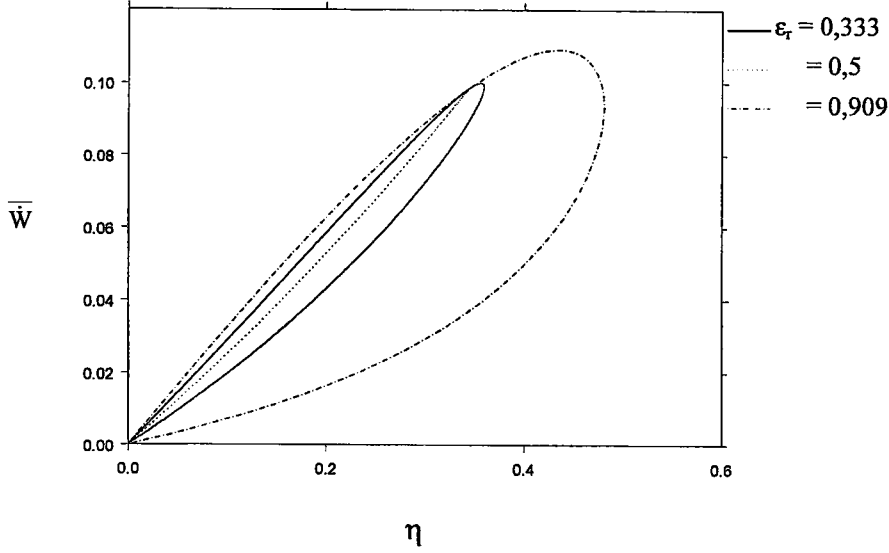


Şekil 3.5 Çeşitli rejeneratör etkinliği değerleri için ısı verimin basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_L=300\text{K}$, $T_H=1200\text{K}$, $NTU_L=NTU_H=1$).



Şekil 3.6 Çeşitli rejeneratör etkinliği değerleri için boyutsuz ekolojik fonksiyon ifadesinin basınç oranı parametresi ile değişimi ($T_L=300\text{K}$, $T_H=1200\text{K}$, $NTU_L=NTU_H=1$).

Boyutsuz ekolojik fonksiyon, ekolojik fonksiyonun ısı kapasitesi ve sıcak kaynak sıcaklığına bölünmesiyle bulunmaktadır ($\bar{E} = E/C.T_H$). Şekil 3.7' de görüldüğü üzere, rejeneratör etkinliğinin 0,5 olması durumunda, maksimum güç ve maksimum ısı verim konumu çakışmaktadır.



Şekil 3.7 Çeşitli rejeneratör etkinliği değerleri için boyutsuz güç ile ısı verim ilişkisi ($T_L = 300\text{K}$, $T_H=1200\text{K}$, $NTU_L = NTU_H = 1$).

Optimum koşullar bulunurken, Lagrange Çarpanları metodundan yararlanılmıştır. Maksimum ekolojik fonksiyon koşulu belirlenirken, amaç fonksiyonu olarak (3.24)' te verilen ekolojik fonksiyon ifadesi ve kısıt fonksiyonu olarak ise, (3.29)' da verilen T_2 - T_4 ilişkisini içeren ifade kullanılmıştır.

(3.24)' te verilen ekolojik fonksiyon ifadesinin T_2 sıcaklığına göre kısmi türevi,

$$\frac{\partial E}{\partial T_2} = C \cdot \left(-\epsilon_H \cdot (1 - \epsilon_r) \cdot \left(1 + \frac{T_0}{T_H} \right) + \epsilon_L \cdot \epsilon_r \cdot \left(-1 - \frac{T_0}{T_L} \right) \right) \quad (3.30)$$

(3.24)' te verilen ekolojik fonksiyon ifadesinin T_4 sıcaklığına göre kısmi türevi,

$$\frac{\partial E}{\partial T_4} = C \cdot \left(-\epsilon_H \cdot \epsilon_r \cdot \left(1 + \frac{T_0}{T_H} \right) + \epsilon_L \cdot (1 - \epsilon_r) \cdot \left(-1 - \frac{T_0}{T_L} \right) \right) \quad (3.31)$$

(3.29)' da verilen T_2 - T_4 ilişkisinin (kısıt fonksiyonu) T_2 sıcaklığına göre kısmi türevi,

$$\begin{aligned} \frac{\partial \phi}{\partial T_2} = & 2 \cdot T_2 \cdot (1 - \epsilon_L) \cdot (1 - \epsilon_H) \cdot \epsilon_r \cdot (1 - \epsilon_r) + \epsilon_L \cdot (1 - \epsilon_H) \cdot (1 - \epsilon_r) \cdot T_L + (1 - \epsilon_L) \cdot \epsilon_H \cdot \epsilon_r \cdot T_H \\ & + T_4 \cdot [(1 - \epsilon_L) \cdot (1 - \epsilon_H) \cdot (1 - \epsilon_r)^2 \cdot T_L + (1 - \epsilon_L) \cdot (1 - \epsilon_H) \cdot \epsilon_r^2 - 1] \end{aligned} \quad (3.32)$$

(3.29)' da verilen T_2 - T_4 ilişkisinin (kısıt fonksiyonu) T_4 sıcaklığına göre kısmi türevi,

$$\begin{aligned} \frac{\partial \phi}{\partial T_4} = & T_2 \cdot [(1 - \varepsilon_L) \cdot (1 - \varepsilon_H) \cdot (1 - \varepsilon_r)^2 + (1 - \varepsilon_L) \cdot (1 - \varepsilon_H) \cdot \varepsilon_r^2 - 1] \\ & + 2 \cdot T_4 \cdot (1 - \varepsilon_L) \cdot (1 - \varepsilon_H) \cdot \varepsilon_r \cdot (1 - \varepsilon_r) + \varepsilon_L \cdot (1 - \varepsilon_H) \cdot \varepsilon_r \cdot T_L + (1 - \varepsilon_L) \cdot \varepsilon_H \cdot (1 - \varepsilon_r) \cdot T_H \end{aligned} \quad (3.33)$$

Lagrange Çarpanları metodundan elde edilen denklem sistemi,

$$\frac{\partial E}{\partial T_2} - \lambda \cdot \frac{\partial \phi}{\partial T_2} = 0 \quad (3.34)$$

$$\frac{\partial E}{\partial T_4} - \lambda \cdot \frac{\partial \phi}{\partial T_4} = 0 \text{ olarak bulunmuştur.} \quad (3.35)$$

Bu denklem sisteminden yararlanılarak, T_4 sıcaklığı T_2 sıcaklığı türünden ifade edilir. Ve T_2 sıcaklığına bağlı T_4 sıcaklığı kısıt fonksiyonunda yerine konularak, maksimum ekolojik fonksiyon koşulunu sağlayan $T_{2,mef}$ sıcaklığı belirlenir. Tersinir durumda, maksimum ekolojik fonksiyon koşulunu sağlayan T_2 sıcaklığını ($T_{2,mef}$) veren ifade aşağıdadır:

$$T_{2,mef} = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a} \quad (3.36)$$

Buradaki a,b ve c ifadeleri aşağıdaki gibi hesaplanır:

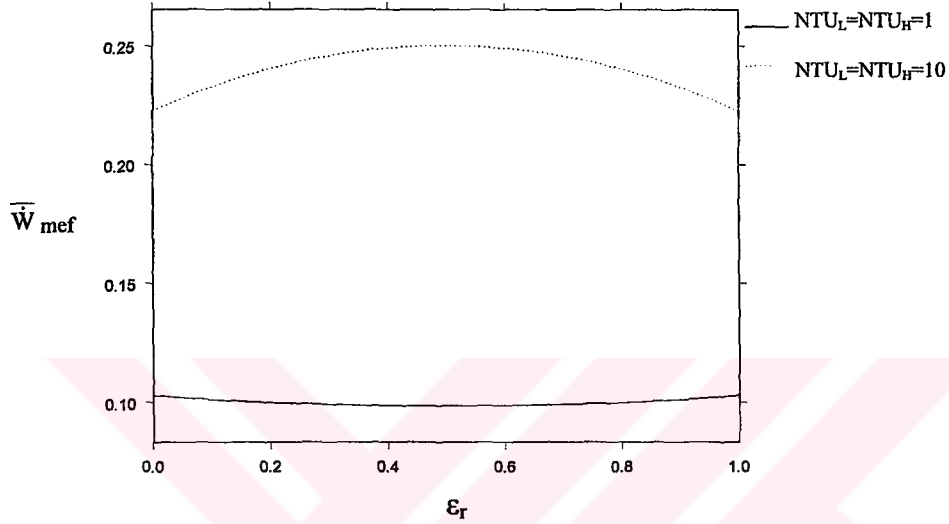
$$\left. \begin{aligned} a &= d_1 \cdot \left(\frac{d_7}{d_6} \right)^2 + d_3 \cdot \left(-\frac{d_7}{d_6} \right) + d_1 \\ b &= 2 \cdot d_1 \cdot \frac{d_7 \cdot d_8}{d_6^2} + d_2 \cdot \left(-\frac{d_7}{d_6} \right) + d_3 \cdot \left(-\frac{d_8}{d_6} \right) + d_4 \\ c &= d_1 \cdot \left(\frac{d_8}{d_6} \right)^2 + d_2 \cdot \left(-\frac{d_8}{d_6} \right) + d_5 \end{aligned} \right\} \quad (3.37)$$

(3.37)' de verilen a, b ve c ifadeleri (3.38)' de verilen d_1 ' den d_8 ' e kadar olan ifadeler yerlerine konarak hesaplanabilir.

$$\begin{aligned}
 d_1 &= (1 - \varepsilon_L).(1 - \varepsilon_H).\varepsilon_r.(1 - \varepsilon_r) \\
 d_2 &= \varepsilon_L.(1 - \varepsilon_H).(1 - \varepsilon_r).T_L + (1 - \varepsilon_L).\varepsilon_H.\varepsilon_r.T_H \\
 d_3 &= (1 - \varepsilon_L).(1 - \varepsilon_H).(1 - \varepsilon_r)^2 + (1 - \varepsilon_L).(1 - \varepsilon_H).\varepsilon_r^2 - 1 \\
 d_4 &= \varepsilon_L.(1 - \varepsilon_H).\varepsilon_r.T_L + (1 - \varepsilon_L).\varepsilon_H.(1 - \varepsilon_r).T_H \\
 d_5 &= \varepsilon_L.\varepsilon_H.T_L.T_H \\
 d_6 &= \left\{ -\varepsilon_H.(1 - \varepsilon_r).\left(1 + \frac{T_0}{T_H}\right) + \varepsilon_L.\varepsilon_r.\left(-1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \right\}.d_3 \\
 &\quad - \left\{ -\varepsilon_H.\varepsilon_r.\left(1 + \frac{T_0}{T_H}\right) + \varepsilon_L.(1 - \varepsilon_r).\left(-1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \right\}.2.d_1 \\
 d_7 &= \left\{ -\varepsilon_H.(1 - \varepsilon_r).\left(1 + \frac{T_0}{T_H}\right) + \varepsilon_L.\varepsilon_r.\left(-1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \right\}.2.d_1 \\
 &\quad - \left\{ -\varepsilon_H.\varepsilon_r.\left(1 + \frac{T_0}{T_H}\right) + \varepsilon_L.(1 - \varepsilon_r).\left(-1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \right\}.d_3 \\
 d_8 &= \left\{ -\varepsilon_H.(1 - \varepsilon_r).\left(1 + \frac{T_0}{T_H}\right) + \varepsilon_L.\varepsilon_r.\left(-1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \right\}.d_4 \\
 &\quad - \left\{ -\varepsilon_H.\varepsilon_r.\left(1 + \frac{T_0}{T_H}\right) + \varepsilon_L.(1 - \varepsilon_r).\left(-1 - \frac{T_0}{T_L}\right) \right\}.d_4
 \end{aligned} \tag{3.38}$$

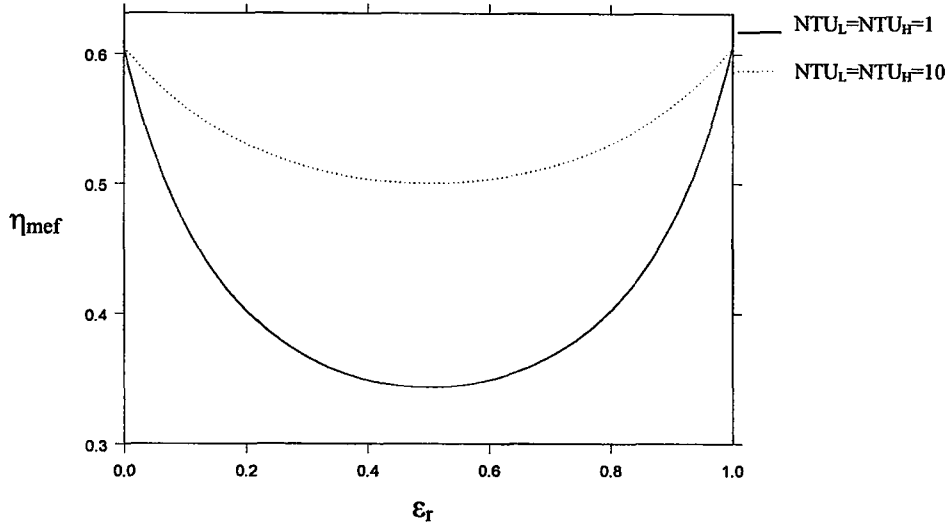
Aşağıda, rejeneratörün etkisinin daha iyi anlaşılması için grafikler verilmiştir. Rejeneratörün yanı sıra, sıcak ve soğuk kaynaklara ait boyutsuz ısı transfer sayılarının etkisi de incelenmiştir. Şekil 3.8' de maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen boyutsuz gücün rejeneratör etkinliği ile değişimi görülmektedir. Soğuk ve sıcak kaynaklara ait boyutsuz

ısı transfer sayılarının 1 alınması durumunda elde edilen eğri, boyutsuz ısı transfer sayılarının 10 alınması durumunda elde edilen eğrinin aşağısında yer almaktadır. Ayrıca, 1 olması durumunda eğri neredeyse doğrusal iken, 10 olması durumunda eğri aşağıya bakmakta ve rejeneratör etkinliğinin 0,5 olması durumunda maksimum yapmaktadır. Buradan, rejeneratör etkinliğinin 0,5' ten büyük olması durumunda (uygulamada kullanılan etkinlik değerleri %90 dolayındadır) rejeneratör etkinliğinin artması ile maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki boyutsuz gücün azaldığı görülmektedir.



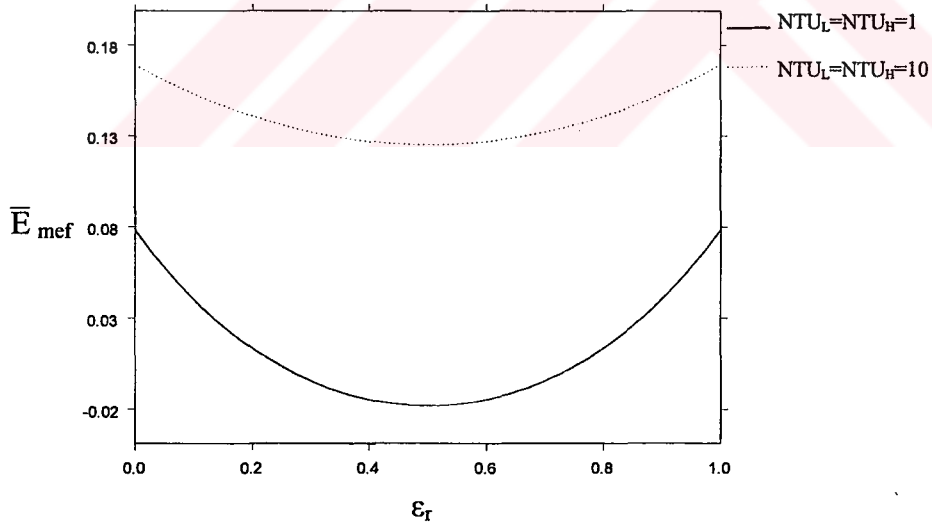
Şekil 3.8 Kaynaklara ait boyutsuz ısı transfer sayılarının çeşitli değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki boyutsuz gücün rejeneratör etkinliği ile değişimi ($C = 4\text{W/K}$, $T_0 = T_L = 300\text{K}$, $T_H = 1200\text{K}$).

