T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TERMİK SİSTEMLERİN BOYUT VE PERFORMANS OPTİMİZASYONU İÇİN YENİ BİR YÖNTEM: EKSERJİ YOĞUNLUĞU

ASIM SİNAN KARAKURT

DOKTORA TEZİ
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI

DANIŞMAN
PROF. DR. BAHRİ ŞAHİN

İSTANBUL, 2018

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TERMİK SİSTEMLERİN BOYUT VE PERFORMANS OPTİMİZASYONU İÇİN YENİ BİR YÖNTEM: EKSERJİ YOĞUNLUĞU

Asım Sinan KARAKURT tarafından hazırlanan tez çalışması 26.12.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Bahri ŞAHİN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Bahri ŞAHİN

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. İsmail EKMEKÇİ

İstanbul Ticaret Üniversitesi _____

Prof. Dr. Yasin ÜST

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Nurten VARDAR

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Oğuz Salim SÖĞÜT

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Gerek yüksek lisans ve doktora öğrenimim esnasında gerekse akademik ve özel hayatımda karşılaştığım sıkıntıları atlatmamda büyük katkıları olan hocam Prof. Dr. Bahri Şahin'e, tez izleme komitemde tezime katkı sağlayan Sayın Prof. Dr. İsmail Ekmekçi ve Prof. Dr. Yasin ÜST'e, tez içeriğinin zenginleştirilmesi ve gelecek çalışmalar noktasında ufuk açıcı katkılarda bulunan kıymetli hocam Prof. Dr. İbrahim Dinçer'e teşekkür ederim.

Doktora tezimin tamamlanması aşamasında katkılarını esirgemeyen Ümit Güneş, Veysi Başhan, Ercüment Uğur Yüncüoğlu, S. Turgut İnce, İbrahim Kaya ve ismini zikredemediğim diğer meslektaşlarıma teşekkürü borç bilirim.

Son olarak bu zor ve uzun çalışma döneminde ve hayatımın her aşamasında beni destekleyen aileme ve özellikle eşim ve çocuklarıma teşekkürlerimi sunarım.

Aralık, 2018

Asım Sinan KARAKURT

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ..... vi

KISALTMA LİSTESİ.....viii

ŞEKİL LİSTESİ.....ix

ÇİZELGE LİSTESİ xii

ÖZET xiii

ABSTRACT.....xv

BÖLÜM 1

GİRİŞ.....1

1.1 Literatür Özeti 1
1.1.1 Maksimum Güç ve Maksimum Verim Koşulları.....1
1.1.2 Güç Yoğunluğu ve Maksimum Güç Yoğunluğu Koşulları.....2
1.1.3 Termoekonomik Optimizasyonlar.....4
1.1.4 Termoekolojik Optimizasyon Yöntemleri.....6
1.2 Tezin Amacı 11
1.3 Hipotez 12

BÖLÜM 2

TERMODİNAMİK İŞ AKIŞKANLARI VE ÇEVRİMLER İÇİN EKSERJİ YOĞUNLUĞU ÖZELLİĞİ.13

2.1 Giriş 13
2.2 Termodinamik Model 14
2.3 Bulgular ve Tartışma 17
2.4 Sonuç.....27

BÖLÜM 3

EKSERJİ YOĞUNLUĞUNA GÖRE BUHAR TÜRBİNLERİNİN BOYUT VE MALİYET İLİŞKİSİ....28

3.1 Giriş 28

3.2 Termodinamik Model 28
3.3 Ekserji ve Ekserji Yoğunluğunun Boyut ve Performans ile İlişkisi 30
3.4 Ekserji ve Ekserji Yoğunluğunun Türbin Maliyeti ile İlişkisi 38
3.5 Sonuç 48

BÖLÜM 4

ORTALAMA ÇEVRİM BASINCI (MCP) / ORTALAMA ÇEVRİM EKSERJİ YOĞUNLUĞU KRİTERİNE GÖRE JOULE-BRAYTON ÇEVRİMİNİN PERFORMANS ANALİZ VE OPTİMİZASYONU..... 50

4.1 Giriş 50
4.2 Termodinamik Model 53
4.3 Bulgular ve Tartışma 55
4.4 Sonuç..... 66

BÖLÜM 5

ORTALAMA ÇEVRİM BASINCI (MCP) / ORTALAMA ÇEVRİM EKSERJİ YOĞUNLUĞU KRİTERİNE GÖRE ATKİNSON, DİZEL VE OTTO ÇEVRİMLERİNİN MUKAYESELİ PERFORMANS ANALİZ VE OPTİMİZASYONLARI..... 67