Şekil 3.9' da maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki ısı verimin rejeneratör etkinliği ile değişimi görülmektedir. Soğuk ve sıcak kaynaklara ait ısı transfer sayılarının artması ile maksimum ekolojik fonksiyondaki ısı verim artmaktadır. Ayrıca, rejeneratör etkinliğinin 0,5' ten büyük değerleri için rejeneratör veriminin artması ile maksimum ekolojik fonksiyondaki ısı verim artmaktadır.



Şekil 3.9 Kaynaklara ait boyutsuz ısı transfer sayılarının çeşitli değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki ısı verimin rejeneratör etkinliği ile değişimi. ($C=4\text{W/K}$, $T_0 = T_L = 300\text{K}$, $T_H = 1200\text{K}$).

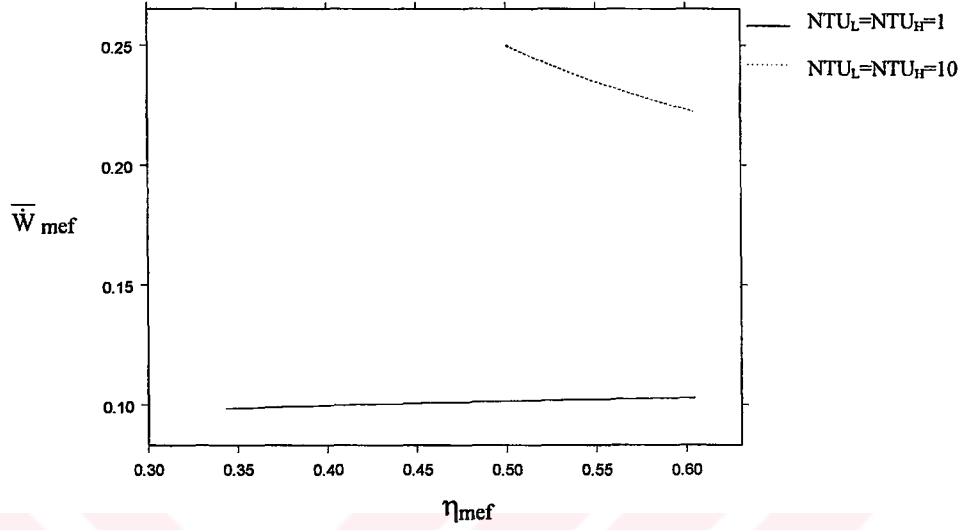
Şekil 3.10' da maksimum ekolojik fonksiyon değerlerinin rejeneratör etkinliği ile değişimi görülmektedir. Rejeneratör etkinliğinin 0,5' ten küçük değerleri için azalmakta rejeneratör etkinliğinin artması ile maksimum ekolojik fonksiyon değerleri azalmakta, rejeneratör etkinliğinin 0,5' ten büyük değerleri için rejeneratör etkinliğinin artması ile maksimum ekolojik fonksiyon değerleri artmaktadır.



Şekil 3.10 Kaynaklara ait boyutsuz ısı transfer sayılarının çeşitli değerleri için maksimum boyutsuz ekolojik fonksiyon değerlerinin rejeneratör etkinliği ile değişimi ($C=4\text{W/K}$, $T_0 = T_L = 300\text{K}$, $T_H = 1200\text{K}$).

Şekil 3.11' de maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen boyutsuz güç ve maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısı verimin yer aldığı performans eğrileri görülmektedir. Soğuk ve sıcak kaynak ısı transfer sayılarının 1' e eşit olması

durumunda, maksimum ekolojik fonksiyondaki boyutsuz güç azalırken, maksimum ekolojik fonksiyondaki ısı verim artmaktadır. Ancak, soğuk ve sıcak kaynak ısı transfer sayılarının 10' a eşit olması durumunda, maksimum ekolojik fonksiyondaki boyutsuz güç artarken, maksimum ekolojik fonksiyondaki ısı verim de artmaktadır.

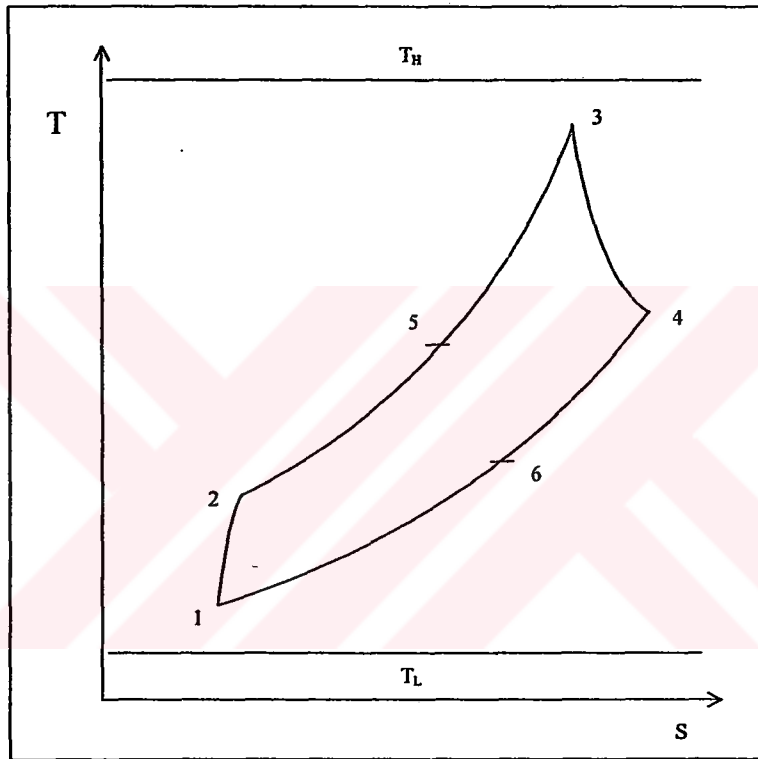


Şekil 3.11 Kaynaklara ait boyutsuz ısı transfer sayılarının çeşitli değerleri için maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen boyutsuz güç ve maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısı verim arasındaki ilişki ($C = 4W/K$, $T_0 = T_L = 300K$, $T_H = 1200K$).

Sonuç olarak rejeneratörlü içtersinir Joule-Brayton ısı makinasına ait maksimum güç, maksimum ısı verim ve maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısı verim eğrileri Ek 1' de gösterilmiştir. Ek 1' de görüleceği üzere, maksimum ısı verim koşulu eğrisi diğer eğrilerin en üstünde yer almaktadır. Eğriler rejeneratör etkinliğinin 0,5' e eşit olduğu noktada çakışmaktadır. Ancak, dikkat edilmesi gereken bölge rejeneratör etkinliği ile beraber ısı verimin de arttığı rejeneratör etkinliğinin 0,5' ten büyük olduğu bölgedir. Bu bölgede, maksimum ekolojik fonksiyon koşulu, maksimum ısı verim ile maksimum güç koşulu arasında bir yarar sağlamaktadır. Maksimum güç yoğunluğu koşulu için de benzer hesaplar yapılmış, ancak ısı verimi düşürdüğü gözlenmiştir. Bu nedenle, grafikte yer almamaktadır.

3.2 Tersinmez Durumda

İçtersinir Joule-Brayton ısı makinasının performansının incelenmesinin ardından, daha genel bir duruma ulaşabilmek için tersinmez durum incelenmiştir. Soğuk ve sıcak kaynaklara ait boyutsuz ısı transfer sayıları yeterince büyük alınarak ($NTU_L = NTU_H = 10$) soğuk ve sıcak kaynaklara ait etkinlik değerlerinin 1 olması sağlanmıştır (Şekil 3.12). Türbin ve kompresöre ait tersinmezlikler için izentropik verimleri ($\eta_{is} = 0,85$) kullanılmıştır. Bu koşullar altında rejeneratör etkinliğinin performans parametreleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Şekil 3.12' de rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.12 Rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton çevrimine ait T-s diyagramı.

$\varepsilon_L = 1$ olduğundan, kompresöre giren havanın sıcaklığı,

$T_1 = T_L$ biçiminde eşit alınabilir.

$\varepsilon_H = 1$ olduğundan , türbine giren gazın sıcaklığı,

$T_3 = T_H$ biçiminde eşit alınabilir.

Kompresörden çıkan havanın sıcaklığı,

$$T_2 = T_L \cdot \left(1 + \frac{\theta - 1}{\eta_{is}} \right) \text{ olarak ifade edilebilir.} \quad (3.36)$$

Türbini terk eden gazın sıcaklığı,

$$T_4 = T_H \cdot \left[1 - \eta_{is} \cdot \left(1 - \frac{1}{\theta} \right) \right] \text{ olarak ifade edilebilir.} \quad (3.37)$$

Soğuk ısı kaynağına atılan ısı,

$$\dot{Q}_L = C \cdot (T_6 - T_L) \text{ bulunur.} \quad (3.38)$$

(3.6), (3.36) ve (3.37) eşitlikleri yerlerine konularak,

$$\dot{Q}_L = C \cdot \left\{ \left(1 + \frac{\theta - 1}{\eta_{is}} \right) \cdot \epsilon_r \cdot T_L + \left[1 - \eta_{is} \cdot \left(1 - \frac{1}{\theta} \right) \right] \cdot (1 - \epsilon_r) \cdot T_H - T_L \right\} \text{ bulunur.} \quad (3.39)$$

Sıcak kaynaktan iletilen ısı,

$$\dot{Q}_H = C \cdot (T_H - T_5) \text{ bulunur.} \quad (3.40)$$

(3.5), (3.36) ve (3.37) eşitlikleri yerlerine konularak,

$$\dot{Q}_H = C \cdot \epsilon_H \cdot \left\{ - \left(1 + \frac{\theta - 1}{\eta_{is}} \right) \cdot (1 - \epsilon_r) \cdot T_L - \left[1 - \eta_{is} \cdot \left(1 - \frac{1}{\theta} \right) \right] \cdot \epsilon_r \cdot T_H + T_H \right\} \text{ bulunur.} \quad (3.41)$$

Güç ifadesi,

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \text{ bulunur.} \quad (3.42)$$

(3.39) ve (3.41) eşitlikleri yerlerine konularak,

$$\dot{W} = C \cdot \left\{ - \left(1 + \frac{\theta - 1}{\eta_{is}} \right) \cdot T_L - \left[1 - \eta_{is} \cdot \left(1 - \frac{1}{\theta} \right) \right] \cdot T_H + T_L + T_H \right\} \text{ bulunur.} \quad (3.43)$$

Ekolojik fonksiyon ifadesi,

$$E = Q_H \cdot \left(1 + \frac{T_0}{T_H} \right) + Q_L \cdot \left(-1 - \frac{T_0}{T_L} \right) \text{ bulunur.} \quad (3.44)$$

Burada, T_0 çevre sıcaklığıdır, (3.39) ve (3.41) eşitlikleri yerlerine konularak,

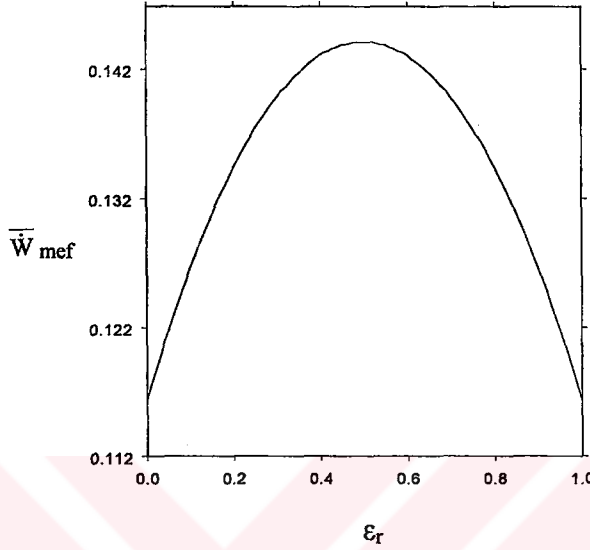
$$\begin{aligned} E = C \cdot \left\{ T_L \cdot \left(1 + \frac{\theta - 1}{\eta_{is}} \right) \cdot \left[\varepsilon_r \cdot \left(-1 - \frac{T_0}{T_L} \right) - (1 - \varepsilon_r) \cdot \left(1 + \frac{T_0}{T_H} \right) \right] \right. \\ \left. + T_H \cdot \left[1 - \eta_{is} \cdot \left(1 - \frac{1}{\theta} \right) \right] \cdot \left[(1 - \varepsilon_r) \cdot \left(-1 - \frac{T_0}{T_L} \right) - \varepsilon_r \cdot \left(1 + \frac{T_0}{T_H} \right) \right] \right. \\ \left. - T_L \cdot \left(-1 - \frac{T_0}{T_L} \right) + T_H \cdot \left(1 + \frac{T_0}{T_H} \right) \right\} \text{ bulunur.} \quad (3.45) \end{aligned}$$

Tersinmez durumda, maksimum ekolojik fonksiyon koşulunu sağlayan basınç oranı parametresini (θ_{mef}) veren ifade (3.46), tersinmez durumdaki gibi Lagrange Çarpanları metodundan yararlanarak bulunmuştur.

$$\theta_{mef} = \frac{-\eta_{is}}{(-\varepsilon_r \cdot T_0 \cdot T_L \cdot T_H + \varepsilon_r \cdot T_0 \cdot T_L^2 \cdot T_0 - T_0 \cdot T_L^2 - T_L^2 \cdot T_H)}$$

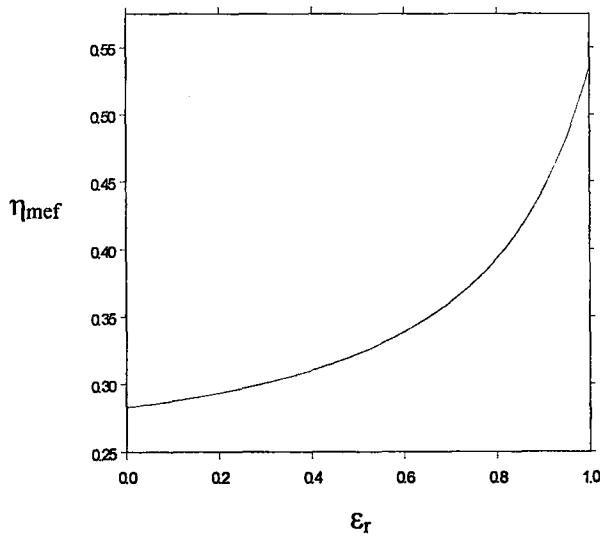
$$\left[-T_L \cdot T_H \cdot (-\varepsilon_r \cdot T_0 \cdot T_H + \varepsilon_r \cdot T_0 \cdot T_L - T_0 \cdot T_L - T_L \cdot T_H) \cdot (-\varepsilon_r \cdot T_0 \cdot T_H + \varepsilon_r \cdot T_0 \cdot T_L + T_0 \cdot T_H + T_L \cdot T_H) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.46)$$

Aşağıdaki şekillerde içtersinmez Joule-Brayton ısı makinasına ait maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki güç, ısı verim ve ekolojik fonksiyon ifadelerinin rejeneratör etkinliği ile değişimi görülmektedir. Şekil 3.13’ de görüldüğü üzere, rejeneratör etkinliğinin artması ile maksimum ekolojik fonksiyondaki güç önce artmakta ve maksimum yaptıktan sonra azalmaktadır.