5.1 Giriş 67
5.2 Termodinamik Model 69
5.3 Bulgular ve Tartışma 71
5.4 Sonuç..... 91

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER 93

KAYNAKLAR 95

ÖZGEÇMİŞ 105

SİMGE LİSTESİ

C	Mutlak hız (m/s); Maliyet (TL)
D	Kademe çapı (m)
E	Enerji (kJ)
ex	Özgül ekserji (kJ/kg)
F	Yakıt fiyatı (TL/kg)
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
Hu	Alt ısıl değer (kJ/kg)
k	Maliyet katsayısı (TL/m.Basamak sayısı)
m	Kütle (kg)
$\dot{m}$	Kütlesel debi (kg/s)
n	Devir sayısı (d/dk)
nk	Kullanma katsayısı
Ne	Efektif güç (kWe)
P	Basınç (bar, kPa)
Q	Isıl yük (kJ/kg)
r	Hacimsel sıkıştırma oranı
s	Özgül entropi (kJ/kg.K)
T	Sıcaklık (K)
u	Özgül iç enerji (kJ/kg)
U	İç enerji (kJ); Türbin tekerlek hızı (m/s)
V	Hacim (m^3)
v	Özgül hacim (m^3/kg)
$\dot{V}$	Hacimsel debi (m^3/s)
W	Özgül iş (kJ/kg)
$\dot{W}$	Güç (kW)
Z	Kademe sayısı
0	Çevre koşulları
a	Atkinson
b	Brayton
d	Dizel
E	Genişleme
C	Sıkıştırma
f	Yakıt
g, gen	Üretim

in	Giren
i	İndike
H	Sıcak kaynak
L	Soğuk kaynak
m	Ortalama
Net	Net
o	Otto
out	Çıkan
st	Buhar türbini
te	Termik efektif
tt	Teorik termik
th	Termik
Yıl	Yıllık
α	Sıcaklık oranı; Kanat giriş açısı; Ortalama kademe çapı maliyet katsayısı
β	Kademe sayısı maliyet katsayısı
τ	Serbest kesit oranı
κ	Hız oranı
ρ	Yoğunluk
η	Verim
μ	Isı geri kazanım katsayısı
ϕ	Kayıp katsayısı
λ	Isı geçiş katsayısı
ν	Kanat boy oranı

KISALTMA LİSTESİ

AF	Amortisman faktörü
COP	Performans katsayısı
E	Ekolojik fonksiyon
EES	Engineering equation solver
ECOP	Ekolojik performans katsayısı
EGM	Entropi üretimi minimizasyonu
HPT	Yüksek basınç türbini ünitesi
IPT	Orta basınç türbini ünitesi
LPT	Alçak basınç türbini ünitesi
MEP	Ortalama efektif güç
MPD	Maksimum güç yoğunluğu
MCP	Ortalama çevrim basıncı / Ortalama çevrim ekserji yoğunluğu
PD	Güç yoğunluğu
RBW	Geri iş oranı
SZT	Sonlu zaman termodinamiği
VFR	Hacimsel debi oranı
VC	Hacim katsayısı
U	Enerji yoğunluğu

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2. 1 Suya ait özgül entalpi, özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu değerlerinin özgül entropi ile olan ilişkisi 18
Şekil 2. 2 Suya ait özgül ekserji-özgül entropi grafiği 19
Şekil 2. 3 Suya ait ekserji yoğunluğu-özgül entropi grafiği..... 20
Şekil 2. 4 Rankine çevrimine ait ekserji yoğunluğu-özgül entropi grafiği 21
Şekil 2. 5 Termik santraldeki buhar türbinlerine ait özgül entalpi, özgül ekserji ve ekserji yoğunluğunun özgül entropi ile değişimi ve ortalama ekserji yoğunluğu değerleri 22
Şekil 2. 6 Türbin giriş basıncı ve sıcaklığındaki değişimlerin türbin ortalama ekserji yoğunluğuna etkileri 23
Şekil 2. 7 Basınç ve sıcaklık değişimlerinin havanın özgül ekserji ve ekserji yoğunluğuna etkileri 24
Şekil 2. 8 Basınç ve sıcaklık değişimlerinin havanın özgül ekserji, ekserji yoğunluğu ve özgül entropi üzerindeki etkileri 25
Şekil 2. 9 Basınç ve sıcaklık değişimlerinin havanın özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu üzerindeki etkileri 26
Şekil 2. 10 Hava standartlı güç çevrimleri için özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu grafikleri 27
Şekil 3. 1 Türbinlerin kademe sayısına göre çap değişimleri..... 31
Şekil 3. 2 Türbinlerin kademe sayısına göre teorik entalpi düşüşleri..... 32
Şekil 3. 3 Türbinlerin kademe sayısına göre özgül hacim ve özgül ekserji değişimleri..... 33
Şekil 3. 4 Türbinlerin kademe sayısına göre özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu değişimleri..... 34
Şekil 3. 5 Türbinlerin kademe sayısına göre özgül hacim ve ekserji yoğunluğu değişimleri..... 35
Şekil 3. 6 Türbinlerin kademe sayısına göre özgül hacim ve ekserji yoğunluğunun tersinin değişimleri..... 36
Şekil 3. 7 Türbinlerin kademe sayısına göre çap ve birim hacim değişimi başına ekserji üretimi değişimleri 38
Şekil 3. 8 Türbinlerin kademe sayısına göre çap ve ortalama ekserji yoğunluğu değişimleri..... 40
Şekil 3. 9. Türbinlerin kademe sayısına göre maliyet değişimi karakteristiği 41
Şekil 3. 10 Türbinlerin kademe sayısına göre ortalama çap ve maliyet değişimleri 42
Şekil 3. 11 Kademe sayısına göre türbin indike verimlerinin değişimi [122] 43

Şekil 3. 14 β değerinin farklı basınç aralıklarında çalışan türbinlerin maliyeti üzerindeki etkileri 46
Şekil 3. 15 α değerinin farklı basınç aralıklarında çalışan türbinlerin maliyeti üzerindeki etkileri 47
Şekil 3. 16 Türbinin yüksek, orta ve alçak basınç kısımlarının toplam maliyet içerisindeki oranlarının α ve β ile değişmesi 48
Şekil 4. 1 Brayton çevrimine ait özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu değerlerinin özgül hacim ve özgül entropi ile olan ilişkisi 56
Şekil 4. 2 Hacimsel sıkıştırma oranın çevrim performansı üzerindeki etkileri 57
Şekil 4. 3 Performans kriterlerinin η_{th} ve W_{Net} ile olan ilişkisi 58
Şekil 4. 4 Hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranlarının MCP üzerindeki etkileri 59
Şekil 4. 5 Hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranlarının MCP ve W_{Net} üzerindeki etkileri 59
Şekil 4. 6 Hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranlarının MCP ve RBW üzerindeki etkileri 60
Şekil 4. 7 Hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranlarının MCP ve η_{th} üzerindeki etkileri .. 61
Şekil 4. 8 Hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranlarının MCP ve η_{th} üzerindeki etkileri .. 61
Şekil 4. 9 Performans kriterlerinin $T_0 s_{Gen}$ ile olan ilişkisi 62
Şekil 4. 10 Farklı hacimsel sıkıştırma oranlarında MCP ve $T_0 s_{Gen}$ değerlerinin termik verim ile olan ilişkisi 63
Şekil 4. 11 Farklı sıcaklık oranlarında MCP ve $T_0 s_{Gen}$ değerlerinin termik verim ile olan ilişkisi 63
Şekil 4. 12 Farklı sıcaklık oranlarında MCP ve $T_0 s_{Gen}$ değerlerinin net iş ile olan ilişkisi 64
Şekil 4. 13 Farklı hacimsel sıkıştırma oranlarında MCP ve $T_0 s_{Gen}$ değerlerinin net iş ile olan ilişkisi 65
Şekil 4. 14 Farklı hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranlarında MCP ve $T_0 s_{Gen}$ değerlerinin değişimi 65
Şekil 5. 1 Atkinson, Dizel ve Otto çevrimlerine ait özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu değerlerinin özgül hacim ve özgül entropi ile olan ilişkisi 70
Şekil 5. 2 Farklı hacimsel sıkıştırma oranlarının çevrimlerin MCP ve η_{th} değerlerine etkisi 72
Şekil 5. 3 Farklı hacimsel sıkıştırma oranlarının çevrimlerin MCP ve W_{Net} değerlerine etkisi 72
Şekil 5. 4 Farklı sıcaklık oranlarının çevrimlerin MCP ve η_{th} değerlerine etkisi 73
Şekil 5. 5 Farklı sıcaklık oranlarının çevrimlerin MCP ve W_{Net} değerlerine etkisi 74
Şekil 5. 6 Farklı hacimsel sıkıştırma oranlarının çevrimlerin performans kriterleri üzerindeki etkisi 75
Şekil 5. 7 Farklı sıcaklık oranlarının çevrimlerin performans kriterleri üzerindeki etkisi 76
Şekil 5. 8 Sıcaklık ve hacimsel sıkıştırma oranlarının çevrimlerin MCP değerleri üzerindeki etkisi 77
Şekil 5. 9 Hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranlarının çevrimlerin MCP değerleri üzerindeki etkisi 78
Şekil 5. 10 Farklı hacimsel sıkıştırma ve farklı sıcaklık oranlarının çevrimlerin MCP ve η_{th} değerleri üzerindeki etkileri 80