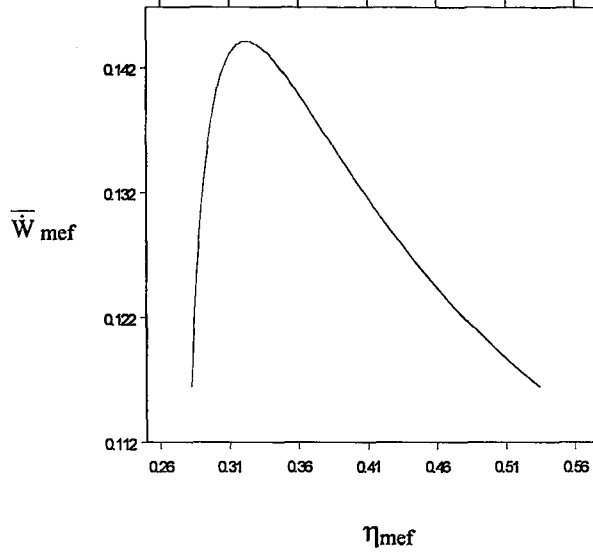


Şekil 3.13 Maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki boyutsuz gücün rejeneratör etkinliği ile değişimi ($T_0 = T_L = 300K$, $T_H = 1200K$, $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$, $\eta_{is} = 0,85$).

Şekil 3.14’ te maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki ısı veriminin rejeneratör etkinliği ile değişimi görülmektedir. Rejeneratör etkinliğinin artması ile maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki ısı verim daima artmaktadır. Bu artış giderek daha fazla olmaktadır.



Şekil 3.14 Maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki ısı veriminin rejeneratör etkinliği ile değişimi ($T_0 = T_L = 300K$, $T_H = 1200K$, $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$, $\eta_{is} = 0,85$).



Şekil 3.15 Maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen boyutsuz güç ve maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısı verim arasındaki ilişki ($C = 4W/K$, $T_0 = T_L = 300K$, $T_H = 1200K$, $\epsilon_L = \epsilon_H = 1$, $\eta_{is} = 0,85$).

Şekil 3.15’ te maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen boyutsuz güç ve maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısı verimin yer aldığı performans eğrisi görülmektedir. Maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki ısı verim daima artmakta iken, maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki boyutsuz güç önce hızlı bir artış göstermekte, ardından azalmaktadır.

Maksimum ısı verim, maksimum ekolojik fonksiyon ve maksimum güç koşulundaki ısı verim eğrileri karşılaştırmalı olarak Ek 2’ de verilmiştir. Ek 2’ de görüldüğü üzere, maksimum ısı verim koşulu diğer eğrilerin en üstünde yer almaktadır. Rejeneratör etkinliğinin 0,5 olması durumunda ise, maksimum ısı verim ve maksimum güç eğrileri çakışmıştır. Ancak, önemli olan bölüm rejeneratör etkinliğinin 0,5’ ten büyük olduğu durumdur. Burada, rejeneratör veriminin artması ile her üç koşuldaki ısı verim değeri de artmaktadır. Maksimum ekolojik fonksiyondaki ısı verim, maksimum güçteki ısı verim ve maksimum ısı verim arasında yer almaktadır. Ancak, maksimum ısı verime çok daha yakın çıkmaktadır. Maksimum güç yoğunluğu koşulu için de benzer hesaplar yapılmış, ancak yeteri kadar yarar sağlamadığı gözlenmiştir. Bu nedenle, grafikte yer almamaktadır.

4. REJENERATÖRÜN OPTİMUM BOYUTLARININ BELİRLENMESİ

4.1 Isı Değiştiricilerin Sınıflandırılması

Isı değiştiricilerinden endüstride ısı tekniği alanında yararlanılmaktadır. Endüstrinin çeşitli dallarında (kimya sanayii, enerji santralleri, iklimlendirme tesisleri gibi) çeşitli adlarla (soğutucu, yoğusturucu, ısıtıcı, buharlaştırıcı gibi) farklı tip ve kapasitelerde kullanılmaktadır. Aşağıda görülen Çizelge 4.1' de ısı değiştiriciler ısı değişim biçimine, ısı transfer yüzeyinin ısı transfer hacmine oranına, akışkan adedine, ısı transfer mekanizmasına, konstrüksiyon tipine ve akım tipine göre sınıflandırılmıştır.

I)	Isı değişim biçimine göre 1) Akışkanların doğrudan temasta olduğu ısı değiştiriciler 2) Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiriciler
II)	Isı transfer yüzeyinin ısı transfer hacmine oranına göre 1) Kompakt olmayan 2) Kompakt
III)	Kullanılan akışkan adedine göre 1) İki akışkanlı 2) Üç akışkanlı 3) n akışkanlı
IV)	Isı transfer mekanizmalarına göre 1) Her iki tarafta da tek fazlı akış 2) Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış 3) Her iki tarafta da çift fazlı akış 4) Hem taşınım, hem de ışınlama ısı transferi olması durumu
V)	Konstrüksiyon tipine göre 1) Borulu tip 2) Levhalı tip 3) Kanatlı yüzey tipi 4) Rejeneratif ısı değiştiriciler 5) Karışımli kaplar
VI)	Akış tipine göre 1) Tek geçişli 2) Çok geçişli

Çizelge 4.1 Isı değiştiricilerin sınıflandırılması (Genceli, 1999).

Isı değişim biçimine göre sınıflandırma

Akışkanların doğrudan temasta olduğu ısı değiştiriciler

Bu tipte, farklı sıcaklıktaki akışkanların ya da akışkan ile katı maddenin karışımı ya da teması söz konusudur. İki farklı akışkanın temasında, genelde akışkanın biri gaz diğeri ise buharlaşma basıncı düşük olan sıvı olmaktadır. Soğutma kuleleri örnek olarak verilebilir.

Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiriciler

Bu tipte, sıcak akışkan ısınıyı yüzeye bırakır, soğuk akışkan yine bu yüzeyden ısınıyı alır. Akışkanlar ısı değiştirici içerisinde birbiri ile karışmamaktadır. Hareketli parçası bulunmayan bu tip ısı değiştiricileri literatürde reküperatif ısı değiştiricileri olarak adlandırılır. Isıl analizleri, ϵ -NTU yöntemi ya da ortalama logaritmik sıcaklık fonksiyonu yöntemi ile yapılmaktadır.

Sıcak akışkanın belirli bir süre ısı değiştiricinin dolgu maddesine (matris) ısını verdiği, ardından soğuk akışkanın dolgu maddesi üzerinden geçirilerek ısıtıldığı tipleri de bulunmaktadır. Bunlar rejeneratör olarak adlandırılır. Gaz türbinli taşıtlarda, iklimlendirme tesisatlarında ve yüksek fırınlarda kullanılmaktadır.

Isı transfer yüzeyinin ısı transfer hacmine oranına göre sınıflandırma

Bu sınıflandırma için ısı değiştiricinin yüzey alanı yoğunluğunun (β) bilinmesi gerekir. Yüzey alanı yoğunluğu aşağıdadır:

$$\beta = \frac{\text{Isı değiştirici yüzeyinin alanı [m}^2\text{]}}{\text{Isı değiştiricinin hacmi [m}^3\text{]}} \quad (4.1)$$

Isı değiştiriciye ait bu oranın $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerinden büyük olması durumunda, ısı değiştirici kompakt olarak nitelendirilir. Aksi durumda, kompakt olmayan ısı değiştirici olarak nitelendirilir. Aşağıda görülen Çizelge 4.2' de çeşitli yüzey alanı yoğunluğu değerleri bulunmaktadır.

Isı Değiştirici Tipi	$\beta[m^2/m^3]$
Borulu tip	70-500
Levha tipi	110-210
Kanatlı tip	110-6000
Otomobil radyatörü	600-1300
Soğutma amaçlı kullanılan tipler	800-2200
Dolgu maddeli tip	1600-16000
Gaz türbininde kullanılan döner tip	3000-7000
İnsan akciğeri	17500

Çizelge 4.2 Çeşitli ısı değiştiricilere ait yüzey alanı yoğunluğu değerleri (Genceli, 1999).

Genelde gaz akışkanların ısı taşınım katsayıları sıvılarınkinden çok daha küçüktür. Dolayısıyla, gaz ve sıvıların birlikte kullanıldığı ısı değiştiricilerin gaz tarafındaki yüzey alanı sıvı tarafındakinden daha fazla olmalıdır. Yüzey alanı artırılarak kompaktlık sağlanabilir. Kompakt ısı değiştiriciler, kompakt olmayanlara göre daha hafif, daha ufak boyutlara sahiptir ve projelendirme sırasında esneklik sağlar. Buna karşın, akışkanlardan birinin mutlaka gaz olması, akışkanların korozyif nitelikli olmaması ve ilave vantilatör ya da pompa gücüne gereksinim duyulması başlıca sakıncalarıdır.

Farklı akışkan adedine göre sınıflandırma

Uygulamada genellikle iki akışkanın kullanıldığı ısı değiştiriciler bulunmaktadır. Havanın ayrıştırılması, hidrojenin saflaştırılması ve sıvılaştırılması işlemleri üç akışkanın kullanıldığı sistemlere örnektir. Üç ya da daha fazla sayıda akışkanın kullanıldığı sistemlerin teorik analizi karmaşıktır.

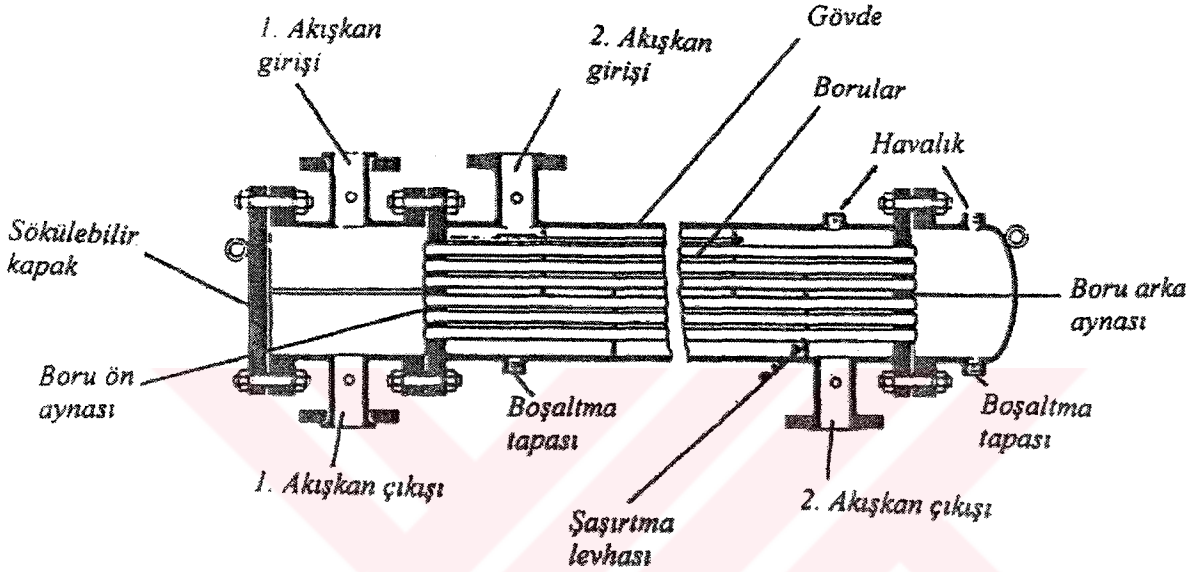
Isı transfer mekanizmasına göre sınıflandırma

Her iki tarafta da tek fazlı akış olan sistemlere, oda ısıtıcıları (radyatör) ve taşıt radyatörleri örnek verilebilir. Bir tarafta tek fazlı diğer tarafta çift fazlı akış olan sistemlere, termal santrallerde kullanılan yoğunlaştırucular örnek verilebilir. Her iki tarafta da çift fazlı akış olan sistemlere örnek olarak, su püskürtmeli yoğunlaştırucular verilebilir. Bu tip ısı değiştiricilerde bir tarafta buharlaşma, diğer tarafta yoğunlaşma olmaktadır. Hem taşınım hem de ışınlama ısı

transferi ise, yüksek sıcaklıkta gaz kullanılması durumunda ortaya çıkar. Yüksek sıcaklıkta çalışan dolgu maddeli rejeneratörler, buhar kazanları ve kızdırıcıları örnek verilebilir.

Konstrüksiyon tipine göre sınıflandırma

Borulu tip ısı değıştirciler yüksek basınçlara dayanabilme üstünlüğüne sahiptir. Boru kesiti genellikle daireseldir, ancak, elips ya da dikdörtgen olabilir. Şekil 4.1' de gövde borulu ısı değıştirci örnek olarak verilmiştir.



Şekil 4.1 Gövde borulu ısı değıştirciye ait prensip şeması (Genceli, 1999).

Levhalı tip ısı değıştircilerde ısı transfer yüzeyi olarak ince metal levhalar kullanılır. Kanatlı yüzey tip ısı değıştircilerde yüzeylere kanat eklenmiştir. Yüzey alan yoğunluğu ve etkenlik dikkate alındığında borulu ve levhalı tip ısı değıştircilerden üstündür.

Rejeneratif ısı değıştircilerde sıcak akışkanın verdiği ısı önce bir ortamda depolanır, ardından soğuk akışkana verilir. Aşağıda başlıca üstünlükleri verilmiştir:

- Yüksek yüzey alan yoğunluğu değerleri vardır.
- İlk yatırım maliyeti diğer tiplerden daha düşüktür.
- Sistem kendini temizlemektedir.

Ancak, başlıca sakıncaları aşağıda verilmiştir:

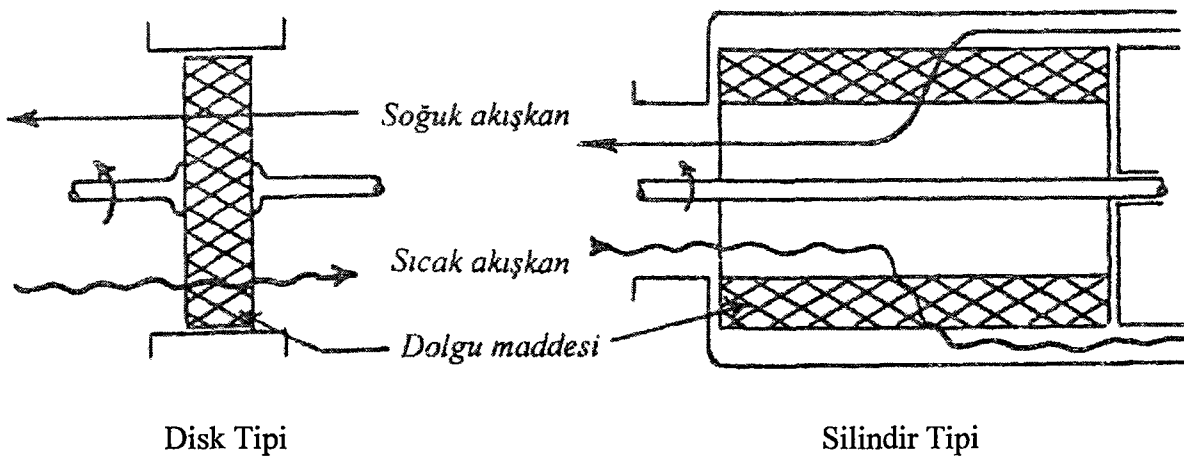
- Yalnız gaz akışkanlarla kullanılabilir.
- Sıcak ve soğuk akışkan arasında daima bir miktar kaçak olmaktadır.
- Birbirleri ile etkileşen akışkanlar bu sistemlerde kullanılamaz.