Şekil 5. 11 Farklı hacimsel sıkıştırma ve farklı sıcaklık oranlarının çevrimlerin MCP ve W_{Net} değerleri üzerindeki etkileri 82
Şekil 5. 12 Farklı hacimsel sıkıştırma ve farklı sıcaklık oranlarının çevrimlerin MCP ve RBW üzerindeki etkileri 83
Şekil 5. 13 Sabit sıcaklık ve farklı hacimsel sıkıştırma oranlarında MCP, T_0s_{Gen} ve η_{th} ilişkisi 84
Şekil 5. 14 Sabit sıcaklık ve sabit hacimsel sıkıştırma oranlarında MCP ve T_0s_{Gen} ilişkisi 84
Şekil 5. 15 Sabit sıcaklık ve değişken hacimsel sıkıştırma oranlarının η_{th}, MCP ve T_0s_{Gen} üzerindeki etkileri 85
Şekil 5. 16 Farklı sıcaklık ve farklı hacimsel sıkıştırma oranlarında MCP T_0s_{Gen} ilişkisi .. 86
Şekil 5. 17 Sabit hacimsel sıkıştırma ve değişken sıcaklık oranlarında MCP, T_0s_{Gen} ve η_{th} ilişkisi 87
Şekil 5. 18 Sabit sıcaklık ve değişken hacimsel sıkıştırma oranlarında MCP, T_0s_{Gen} ve η_{th} ilişkisi 88
Şekil 5. 19 Sabit sıcaklık ve değişken hacimsel sıkıştırma oranlarında MCP, T_0s_{Gen} ve W_{Net} ilişkisi 90
Şekil 5. 20 Sabit hacimsel sıkıştırma ve değişken sıcaklık oranlarında MCP, T_0s_{Gen} ve W_{Net} ilişkisi 91

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2. 1 (Basitleştirilmiş)Çan termik santraline ait fiziksel büyüklükler 20
Çizelge 3. 1 Türbin kademelerindeki fiziksel değişimler 37
Çizelge 4. 1 Basınç (P), sıcaklık (T) ve özgül hacim (v) fonksiyonları 53
Çizelge 4. 2 Brayton çevrimine ait hal noktalarının fiziksel büyüklükleri 56
Çizelge 5. 1 Çevrimlere ait hal noktalarının basınç, sıcaklık ve özgül hacim değerlerini veren formüller 69

ÖZET

TERMİK SİSTEMLERİN BOYUT VE PERFORMANS OPTİMİZASYONU İÇİN YENİ BİR YÖNTEM: EKSERJİ YOĞUNLUĞU

Asım Sinan KARAKURT

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Bahri ŞAHİN

Yapılan bu çalışmada termik sistemlerin hem performans hem de boyut kriterlerini aynı anda dikkate alan yeni bir kriterin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Bu bağlamda birinci bölümde ilgili literatür kaynakları taranarak ekolojik, ekonomik, boyut ve performans optimizasyonlarında kullanılan kriterler sınıflandırılmış ve yapılan çalışmalardaki eksik noktalar belirtilmiştir. Ardından tezimizin temel amacı olan boyut ve performansı birlikte ele alarak optimize etmeye yönelik olarak yapılan çalışmalar belirtilmiştir. Tanımlanan bu yeni kriterin literatüre yapacağı katkılar ise yine birinci bölümde bahsedilmiştir.

Çalışmanın ikinci bölümünde ise yeni sunulan özellik ve kriterin farklı özelliklerdeki termodinamik (gaz ve buhar akışkanlı) çevrimler için farklı dizayn koşullarına bağlı olarak parametrik analizler ve optimizasyonlar gerçekleştirilmiştir. Bu bağlamda Brayton, Atkinson, Dizel, Otto ve Rankine çevrimleri ele alınarak her bir çevrime ait Ekserji Yoğunluğu (ρ_{Ex}) ve özgül entropi (s) grafikleri elde edilmiştir. Bunlara ek olarak Rankine çevrimi özelinde Ortalama Ekserji Yoğunluğu ($\rho_{Ex,m}$) kavramı tanımı yapılarak yorumlanmaya çalışılmıştır.

Üçüncü bölümde ise hali hazırda çalışan bir termik santrale ait buhar türbinlerinde Ekserji Yoğunluğunun değişimi özgül ekserji ve özgül hacim değişimleri ile birlikte ele alınmış ve türbinlerin her bir kademesinden elde edilecek net ekserjinin yine o kademedeki hacim değişimine oranı yeni kavram olarak tanımlanarak ilgili analizler gerçekleştirilmiştir. Yine buradan yola çıkarak buhar türbinlerinin maliyet analizlerinde

kullanılabilecek ve türbin kademe sayısı, kademe çapı ve ekonomik katsayıların bir fonksiyonu olan yeni bir model geliştirilerek analizleri gerçekleştirilmiştir.

Dördüncü ve beşinci bölümlerde ise yine bu çalışmada önerilen ve çevrimin net özgül ekserji çıktısının çevrimin özgül hacim değişimine oranı olan Ortalama Çevrim Basıncı (MCP) / Ortalama Çevrim Ekserji Yoğunluğu kriterine analizler farklı dizayn ve çalışma koşullarında çalışan hava akışkanlı güç çevrimleri (Brayton, Atkinson, Dizel ve Otto) için gerçekleştirilmiştir. Önerilen kavramın çevrimin termik verimi, net işi ve ekserji yıkımı ile olan ilişkileri de farklı koşullar için parametrik olarak gösterilmiştir.

Çalışmamızın son kısmında ise yapılan uygulamalardan elde edilen sonuçlar özetlenerek gelecek çalışmalar için yapılan planlar ile önerilen özellik ve kriterlerin kullanılabilirliği ifade edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Ekserji yoğunluğu, boyut, performans

ABSTRACT

A NEW METHOD FOR THE SIZE AND PERFORMANCE OPTIMIZATION OF THERMAL SYSTEMS: THE EXERGY DENSITY

Asım Sinan KARAKURT

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

PhD Thesis

Adviser: Prof. Dr. Bahri ŞAHİN

In this study, it is aimed to develop a new criterion that considers both performance and size criteria optimization of thermal systems according to their intended of use. In this context, in the first chapter, the related literature sources were scanned and the criteria used in ecological, economic, dimension and performance optimizations were classified and the missing points in the studies were specified. Then, the main purpose of our thesis, dimension and performance together with the efforts to optimize the studies are specified. The contribution of this new criterion to the literature is mentioned in the first chapter.

In the second part of the study, parametric analyzes and optimizations have been carried out due to the different design conditions of thermodynamic (gas and vapor fluid) cycles with different properties and criteria offered. In this context, Brayton, Atkinson, Diesel, Otto and Rankine cycles were taken into consideration and the exergy density (ρ_{Ex}) and specific entropy (s) graphs of each cycle were obtained. In addition to these, the term Mean Exergy Density ($\rho_{Ex,\,m}$) was used to interpret the Rankine cycle.

In the third chapter, the Exergy Density change in the steam turbines of a thermal power plant is studied together with the specific exergy and specific volume changes. From this point, a new model, which is a function of turbine stage number, stage diameter and economic coefficients, can be used in cost analysis of steam turbines.

In the fourth and fifth chapters, the analysis of the Mean Cycle Pressure (MCP) / Mean Cycle Exergy Density criterion, which is the ratio of the net specific exergy output of the cycle to the specific volume change of the cycle, which was proposed in this study, was carried out for the air-fluid power cycles (Brayton, Atkinson, Diesel and Otto) operating in different design and working conditions. The proposed concept is shown in terms of the thermal efficiency of the cycle, its net work and its relations with the exergy destruction.

In the last part of our study, the results obtained from the applications are summarized and the plans for the future studies and the usability of the proposed features and criteria are expressed.

Keywords: Exergy density, size, performance

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Termik sistemlerin boyut ve performans yönünden optimizasyonu için yeni bir kriter geliştirme amacına yönelik olarak sunulan kriter ile alakalı olan diğer kriterlerin sunulduğu yayınlar performans, boyut, ekonomik ve ekolojik optimizasyon çalışmaları şeklinde dört başlık altında toplanarak bu bölümde incelenmiştir.