Rejeneratörleri üç grupta toplamak mümkündür:

- Sabit dolgu maddeli
- Döner dolgu maddeli
- Paket yataklı rejeneratörler

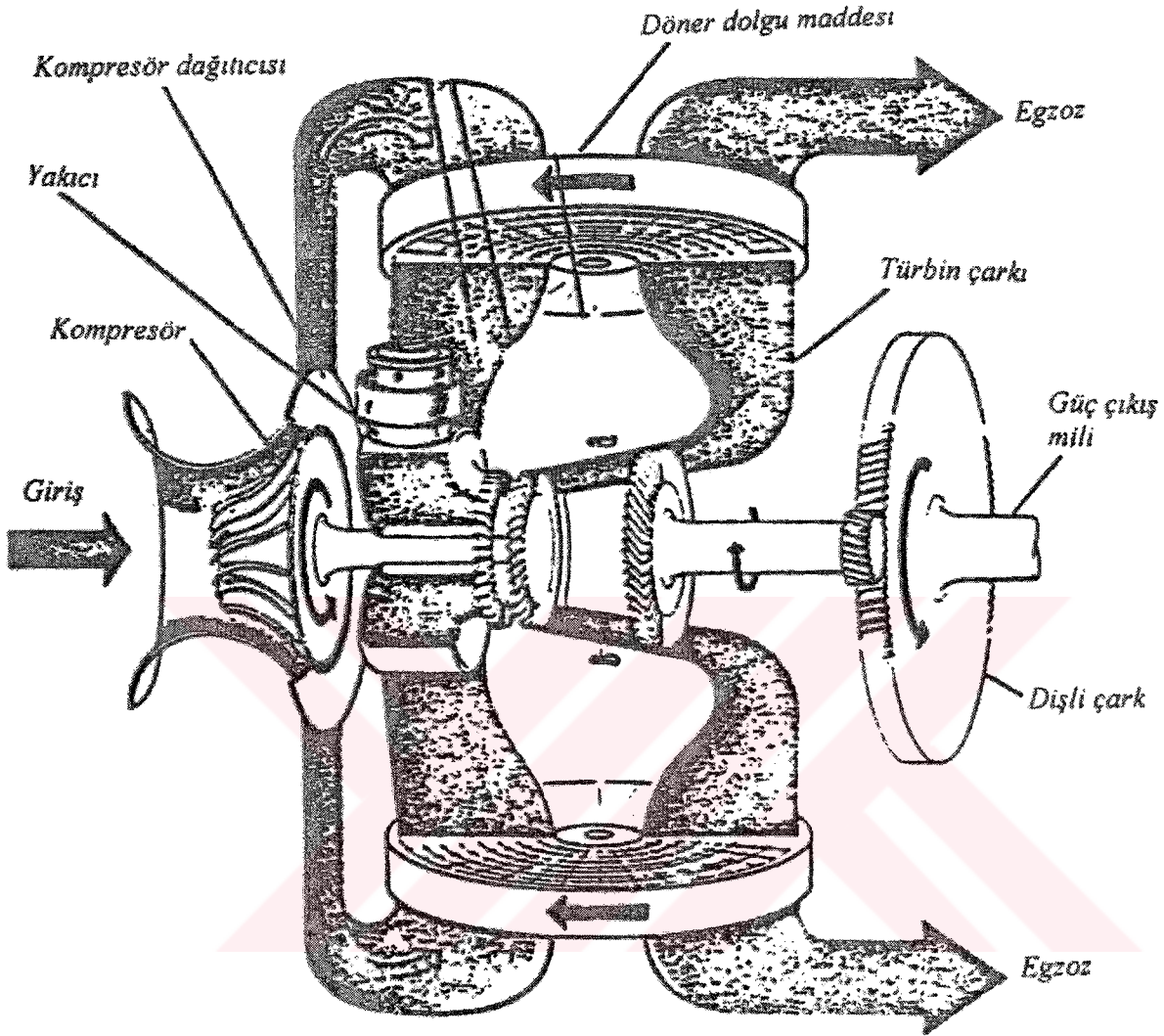
Sabit dolgu maddeli rejeneratörlere periyodik çalışan ısı değıştirciler adı da verilmektedir. Bunun nedeni, sıcak ya da soğuk akışkandan dolgu maddesine ısı transferi belirli zaman aralıkları ile gerçekleşir. Sistemin sürekliliği için birden çok aynı tipte rejeneratör gerekmektedir.

Döner dolgu maddeli rejeneratörler genellikle gaz türbinlerinde, buhar kazanlarında ve iklimlendirme tesisatlarında enerji tasarrufu (ısı geri kazanımı) için kullanılmaktadır. Gaz türbini uygulamalarında, rejeneratör gaz türbininin etrafını sardığından ses ve ısı yalıtımına katkıda bulunur. Şekil 4.2' de döner dolgu maddeli rejeneratöre ait prensip şeması görülmektedir.



Şekil 4.2 Döner dolgu maddeli rejeneratöre ait prensip şeması (Genceli, 1999).

Döner dolgu maddeli tipin sabit dolgu maddeli tipe göre üstünlüğü sürekli çalışmasıdır. Ancak, gaz kaçaklarının önüne geçilememektedir. Şekil 4.3' te gaz türbini uygulamasına ait disk tipi döner dolgu maddeli rejeneratör görülmektedir.



Şekil 4.3 Disk tipi döner dolgu maddeli rejeneratör (Genceli, 1999).

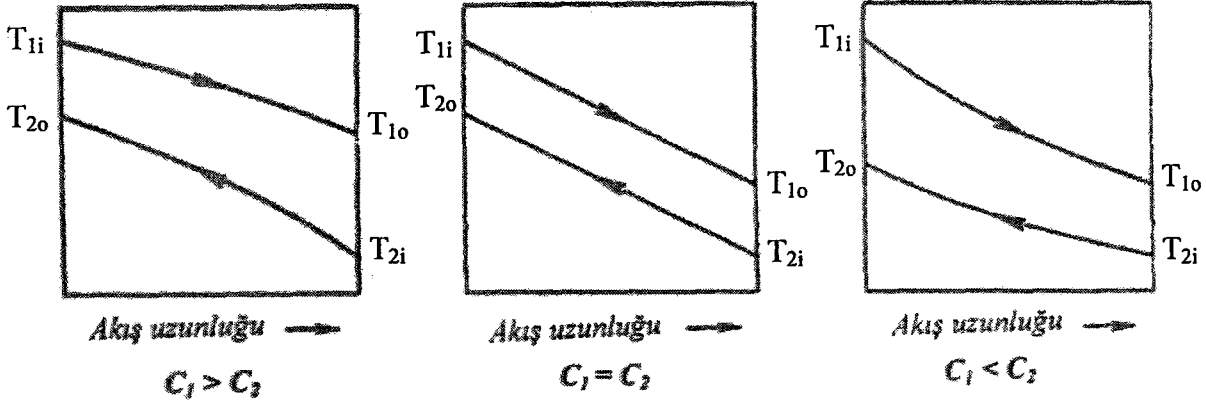
Paket yataklı rejeneratörler de sürekli çalışan dolgu maddeli rejeneratörlerdir. Karışımli kapların kullanıldığı yerlere örnek olarak,

- Eriyik ve karışımların karıştırma ve sıcaklık dengeleme işlemleri
- Katı parçacıkların süspansiyon işlemleri

verilebilir.

Akış tipine göre sınıflandırma

Tek geçişli ısı değiştiricide, akışkanlar ısı değiştirici içerisinde bir kere temas eder. Paralel, karşı ve çapraz akışlı olarak üç grupta toplanabilir. Şekil 4.4' te karşı akışlı ısı değiştiricide akışkanlara ait sıcaklık değişim grafikleri görülmektedir. Isı kapasitesi daha küçük olan akışkana ait sıcaklık değişimi daha büyük olmaktadır.



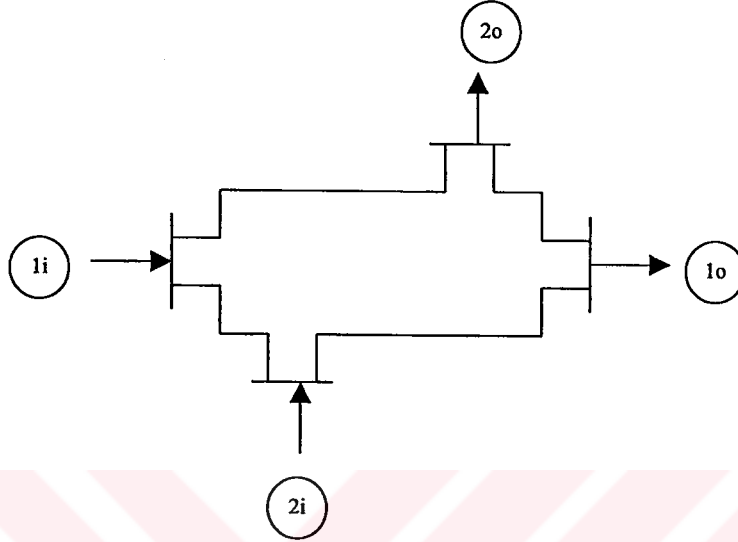
Şekil 4.4 Karşı akışlı ısı değiştiriciye ait sıcaklık değişimleri (Genceli, 1999).

Çok geçişli ısı değiştiriciler, tek geçişli tipteki paralel, karşı ve çapraz akış sistemleri bir araya getirilerek oluşturulur. Başlıca üstünlükleri ortalama logaritmik sıcaklık farkını ve etkinlik değerini arttırarak tek geçişli ters akışlı tipe yaklaştırmasıdır.

Gaz türbini uygulamasına yönelik rejeneratör tasarımı için Beck ve Wilson (1996) tarafından yapılan çalışmaya başvurulabilir.

4.2 Rejeneratörün Optimum Boyutlandırılması

Isı değıştirci tasarımında amaçlanan, belirlenen miktarda ısı transferini gerçekleştirecek ısı değıştircinin özelliklerini belirlemektir. Isı değıştircinin tasarımı için akışkanlara ait debi, giriş ve çıkış sıcaklıklarına ait değerlerin bilinmesi gerekmektedir. Şekil 4.5' de tipik bir karşı akışlı ısı değıştirci görülmektedir.



Şekil 4.5 Tipik bir karşı akışlı ısı değıştirci prensip şeması.

1 nolu akışkanın debisi $\dot{m}_1$ ve özgül ısı c_{p1} ile gösterilmiştir. Isı değıştirciye 1i noktasından T_{1i} koşulunda girmekte ve 1o noktasından T_{1o} koşulunda çıkmaktadır. 2 nolu akışkanın debisi $\dot{m}_2$, özgül ısı c_{p2} ile gösterilmiştir. Isı değıştirciye 2i noktasından T_{2i} koşulunda girmekte, 2o noktasından T_{2o} koşulunda çıkmaktadır. Bu ısı değıştircinin alanı A , toplam ısı transfer katsayısı U ile gösterilmiştir.

İki akışkan arasındaki ısı transferine ait ısı dengesi aşağıda verilmiştir:

1 nolu akışkan için birim yüzeyden olan ısı transferi,

$$q_1 = C_1 \cdot (T_{1i} - T_{1o}) \quad (4.2)$$

2 nolu akışkan için birim yüzeyden olan ısı transferi,

$$q_2 = C_2 \cdot (T_{2o} - T_{2i}) \text{ biçiminde ifade edilebilir.} \quad (4.3)$$

Alınan ve verilen ısılar eşitlenirse,

$$q = q_1 = q_2 \quad (4.4)$$

(4.2) ve (4.3) yerine konularak,

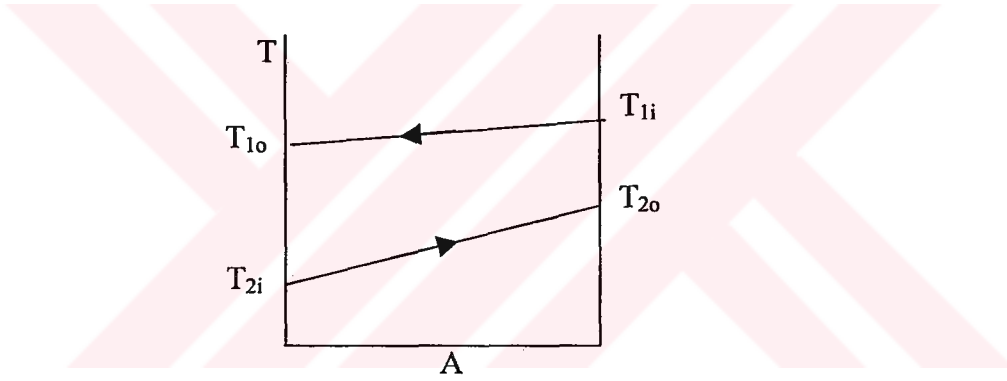
$$q = C_1 \cdot (T_{1i} - T_{1o}) = C_2 \cdot (T_{2o} - T_{2i}) \quad (4.5)$$

Burada akışkanlara ait ısı kapasiteleri C_1 ve C_2 olarak gösterilmiştir:

$$C_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \quad (4.6)$$

$$C_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \quad (4.7)$$

Gerçekleşen ısı transferine ait sıcaklık değişimi Şekil 4.6' da görülmektedir :



Şekil 4.6 Karşı akışlı ısı değiştirici içerisinde bulunan akışkanlara ait sıcaklıkların ısı transfer yüzey alanı ile değişimi.

q birim ısı transfer yüzeyinden geçen ısı miktarı $[W/m^2]$ ve U toplam ısı transfer katsayısı $[W/m^2K]$ olmak üzere, ısı değiştiriciye ait ısı transferi ifadesi aşağıdadır:

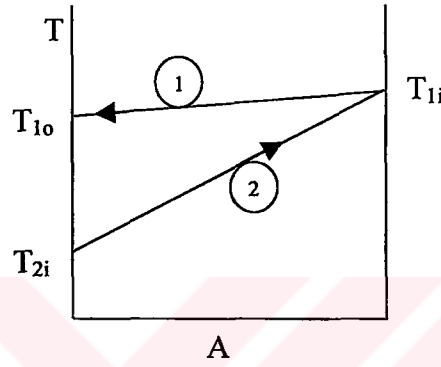
$$q = U \cdot \frac{(T_{1i} - T_{2o}) - (T_{1o} - T_{2i})}{\ln\left(\frac{T_{1i} - T_{2o}}{T_{1o} - T_{2i}}\right)} \quad (4.8)$$

Bu noktada ısı değiştiriciye ait etkinlik değerinden söz edilebilir. Isı değiştiricinin etkinliği, ısı değiştiricide gerçekte transfer edilen ısıнын maksimum (ideal) transfer edilebilecek ısıya oranı

olarak tanımlanır. q_g gerçekte transfer edilen ısı miktarı, q_{maks} maksimum transfer edilebilecek ısı miktarı olmak üzere ısı değiştiriciye ait etkinlik ifadesi aşağıda verilmiştir:

$$\varepsilon = \frac{q_g}{q_{maks}} \quad (4.9)$$

Isı değiştirici yüzey alanının sonsuz olması durumunda (ideal durum), akışkanlara ait sıcaklık değişim eğrileri kesişmektedir (Şekil 4.7).



Şekil 4.7 (İdeal durum) karşı akışlı ısı değiştirici içerisinde dolaşan akışkanlara ait sıcaklıkların ısı transfer yüzeyi alanı ile değişimi.