1.1.1 Maksimum Güç ve Maksimum Verim Koşulları

Termodinamik biliminin emekleme dönemlerinde yani endüstrileşmenin başlangıç aşamalarında, sağlanması gereken en önemli kriterlerden birisi de güç üretimiydi. Bu şu noktadan önemliydi ki ne kadar fazla güç üretilirse o kadar daha fazla ürün ortaya çıkabilecekti. Bir diğer taraftan da güç artışıyla iş yapma kapasitesi olan ama herhangi bir standartı veya kararlılığı olmayan doğal güçlere (insan, hayvan, nehir, rüzgâr vb.) bağımlılığın azalmasıyla üretimde istikrar yakalanacak ve neticesinde de karlar artacaktı.

Güç üretimine odaklanınca işin girdileri ikinci planda kalmıştı ki birçok ısı makinesinin verimleri o yıllarda yüzde onu bile bulmuyordu. Olaylara hem daha bilimsel hem de daha ekonomik bakmaya başlayınca ve bunların yanında savaşlar ve krizler nedeniyle artan ham madde ve yakıt fiyatlarının yani üretim için girdilerin maliyetlerin de daha düşük olması gerektiği sonucu ortaya çıkmış oldu. Böylelikle daha verimli sistemleri üretmek adına yeni bir sayfa açıldı. Bu yaklaşım da sorunları tamamen çözmekten uzaktı. Ancak sistematik bir iyileştirmenin adımları bu şekilde atılabilirdi. İdeal bir

sisteme ulaşmaya çalıştıkça yeni yaklaşımlar da ortaya atılıp bunlardan kimisi de uygulamaya koyulabilmekteydi.

Yapmış olduğu çalışma ile olaya bilimsel bir yaklaşım sunan Carnot'un [1] prensiplerini dikkate alarak Odum ve Pinkerton tarafından ifade edilen ve temelde eldeki imkanlarla en fazla güç üretimini ön planda tutan maksimum güç teorisi [2] ile başlayan performans arttırma çalışmaları sonraki yıllarda nükleer bir santraldeki güç çıktılarını inceleyen Novikov [3] ve El-Wakil [4] tarafından sürdürülmüştür. Yine aynı dönemlerde Raymond [5] tarafından ısı makinesi çevrimleri için önerilen yaklaşım Finfgeld ve Machlup [6] tarafından geliştirilerek farklı parametrelerin maksimum verim koşullarındaki davranışları da incelenmiştir. Maksimum güç çıktısını sağlayacak çalışma şartlarında bir Carnot çevriminin verimini ve bu verim ifadesinin diğer güç prosesleri ile olan etkilerini inceleyen Curzon-Ahlborn [7], De Vos [8, 9] ile Gordon ve Huleihil [10], Şahin ve Kodal [11] ve Gyftopoulos [12] tarafından yapılan katkılarla hem teorik hem de pratik alanda kullanılagelen bir yaklaşım literatüre kazandırılmıştır.

Maksimum güç kriterine dayanarak sistem içerisindeki iç kayıplar ve çalıştığı ortamlarda meydana gelen dış kayıplar yani dış tersinmezlikler ile rejeneraör, ara soğutucu gibi verim arttırıcı yöntemlerin kullanıldığı Brayton [13–17] ve diğer termodinamik çevrimler [18–23] için çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Amaç fonksiyonu olarak sistemden elde edilecek gücün maksimizasyonu dikkate alındığında maksimum güç şartlarındaki çalışma ve dizayn şartları ile maksimum verim şartlarındaki değerler aynı olmamakta ve farklı noktalarda maksimum değerlere ulaşmaktadır. Bunun yanında maksimum güç kriteri ile termik verim, EGM, ikinci yasa verimi ve ekonomik kriterler arasındaki ilişki parametrik olarak incelenmiştir.