Burada, eğimi büyük olan eğri daha küçük ısı kapasitesine (C_{min}) sahiptir. Etkinlik ifadesi küçük ısı kapasitesine sahip akışkan için aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\varepsilon = \frac{C_{min} \cdot (T_{1o} - T_{2i})}{C_{min} \cdot (T_{2i} - T_{1i})} \quad (4.10)$$

Sıcaklık değerleri (4.8) yardımıyla hesaplanarak, (4.10)'da yerlerine konulursa, karşı akışlı ısı değiştiriciye ait etkinlik ifadesi aşağıdaki gibi bulunur:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{maks}}\right)}}{1 - \frac{C_{min}}{C_{maks}} \cdot e^{-NTU \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{maks}}\right)}} \quad (4.11)$$

Rejeneratör etkinliği ile rejeneratör alanı arasındaki ilişki için NTU ifadesinden yararlanılarak, rejeneratör alanı,

$$A = \frac{C_{\min} \cdot NTU}{U} \text{ biçiminde ifade edilebilir.} \quad (4.12)$$

Gaz türbinine ilave edilecek rejeneratörün getireceği yıllık yatırım maliyeti (YYM) aşağıdaki gibi bulunmuştur:

$$YYM = I_c \cdot A \cdot CRF \quad [\$ / \text{yıl}] \quad (4.13)$$

Burada, I_c [$\$/m^2$] birim rejeneratör alanının maliyetidir. A [m^2] toplam rejeneratör alanı (4.12) eşitliğindeki NTU için (4.11) eşitliğinden yararlanılabilir. CRF yatırımın geri dönüş faktörü,

$$CRF = \frac{(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \cdot i \text{ olarak ifade edilir.} \quad (4.14)$$

Burada, i faiz oranı, n yatırımın ömrü [yıl] olarak gösterilmiştir. Rejeneratör ilavesinin sağlayacağı yıllık yakıt tasarrufunun parasal değeri (YYT) aşağıdadır:

$$YYT = \frac{3600 \cdot H \cdot \dot{W}}{H_u} \left[\frac{1}{\eta_{t0}} - \frac{1}{\eta_{tr}} \right] \cdot F \quad [\$ / \text{yıl}] \quad (4.15)$$

Burada, H yıllık çalışma saati [h/yıl], H_u kullanılan yakıtın alt ısı değeri [J/kg], η_{t0} rejeneratörsüz tesisin ısı verimi, η_{tr} rejeneratörlü tesisin ısı verimi, F kullanılan yakıtın fiyatı [$\$/kg$] olarak gösterilmiştir. (4.15)' te verilen η_{tr} , rejeneratör etkinliğinin dolayısıyla da rejeneratör alanının fonksiyonudur. Tersinmez durum için η_{tr} ' nin rejeneratör etkinliği ile ilişkisi, alternatif performans kriterlerine göre Ek 2' deki şekilde verilmiştir. (4.15) eşitliğinin değerlendirilmesinde η_{t0} ve η_{tr} değerleri Ek 2' de verilen şekilden ya da Ek 2' ye esas olan analitik ifadelerden alınabilir.

Rejeneratör ilavesinin sağlayacağı net kar (NK) aşağıdadır:

$$NK = YYT - YYM \quad [\$ / \text{yıl}] \quad (4.16)$$

(4.16) eşitliğinde verilen net kar ifadesi, (4.13) ve (4.15) eşitliklerinin incelenmesinden görüleceği üzere, rejeneratör etkinliği değerine veya rejeneratör alanına bağlıdır. Net karın rejeneratör etkinliği ve rejeneratör alanı ile ilişkisi, aşağıdaki gibi belirlenen veriler kullanarak Ek 3-10' da verilen şekiller elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlarda net karın sıfırdan büyük olduğu durumlar değerlendirilmiştir. Ekonomik değerlendirmede kullanılan veriler, izentropik verim %85, toplam ısı transfer katsayısı 10 W/K International Labour Organisation (1984), çevre sıcaklığı 300K, soğuk kaynak sıcaklığı 300K, sıcak kaynak sıcaklığı 1200K, kütleli hava yakıt oranı 1/30, kompresörde sıkıştırılmış havanın özgül ısısı 1115 J/kgK , türbinden çıkan gazın özgül ısısı 1130 J/kgK, yakıt fiyatları sırasıyla 0,2, 0,3, 0,4 ve 0,5 \$/kg, yatırımın ömrü 20 yıl, \$ üzerinden yıllık faiz oranı %10, ısı değiştiricinin birim yüzeyinin maliyeti 300\$/m², yıllık çalışma saati 4000 saat, kullanılan yakıtın alt ısı değeri 42 MJ/kg, elde edilen güç 5 MW alınmıştır.



5. SONUÇLAR ve TARTIŞMA

Bu çalışmada, daha önce alternatif performans kriterlerine dayalı olarak yapılan çalışmaların ışığında Joule-Brayton ısı makinasına rejeneratör ilavesinin performansa etkileri incelenmiş ve optimum rejeneratör boyutları belirlenmiştir.

- Rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton ısı makinası için maksimum güç ve maksimum ısı verim kriterlerine dayalı olarak yapılan analizden aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır (Şekil 2.3 ve Şekil 2.4):
 - Aynı rejeneratör verimi için, izentropik verimin artmasıyla hem maksimum güç hem de maksimum verim artmaktadır.
 - Rejeneratör veriminin artmasıyla maksimum ısı verim artmaktadır. İzentropik verimin küçük değerlerdeki artış miktarı daha fazla olmaktadır. Diğer bir deyişle, ısı verimi yükseltmek için daha yüksek rejeneratör verimleri gerekmektedir. Küçük izentropik verim değerleri için bu yol daha etkilidir.
 - Rejeneratör verimi (η_r) arttıkça, maksimum güç değişmezken maksimum ısı verim (η_{me}) ve maksimum güç koşulundaki ısı verim (η_{mp}) önemli ölçüde artmaktadır.
 - η_{me} ve η_{mp} arasındaki fark ($\Delta\eta = \eta_{me} - \eta_{mp}$), $0 < \eta_r < 0,5$ aralığında η_r arttıkça azalmakta ve $\eta_r = 0,5$ için sıfır olmaktadır. $0,5 < \eta_r < 1$ aralığında ise, η_r arttıkça bu fark önemli ölçüde artmaktadır. Bu artış, yüksek izentropik verim değerlerinde daha fazla olmaktadır.
 - Maksimum ısı verim koşulundaki güç ($\dot{W}_{me}$), $0 < \eta_r < 0,5$ aralığında η_r arttıkça artmakta ve $\eta_r = 0,5$ için maksimum güce ($\dot{W}_{mp}$) eşit olmaktadır. $0,5 < \eta_r < 1$ aralığında ise, η_r arttıkça $\dot{W}_{me}$ hızlı bir şekilde azalmakta ve $\eta_r = 1$ için sıfır olmaktadır. Ayrıca, yüksek izentropik verim değerlerinde, $\dot{W}_{mp}$ ile karşılaştırıldığında $\dot{W}_{me}$ değerleri η_r ' den daha fazla etkilenmektedir.
 - Güç ve ısı verim birlikte göz önüne alınarak optimal bir tasarım yapıldığında, optimal performans aralıkları $\eta_{me} > \eta_{opt} > \eta_{mp}$ ve $\dot{W}_{me} < \dot{W}_{opt} < \dot{W}_{mp}$ olacaktır.
 - Maksimum güçteki basınç oranı ($p_{r,mp}$), rejeneratör veriminden bağımsız olmasına rağmen, kompresör ve türbinin izentropik verimlerine bağlıdır. İzentropik verim (η_{is}) arttıkça $p_{r,mp}$ büyüklüğü artmaktadır.
 - Maksimum ısı verim koşulundaki basınç oranı ($p_{r,me}$), η_r arttıkça ve η_{is} azaldıkça düşmektedir.

- Ara soğutma ve ara ısıtmalı rejeneratörlü tersinmez Joule-Brayton ısı makinası için aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır (Şekil 2.11 ve Şekil 2.12):
 - Ara soğutma ve ara ısıtma kademelerinin artmasıyla η_{mp} ve η_{me} ’ de çok küçük bir değişim olmasına rağmen $\dot{W}_{mp}$ ve $\dot{W}_{me}$ ’ de önemli artışlar görülmektedir.
- Tersinir Joule-Brayton ısı makinasının maksimum güç yoğunluğu, maksimum ısı verim ve maksimum güç koşullarındaki performansı incelendiğinde aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:
 - Maksimum güç yoğunluğu koşulunda elde edilen ısı verim (η_{mpd}), daima η_{mp} ’ den daha yüksektir (Şekil 2.19).
 - Maksimum güç yoğunluğu koşulunda çevrimin maksimum özgül hacmi optimizasyonda dikkate alındığından, maksimum güç yoğunluğu koşulundaki boyutlar daima maksimum güç koşulundakinden daha küçüktür (Şekil 2.20).
 - Maksimum güç yoğunluğu koşulunun sağladığı daha küçük boyutlara gidilebilmesi daha yüksek basınç oranlarına çıkılması ile olanaklıdır. Bu nedenle, kompresörlerin getireceği ek maliyet dikkate alınmalıdır (Şekil 2.21).
- Tersinmez Joule-Brayton ısı makinasının maksimum güç ve maksimum güç yoğunluğu koşulundaki performansı incelendiğinde aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır:
 - Basınç kayıpları ile birlikte türbin ve kompresördeki kayıpların dikkate alınması durumunda, η_{mpd} değerleri η_{mp} ’ den daha yüksek olmaktadır (Şekil 2.24b).
 - Ayrıca, tersinir durumla karşılaştırıldığında güç yoğunluğu kriterinin sağladığı boyut üstünlüğü aynı kalmakla birlikte basınç oranındaki artış daha az olmaktadır (Şekil 2.25).
 - Isı makinasının maksimum güç yoğunluğundaki ısı verimi, maksimum güçteki ısı verim ile maksimum ısı verim arasında ($\eta_{me} > \eta_{mpd} > \eta_{mp}$) bulunmaktadır (Şekil 2.26).
 - Maksimum güç koşulundaki ısı verim, maksimum güç yoğunluğu koşulundaki ısı verime göre rejeneratör veriminden daha fazla etkilenmektedir (Şekil 2.29). Ayrıca, η_{is} ’ in artması ile maksimum güç yoğunluğundaki basınç oranındaki artış maksimum güçtekenden çok daha fazla olmaktadır (Şekil 2.30). Ancak, rejeneratör ilavesi ile birlikte ara ısıtma yapılarak, maksimum güç yoğunluğundaki performans iyileştirilebilmektedir (Şekil 2.33).

- Maksimum ısı verim, maksimum güç ve maksimum güç yoğunluğu kriterlerine alternatif olarak maksimum ekolojik fonksiyon kriteri esas alınarak, tersinir Joule-Brayton ısı makinasının performans analizi ile aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:
 - Maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen güç ($\dot{W}_{mef}$), soğuk ve sıcak kaynaklara ait boyutsuz ısı transfer sayılarının (NTU_L , NTU_H) artması ile artmaktadır. Ancak, artış hızı düşük NTU_L ve NTU_H değerleri için daha büyüktür (Şekil 2.38).
 - Maksimum ekolojik fonksiyon koşulunda elde edilen ısı verim (η_{mef}), NTU_L ve NTU_H değerlerinden bağımsızdır (Şekil 2.42).
 - η_{mef} , daima η_{mp} ' den daha yüksektir ve Carnot verimi ile maksimum güçteki ısı verimin aritmetik ortalamasına çok yakın değerler almaktadır (Şekil 2.43).
 - İkinci kanun verimi açısından maksimum ekolojik fonksiyon kriteri, maksimum güç koşulundan çok daha üstündür. Bunun başlıca nedeni, maksimum ekolojik fonksiyonun kullanılması durumunda, optimizasyona entropi üretiminin dahil edilmesidir (Şekil 2.44).
- Maksimum ekolojik fonksiyon kriterine dayalı rejeneratörlü Joule-Brayton ısı makinası analiz edilerek, tersinir ısı makinası için aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:
 - NTU_L ve NTU_H değerlerinin 1 olması durumunda, $\dot{W}_{mef}$ rejeneratör etkinliğinin (ϵ_r) artması ile önemli ölçüde değişmemektedir. Ancak, yüksek NTU_L ve NTU_H değerlerinde, $0 < \epsilon_r < 0,5$ aralığında ϵ_r değerlerinin artması ile $\dot{W}_{mef}$ artmakta ve $\epsilon_r = 0,5$ değerinden sonra azalmaya başlamaktadır (Şekil 3.8).
 - ϵ_r değerlerinin artması ile η_{mef} değerleri $0 < \epsilon_r < 0,5$ aralığında azalmakta ve $\epsilon_r = 0,5$ değerinden sonra artmaya başlamaktadır. Ayrıca, NTU_L ve NTU_H değerlerinin artması ile η_{mef} artmaktadır (Şekil 3.9).
 - Şekil 3.13 ile 3.8 ve Şekil 3.14 ile 3.9 birlikte incelendiğinde, içtersinmezliklerin maksimum ekolojik fonksiyondaki performansı önemli ölçüde azalttığı görülmektedir.
- Maksimum ısı verim, maksimum ekolojik fonksiyon ve maksimum güç koşullarındaki ısı verimleri karşılaştırıldığında aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir (Ek 1 ve Ek 2).
 - Tersinir durumda, maksimum güçteki ısı verim rejeneratör etkinliğinden bağımsızdır. Maksimum ısı verim ve maksimum ekolojik fonksiyondaki ısı verim değerleri ise, rejeneratör etkinliğinin artmasıyla önce azalmakta, rejeneratör etkinliğinin 0,5' ten

büyük değerler almasıyla artmaya başlamaktadır. Ayrıca, maksimum ekolojik fonksiyonda elde edilen ısı verim, maksimum ısı verim ve maksimum güçteki ısı verimlerin arasında değerler almaktadır.

- Tersinmez durumda ise, rejeneratör etkinliğinin artmasıyla maksimum ısı verim, maksimum ekolojik fonksiyon ve maksimum güç koşullarındaki ısı verimleri artmaktadır. Ayrıca, maksimum ekolojik fonksiyondaki ısı verim, maksimum ısı verim ile maksimum güçteki ısı verim arasında yer almakta ve maksimum ısı verime daha yakın değerler almaktadır. $0 < \varepsilon_r < 0,5$ aralığında maksimum güçteki ısı verim ε_r' den daha fazla etkilenmektedir. $0,5 < \varepsilon_r < 1$ aralığında ise, ε_r değeri maksimum ısı verimi ve maksimum ekolojik fonksiyondaki ısı verimi maksimum güçteki ısı verimden daha fazla etkilemektedir.
- Net kar amaç fonksiyonu seçilerek yapılan ekonomik analiz sonuçlarına göre alternatif performans kriterleri için elde edilen optimal rejeneratör etkinlik değerleri ve boyutları ile ilgili sonuçlar Ek 3-Ek 10 arasında verilen şekillerle özetlenmiştir. Bu şekiller incelendiğinde, aşağıdaki genel sonuçlar ortaya çıkmaktadır:
 - Alternatif performans kriterleri için net karı maksimum yapan optimal bir rejeneratör etkinlik değeri ve rejeneratör alanı söz konusudur. Tüm performans kriterlerine göre yapılacak tasarımda yakıt fiyatları arttıkça, optimal etkinlik ve rejeneratör boyutları artmaktadır (Ek 3-Ek 8).
 - Belirli bir yakıt fiyatı için optimal etkinlik değeri ve rejeneratör boyutu maksimum verim ve maksimum ekolojik fonksiyon koşullarında birbirine oldukça yakın olmaktadır. Maksimum güç kriterinde ise, diğer kriterlere göre daha düşük optimal değerler elde edilmektedir (Ek 9-Ek 10).
 - Rejeneratör ilavesinin sağlayacağı net kar, maksimum güç kriterine göre tasarlanacak bir gaz türbini tesisinde daha yüksek olmaktadır. Maksimum ekolojik fonksiyon kriterine göre tasarlanacak tesise rejeneratör ilavesiyle sağlanacak net kar ise, maksimum güç ve maksimum verim kriterlerinin sağladığı net kar arasındadır.