1.1.2 Güç Yoğunluğu ve Maksimum Güç Yoğunluğu Koşulları

Termik sistemlerde performansın maksimum yapılması tek başına yeterli ve gerçekçi bir kıstas olamamaktadır. Bunun nedeni ise ulaşılacak gücün veya sağlanacak ısıl yükün ne büyüklükteki bir makineden sağlanacağının belirsizliğidir. Bir diğer taraftan termik verim ifadesinde ulaşılabilecek en üst sınır olan Carnot verimine ulaşmak mümkün değildir. Ancak velev ki ulaşıldı. Bunu sağlayacak makine boyutlarının sonsuz

büyüklükte olması gerekmektedir. Bu nedenle termik sistemlerin değerlendirilmesinde güç ve verim ifadelerinin yanında işin ekonomikliğini de dikkate alan boyutların dahil edilmesi daha gerçekçi bir yaklaşımın sunulmasına olanak sağlayacaktır. Bu amaçla sistem boyutlarını ve performansını termodinamiğin birinci yasası çerçevesinde ele alan ve Denklem 1.1'deki gibi çevrimde üretilen gücün yine çevrimin maksimum özgül hacmine oranı olan Güç Yoğunluğu kriteri Joule-Brayton çevrimi için Şahin vd. [24] tarafından tanımlanmıştır.

$$PD = \frac{\dot{W}}{v_{\max}} \tag{1.1}$$

Güç yoğunluğu kriterinde amaç önerilen fonksiyonun maksimizasyonudur bir başka deyişle maksimum güç yoğunluğunu elde etmektir. Bu da eldeki bir hacimden maksimum güç elde etmek veya bir güç çıktısı için en küçük hacimde bir sistem tasarlamak şeklinde açıklanabilir.

Bu amaçla yapılan çalışmalarda sıkıştırma oranı ve sıcaklık gibi sistemin dizayn parametrelerinin fonksiyon üzerindeki etkileri incelenerek optimum çalışma koşulları belirlenmiş ve literatürdeki diğer performans kriterleri ile olan etkileşimleri incelenmiştir. Ayrıca, sistem içerisindeki ve dışarısındaki tersinmezlikler de dikkate alınarak kriterin daha gerçekçi bir yapıya kavuşmasına olanak sağlamıştır.

Bu çerçevede içten tersinir Carnot ısı makineleri [25], sonlu ısı transferinin, iç tersinmezliklerin ve ısı kaçakların dikkate alındığı farklı konfigürasyonlardaki tersinmez Carnot ısı makineleri [26–29] için uyarlanmış ve sonuçları da MG analizlerinden elde edilen verilerle kıyaslamışlardır. Sonuçlarda Carnot ısı makineleri için MPD şartlarındaki termik verimin MG şartlarındaki değerlerinden daha büyük olduğu ve buna ek olarak aynı güç çıktısı için daha küçük hacimlere ihtiyaç duyduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, motor boyutlarının daha küçük olduğu buna karşılık sıkıştırma oranının MG şartlarındaki değerlerinden daha büyük olduğu görülmüştür.

Şahin vd. [24] tarafından tersinir Joule-Brayton çevrimi için yapılan çalışma kompresör ve türbindeki tersinmezliklerin ve yanma odasındaki basınç kayıplarının dikkate alındığı tersinmez Joule-Brayton ısı makinesi çevrimi için güç yoğunluğu kriterinin uygulaması gerçekleştirilmiştir [30]. Elde edilen sonuçlar MG şartlarındaki verilerle karşılaştırılmış

ve MPD şartlarının verim ve motor boyutları açısından daha avantajlı olduğu görülmüştür. Bununla birlikte sabit ve değişken sıcaklıklı kaynaklar arasında çalışan tersinmez [31, 32], içten tersinir [33–35], tersinmez rejeneratif [36], tersinmez ara ısıtmalı [37], tersinmez rejenerasyonlu [38], tersinmez ara soğutmalı [39, 40], tersinmez ara ısıtmalı ve ara soğutmalı [41] ve Helyum akışkanlı [42] Joule-Brayton çevrimleri için MPD analizleri ve optimizasyonları gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmalarda MPD'deki verimin MG veriminden daha yüksek olduğu ancak, türbin ve kompresördeki tersinmezlikler arttıkça aradaki farkın azaldığı görülmüştür. Ara ısıtma ve ara soğutma uygulamaları hem MG hem de MPD şartlarında performansı arttırmış ancak, MPD'deki artış daha fazla olmuştur.

İçten yanmalı hava akışkanlı tersinmez termodinamik çevrimler [43], Dual çevrim [44, 45], ideal [46–48] ve tersinmez [49] Atkinson çevrimleri, Dizel çevrimi [50], Miller çevrimi [51] ve tersinmez magnetohidrodinamik güç çevrimleri [52, 53] için maksimum güç yoğunluğu şartlarında performans analizleri yapılmıştır. MPD şartlarının verim ve motor boyutları açısından daha avantajlı buna karşılık sıkıştırma oranının daha büyük olduğu görülmüştür. Sonuç olarak, avantaj ve dezavantajları ile yatırım maliyetleri birlikte düşünüldüğünde daha uygulanabilir sonuçlar elde edilebilecektir.