Yukarıdaki ekonomik analiz sonuçları, optimal rejeneratör boyutlarının tesis tasarım kriterlerine ve ülkelerin ekonomik koşullarına göre yapılması gereğini açık bir şekilde göstermektedir. Bu nedenle, tesisin kullanım yeri ve amacına göre uygun bir tasarım kriteri esas alınarak geçerli ekonomik koşullara göre bu çalışmada verilen model çerçevesinde optimal rejeneratör boyutları kolaylıkla belirlenebilir.

KAYNAKLAR

Angulo-Brown, F., (1991), "An Ecological Optimization Criterion for Finite-Time Heat Engines", J. Appl. Phys., 69: 7465-7469.

Aybers, N. ve Şahin, B., (1995), Enerji Maliyeti, Yıldız Teknik Üniversitesi Yayını, İstanbul.
Bathie, W., (1996), Fundamentals of Gas Turbines, John Wiley & Sons, New York.

Beck, D. S. ve Wilson, D. G., (1996), Gas-Turbine Regenerators, International Thomson Publishing, New York.

Beck, D. S., (1996), "Optimization of Regenerated Gas Turbines", J. of Engineering and Gas Turbines, 118: 654-660.

Brady, C. O. ve Luck, D. L., (1994) "The Increased Use of Gas Turbines as Commercial Marine Engines", J. for Engineering and Gas Turbines, 116: 428-433.

Cheng, C. ve Chen, C., (1996), "Power Optimization of an Endoreversible Regenerative Brayton Engine", Energy Convers. Mgmt., 21(4): 241-247.

Cheng, C. ve Chen, C., (1997), "Ecological Optimization of an Endoreversible Brayton Engine", Energy Convers. Mgmt., 39(1/2): 33-44.

Cole, G. H. A., (1991), Thermal Power Cycles, Edward Arnold, London.

Curzon, F. L. ve Ahlborn B., (1975), "Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Conditions", American Journal of Physics, 43: 22-24.

Genceli, O. F., (1999), Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Hernandez, A. C., Medina, A. ve Roco, J. M. M., (1995a), "Power and Efficiency in a Regenerative Gas Turbine", J. Phys. D: Appl. Phys., 28: 2020-2023.

Hernandez, A. C., Roco, J. M. M. ve Medina, A., (1995b), "Power and Efficiency in a Regenerative Gas-Turbine Cycle with Multiple Reheating and Intercooling Stages", J. Phys. D: Appl. Phys., 29: 1462-1468.

International Labour Organisation, (1984), Management of Energy Resources and Energy Saving Training Programme-Appendices, 5, International Center for Advanced Technical and Vocational Training, Turin, İtalya.

Leff, H. S., (1987), "Thermal Efficiency at Maximum Work Output: New Results for Old Engines", American Journal of Physics, 55: 602-609.

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.

Roco, J. M. M., Valesco, S., Medina, A. ve Hernandez, A. C., (1997), "Optimum Performance of a Regenerative Brayton Thermal Cycle", J. Phys. D: Appl. Phys., 82(6): 2735-2741.

Şahin, B., Kodal, A. ve Kaya, S. S., (1998), "A Comparative Analysis of Irreversible Regenerative Reheating Joule-Brayton Engines under Maximum Power Density and Maximum Power Conditions", J. Phys. D: Appl. Phys., 31: 2125-2131.

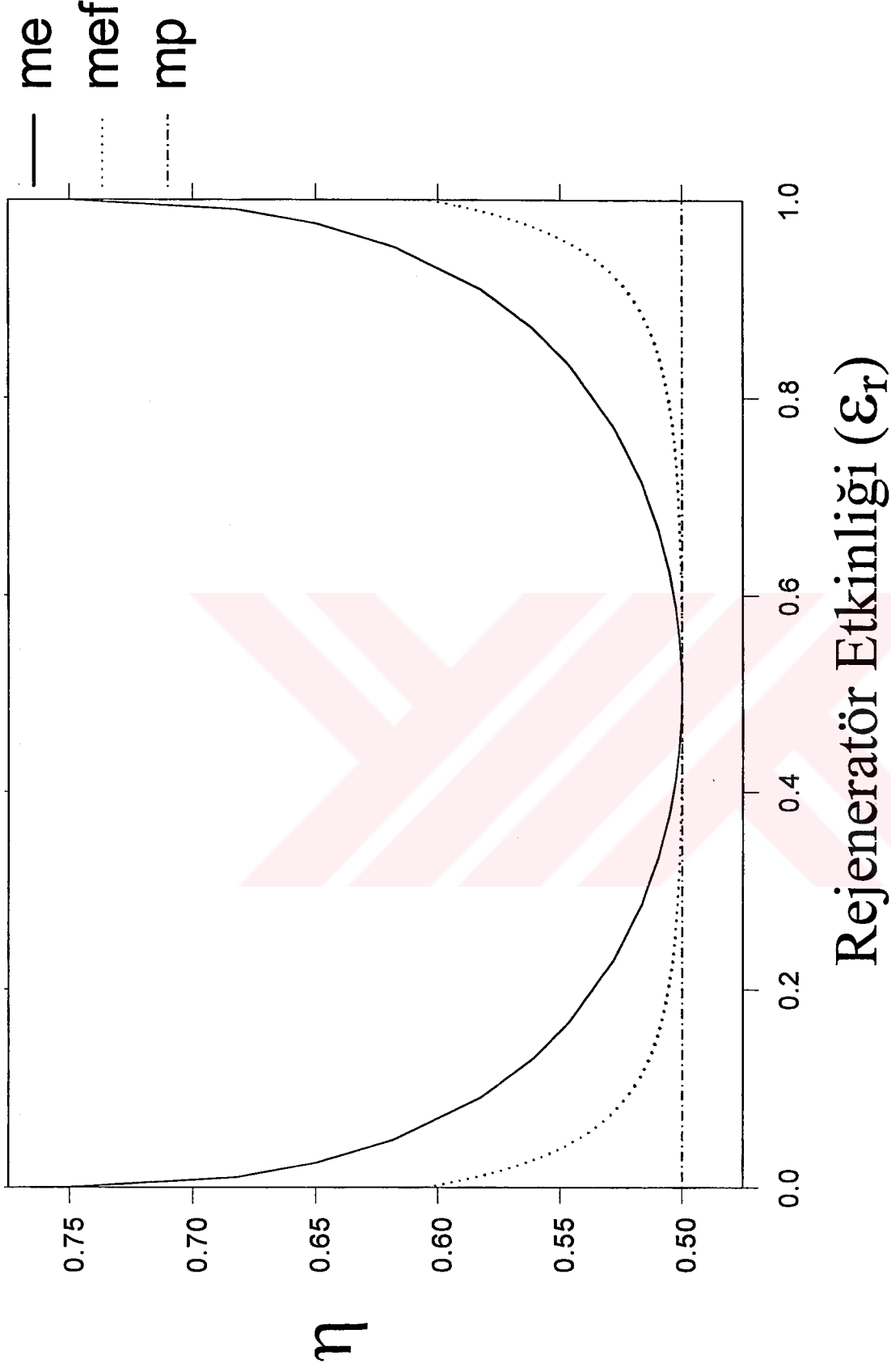
Şahin, B., Kodal, A. ve Yavuz, H., (1995), "Efficiency of a Joule-Brayton Engine at Maximum Power Density", J. Phys. D: Appl. Phys., 28: 1309-1313.

Şahin, B., Kodal, A., Yılmaz, T. ve Yavuz, H., (1996), "Maximum Power Density Analysis of an Irreversible Joule-Brayton Engine", J. Phys. D: Appl. Phys., 29: 1162-1167.

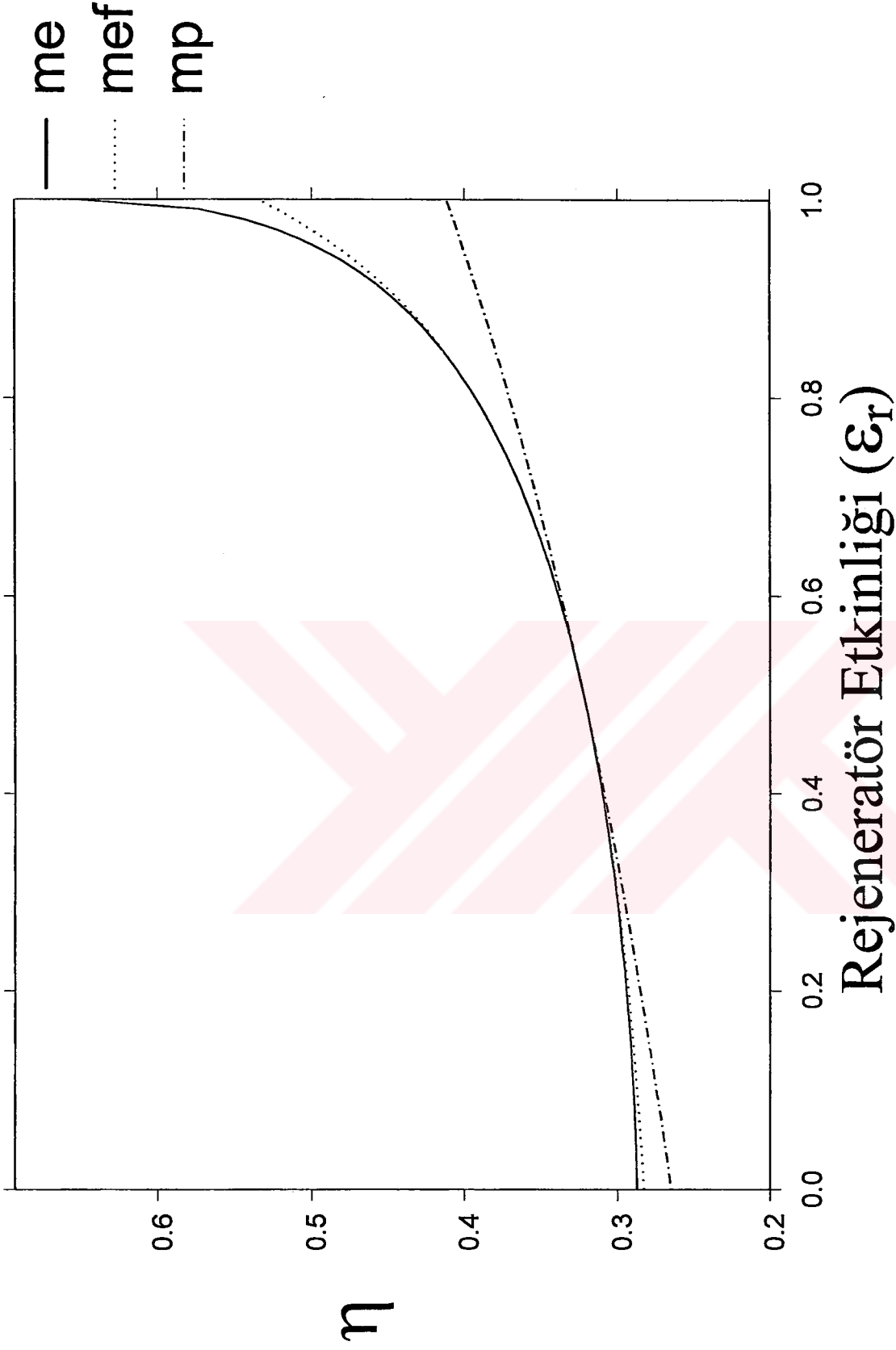
Wark, JR. K., (1995), Advanced Thermodynamics for Engineers, McGraw-Hill, Singapore.

Wu, C. ve Kiang, R. L., (1991), "Power Performance of a Nonisentropic Brayton Cycle", J. for Engineering and Gas Turbines, 113: 501-504.

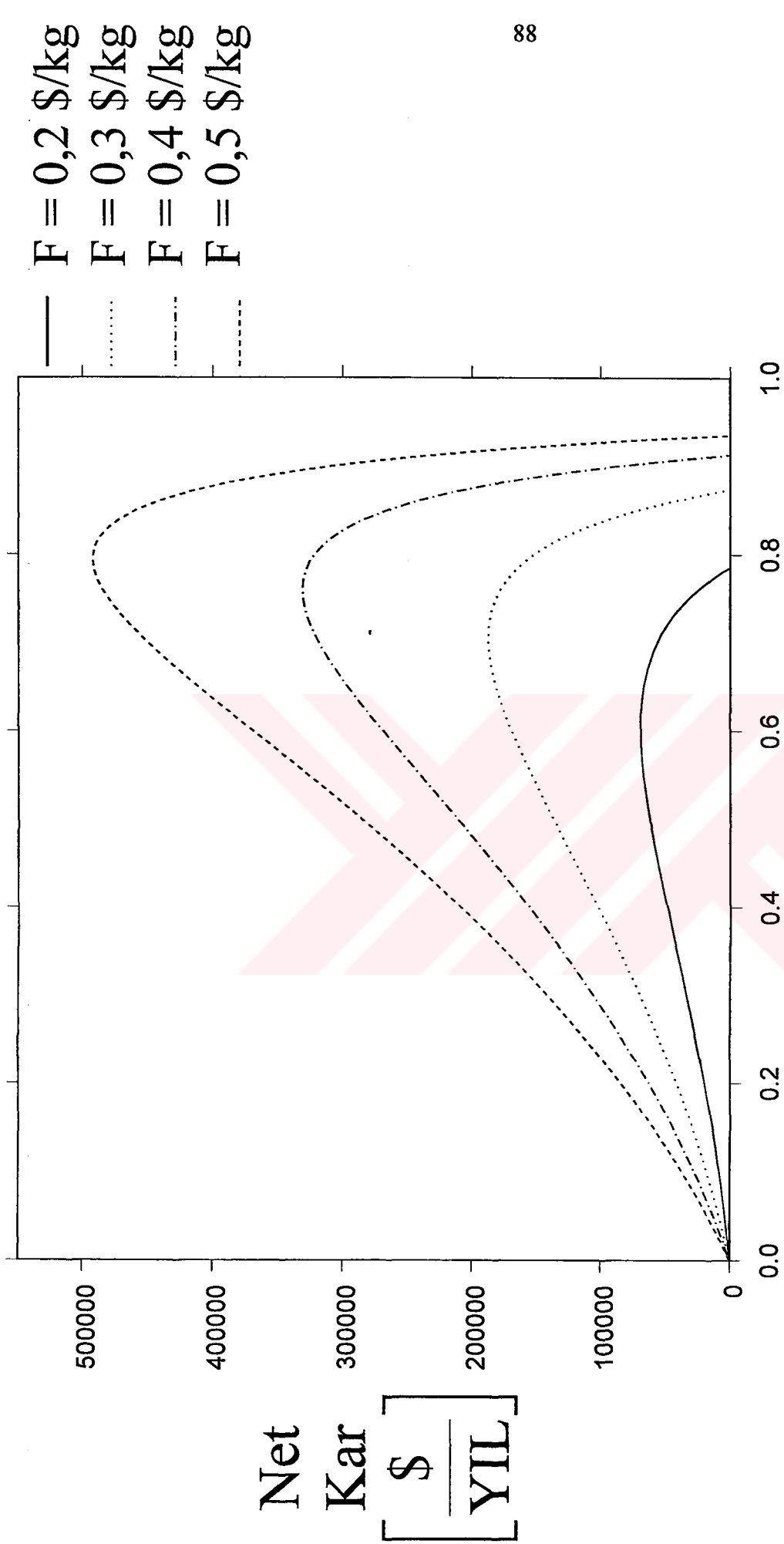




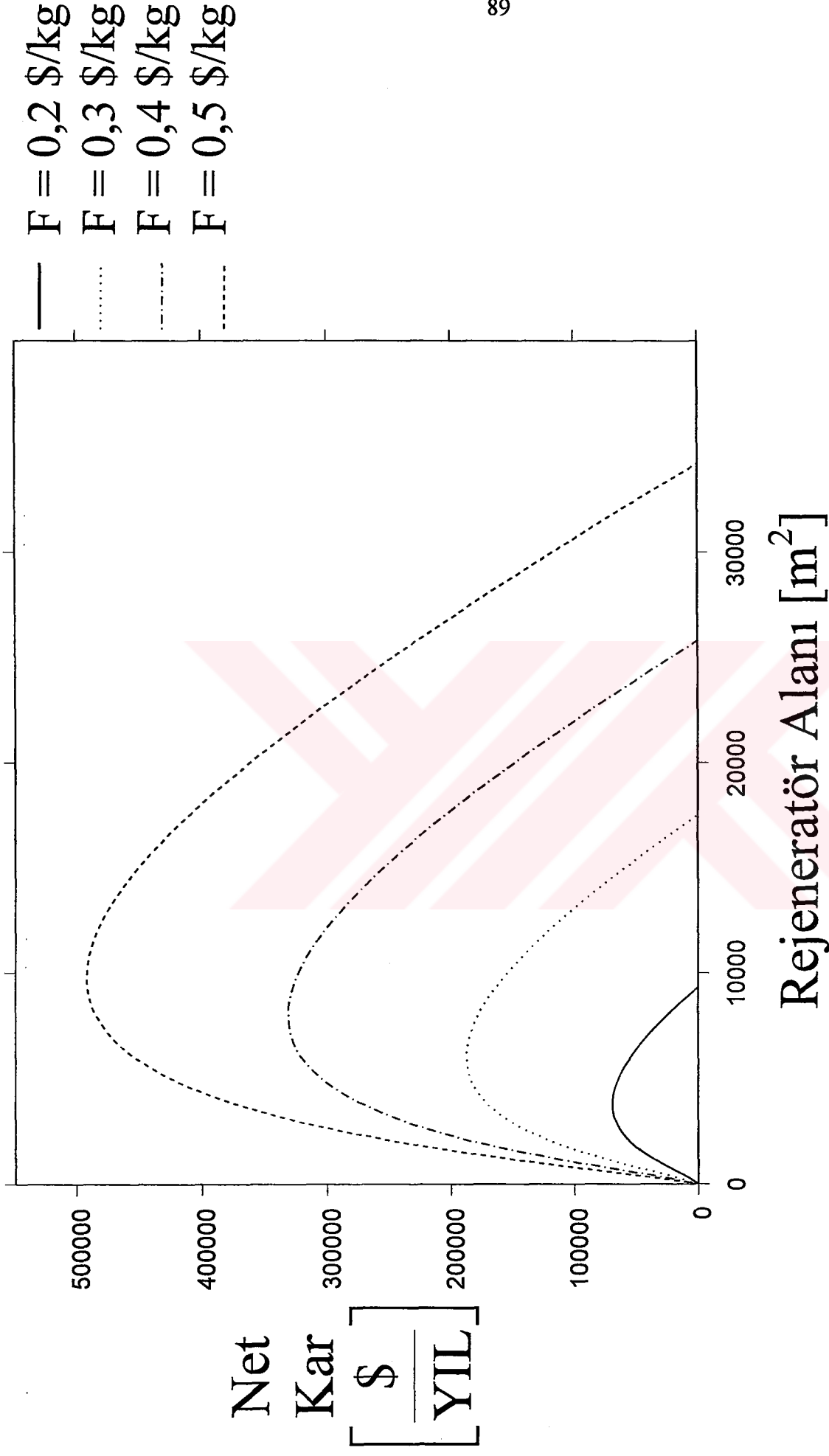
Ek1 İçtersinir Joule-Brayton ısı makinasının maksimum ısı verim, maksimum ekolojik fonksiyon ve maksimum güç koşullarındaki ısı verimlerin karşılaştırılması ($\epsilon_L = \epsilon_H = 1$; $T_L = T_0 = 300\text{K}$; $T_H = 1200\text{K}$).



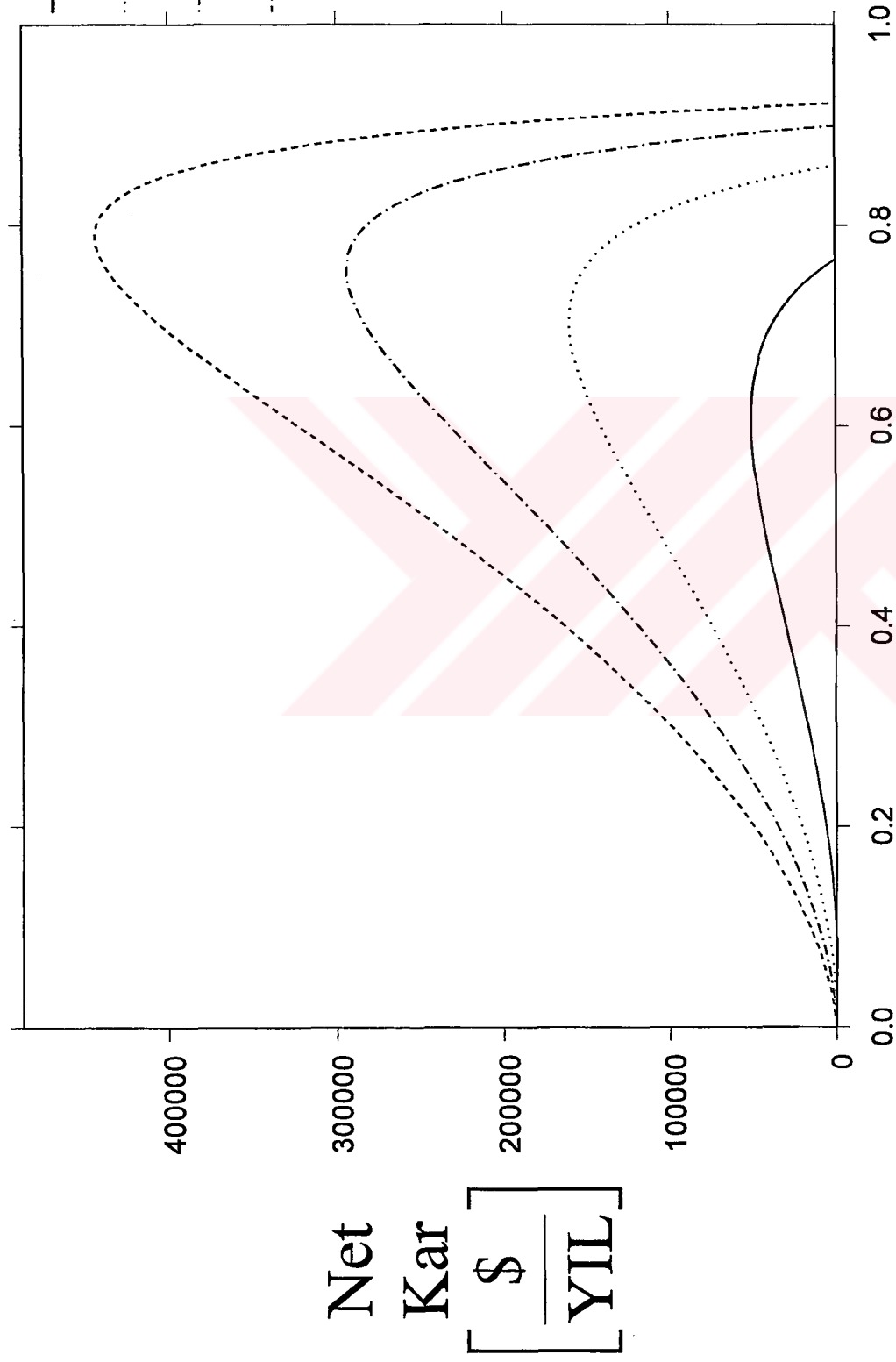
Ek 2 İçtersinmez Joule-Brayton ısı makinasının maksimum ısı verim, maksimum ekolojik fonksiyon ve maksimum güç koşullarındaki ısı verimlerin karşılaştırılması ($\eta_{is}=0,85$; $\epsilon_L = \epsilon_H=1$; $T_L=T_0=300K$; $T_H=1200K$).



Ek 3 Çeşitli yakıt fiyatları için maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki net karın rejeneratör etkinliği ile değişimi ($\eta_{is}=0,85$; $\epsilon_L = \epsilon_H=1$; $T_L=T_0=300\text{K}$; $T_H=1200\text{K}$; $U=10\text{W}/\text{K}$, $H_u=42 \text{ MJ}/\text{kg}$, $H=4000 \text{ saat}$, $\dot{W}=5 \text{ MW}$).

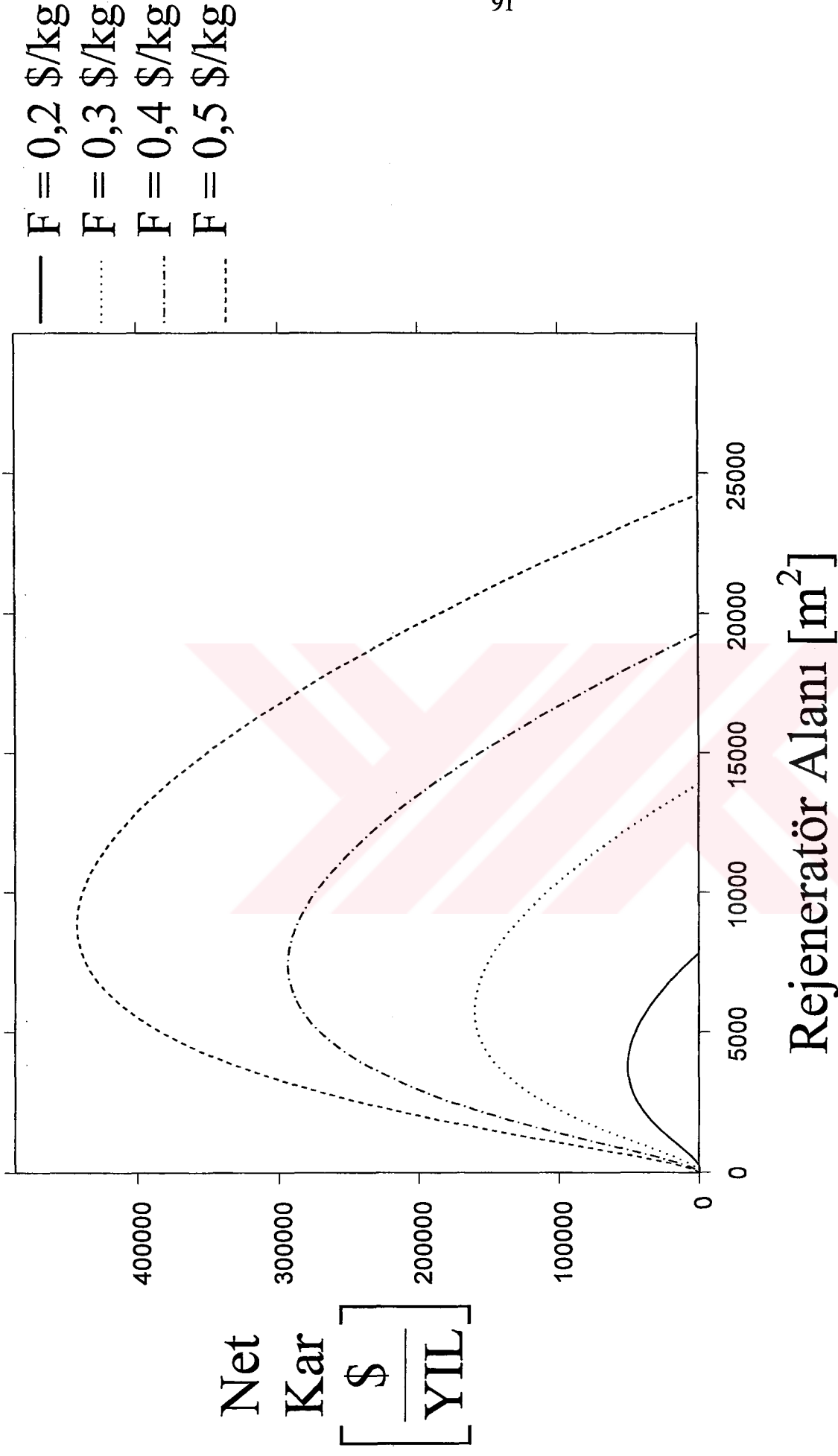


Ek 4 Çeşitli yakıt fiyatları için maksimum ekolojik fonksiyon koşulundaki net karın rejeneratör alanı ile değişimi ($\eta_{is}=0,85$; $\varepsilon_L = \varepsilon_H=1$;
 $T_L=T_0=300\text{K}$; $T_H=1200\text{K}$; $U=10\text{W}/\text{K}$; $H_0=42 \text{ MJ}/\text{kg}$, $H=4000$ saat, $\dot{W} =5 \text{ MW}$).

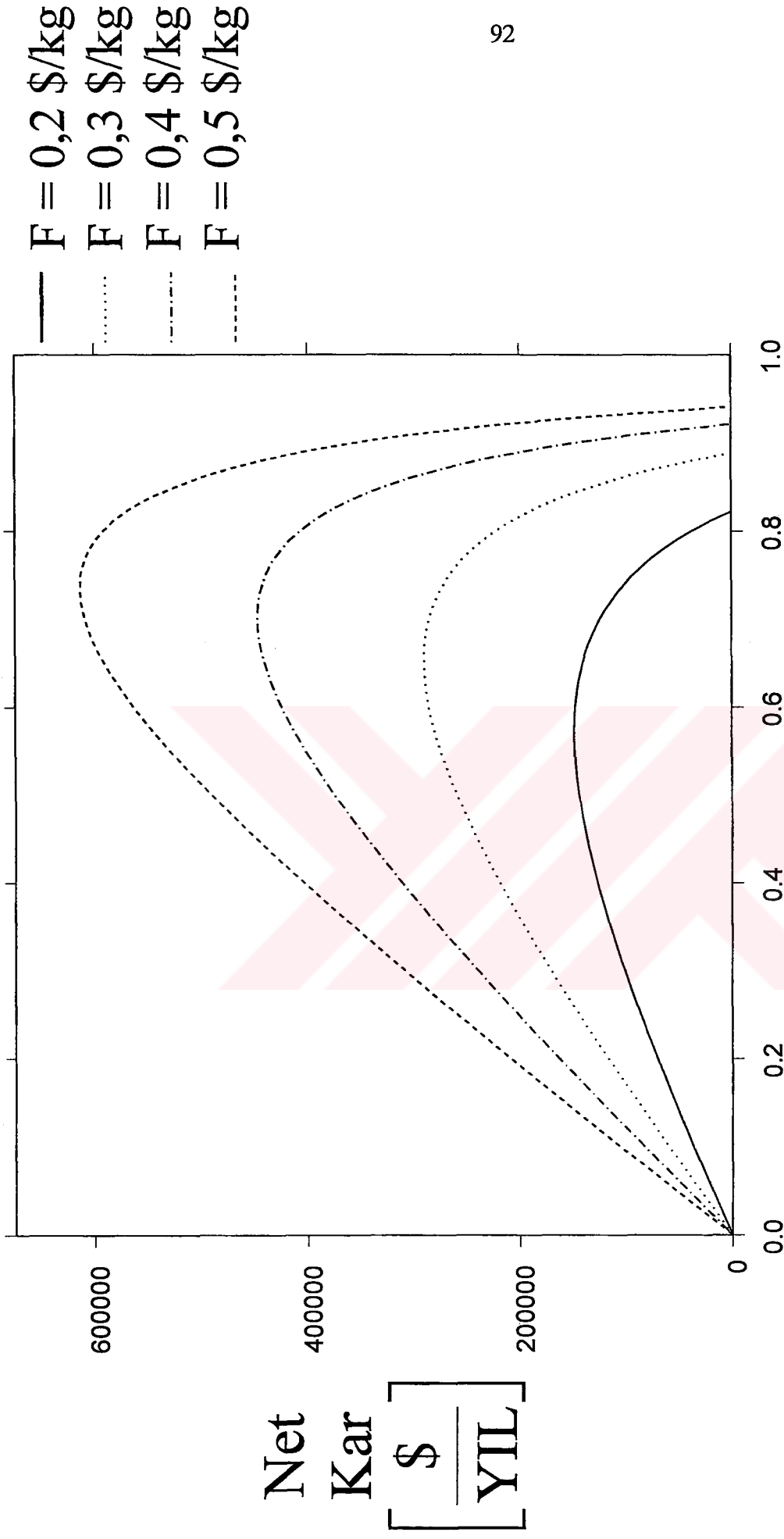


Rejeneratör Etkinliği (ε_r)

Ek 5 Çeşitli yakıt fiyatları için maksimum ısıl verim koşullarındaki net karın rejeneratör etkinliği ile değişimi ($\eta_{is}=0,85$; $\varepsilon_L = \varepsilon_H=1$; $T_L=T_0=300\text{K}$; $T_H=1200\text{K}$; $U=10\text{W/K}$, $H_u=42 \text{ MJ/kg}$, $H=4000 \text{ saat}$, $\dot{W}=5 \text{ MW}$).



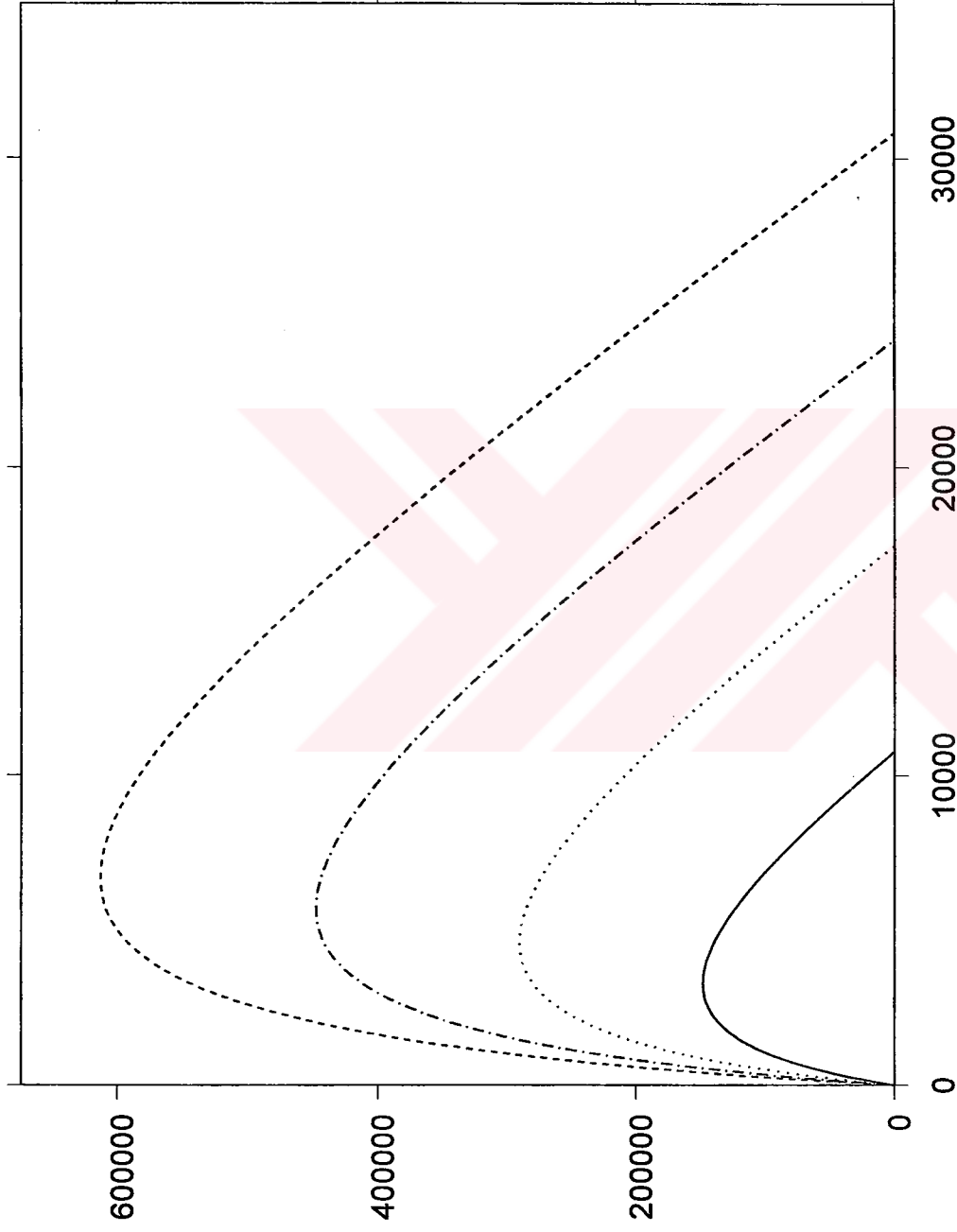
Ek 6 Çeşitli yakıt fiyatları için maksimum ısı verim koşulundaki net karın rejeneratör alanı ile değişim ($\eta_{is}=0,85$; $\epsilon_L = \epsilon_H=1$; $T_L=T_0=300\text{K}$; $T_H=1200\text{K}$; $U=10\text{W/K}$, $H_u=42 \text{ MJ/kg}$, $H=4000 \text{ saat}$, $\dot{W}=5 \text{ MW}$).



Rejeneratör Etkinliği (ϵ_r)

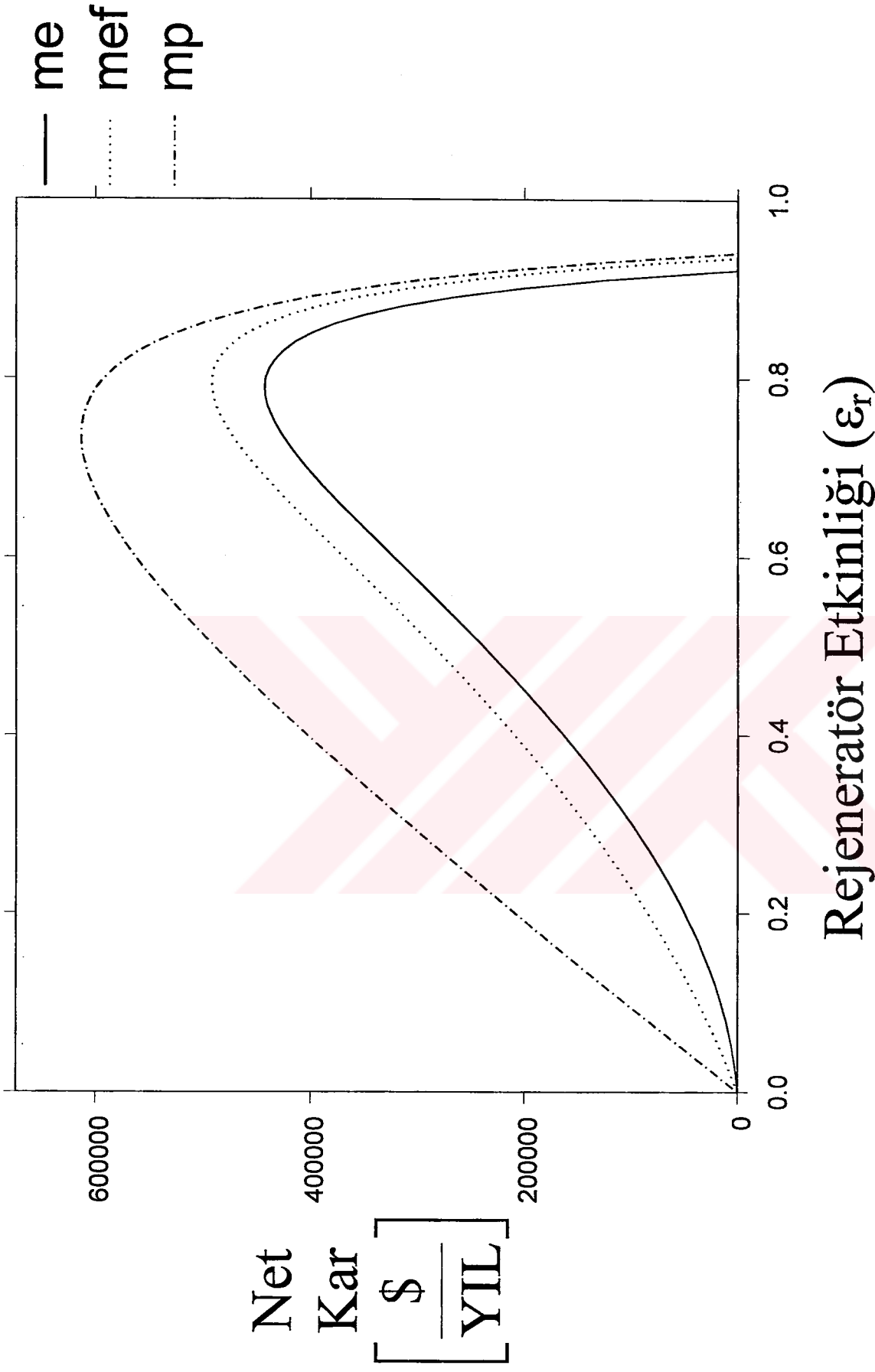
Ek 7 Çeşitli yakıt fiyatları için maksimum güç koşulundaki net karın rejeneratör etkinliği ile değişimi ($\eta_{is}=0,85$; $\epsilon_L = \epsilon_H=1$; $T_L=T_0=300\text{K}$; $T_H=1200\text{K}$; $U=10\text{W/K}$, $H_u=42 \text{ MJ/kg}$, $H=4000 \text{ saat}$, $\dot{W}=5 \text{ MW}$).

Net
Kar
[$\frac{\$}{\text{YIL}}$]

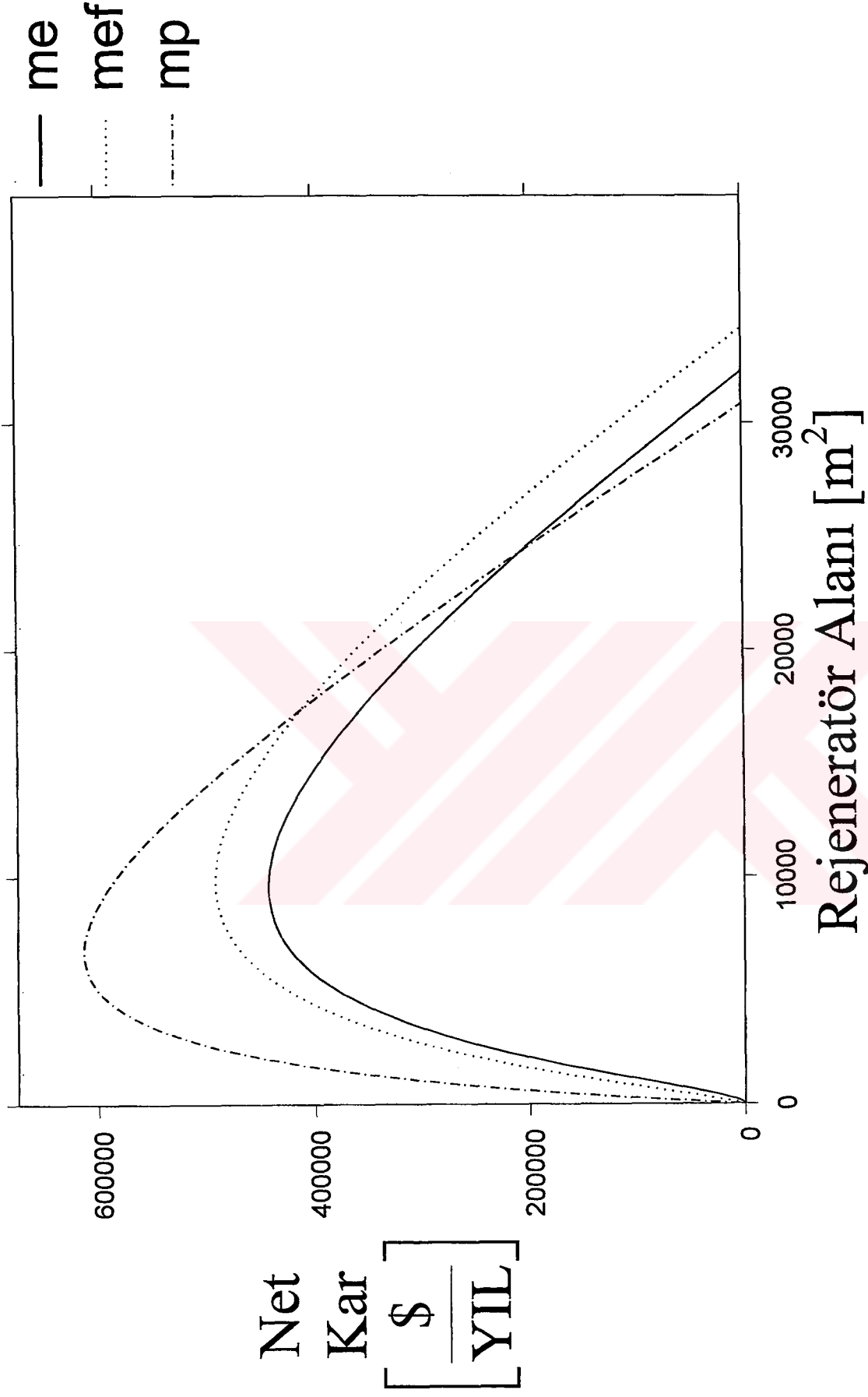


Rejeneratör Alanı [m^2]

Ek 8 Çeşitli yakıt fiyatları için maksimum güç koşulundaki net karın rejeneratör alanı ile değişimi ($\eta_{is}=0,85$; $\epsilon_L = \epsilon_H=1$; $T_L=T_0=300\text{K}$; $T_H=1200\text{K}$; $U=10\text{W/K}$, $H_u=42\text{ MJ/kg}$, $H=4000\text{ saat}$, $\dot{W}=5\text{ MW}$).



Ek 9 Maksimum ısı verim, maksimum ekolojik fonksiyon ve maksimum güç koşulunda elde edilen net karın rejeneratör etkinliği ile değişimi ($\eta_{is}=0,85$; $\epsilon_L=\epsilon_H=1$; $T_L=T_0=300K$; $T_H=1200K$; $U=10W/K$; $F=0.5\$/kg$, $H_u=42 MJ/kg$, $H=4000$ saat, $\dot{W}=5 MW$).



Ek 10 Maksimum ısı verim, maksimum ekolojik fonksiyon ve maksimum güç koşulunda elde edilen net karın rejeneratör alanı ile değişimi ($\eta_{is}=0,85$; $\epsilon_L = \epsilon_H=1$; $T_L=T_0=300\text{K}$; $T_H=1200\text{K}$; $U=10\text{W/K}$; $F=0.5\$/\text{kg}$, $H_u=42\text{ MJ/kg}$, $H=4000\text{ saat}$, $\dot{W}=5\text{ MW}$).

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 27.02.1976

Doğum yeri İstanbul

Lise 1991-1994 İ.S.T.E.K. Özel Kaşgarlı Mahmut Lisesi

Lisans 1994-1998 Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi
Gemi İnşaat Müh. Bölümü

Yüksek Lisans 1998-2000 Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi
Gemi İnşaat Müh. Bölümü, Gemi Makinaları
Anabilim Dalı

Çalıştığı kurum

1998 – Devam
ediyor Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi
Gemi İnşaat Müh. Bölümü, Gemi Makinaları
Anabilim Dalı Araştırma Görevlisi