Sistem performansının ve boyutlarının termodinamiğin birinci yasasına göre birlikte değerlendirildiği güç yoğunluğu kriteri üretilen gücün çevrimin maksimum hacmine oranı olarak tanımlanmaktadır ve bu fonksiyonun maksimizasyonu amaçlanmaktadır.

1.1.3 Termoekonomik Optimizasyonlar

Evrendeki sınırlı kaynakların sürekli artan enerji talebine cevap vermesi elbette ki bir müddet sonra mümkün olmayacaktır. Bu nedenle daha fazla enerji kaynağı tüketmek yerine daha verimli sistemler tasarlanarak mevcut enerji kaynaklarının tüketimi azaltılabilir. Bir sistem inşa tasarlanırken mevcut teknik, ekonomik ve yasal sınırlandırmalar dikkate alınarak en az maliyetle en yüksek verime sahip olması amaçlanır. Analizler farklı çalışma koşullarını (sıcaklık, basınç vb.), farklı konfigürasyonları (elemanlar, iş akışı), farklı amaçları (çift amaçlı, atık kullanılması) ve farklı çevre (global ve yerel çevre, güncel fiyatlar) şartlarını kapsamaktadır.

Sistemlerin dizaynı ve çalışması için birçok yöntem mevcuttur. Bir sistemin optimize edilmesindeki amaç verilen koşullardaki en iyi değerleri bulabilmektir. Doğru bir sistem için yanlış karar vermek yanlış bir sistem için doğru karar vermekten daha iyidir [54]. Bu nedenle öncelikli olarak çalışılacak sistemin ve özelliklerinin iyi belirlenmesi gerekmektedir.

Termodinamiğin ikinci yasasının enerji analizlerinde kullanılmaya başlanmasıyla sistemin veya sistem elemanlarının ne kadar mükemmel çalışabileceği ve bu mükemmele ulaşabilmenin maliyetinin ne olacağı sorusu ortaya çıktı. Teoride mümkün olan ideal şartlar için sonsuz zaman ve bir o kadar da paraya ihtiyaç vardır. Ancak gerçek sistemler için bunların hiç birisi geçerli değildir. Doğal kaynakların fiziksel değerini ölçen ekserji aynı zamanda kaynakların kullanılabilirliğinin göstergesi olan ekonomik değerlerini de ölçmektedir [55]. Bununla birlikte performans açısından en iyi olan koşullar veya sistemler ekonomik açıdan en uygunu olmayabilir. Bu bağlamda Termoekonomik analizler ve optimizasyonlar hem performans hem de ekonomik açıdan en uygun koşulların ve sistemlerin seçilmesini sağlamaktadır.

Termoekonomik dalının bir bilim alanı olarak doğuşu termodinamik alnından çok sonraları olmuştur. Termodinamik Paris'te 1824 yılında askeriyede bir mühendis olarak çalışan Sadi Carnot'nun yaptığı çalışmalarla bir bilim dalı haline gelmiştir. Buna rağmen tam anlamıyla müfredata girmesi ise Keenan'ın 1941'de yayımladığı "Termodinamik" [56] kitabı sayesinde olmuştur [57]. Ayrıca Keenan MIT'de termodinamik okulunu kurarak alanın gelişimine büyük katkı sağlamıştır. Keenan'ın katkısı sadece termodinamik için olmayıp 1935 yılında yayınladığı makale ile ekserji ve akış maliyetini beraber değerlendiren ilk kişi olmuştur. Yayınladığı makalesinde termodinamik açıdan kullanılabilirliğin ve maliyetinin önemini vurgulayarak sadece termodinamik analizlerin bir sistemi değerlendirmek için sağlıklı sonuç vermeyeceğini ve bunun ekonomi ile ilişkilendirilmesini vurgulamıştır [58].

1960'lara gelindiğinde ise termoekonomi kavramı ilk defa Tribus and Evans tarafından [59] yayınlanan kitapla birlikte yayınlarda kullanılmaya başlanmıştır. Kitapta distilasyon prosesini ekserji analizine göre değerlendirirken aynı zamanda analizleri termoekonomik açıdan da yapmışlardır. 1970'lere gelindiğinde ise Tribus and Evans

geliştirdiği bu yaklaşıma El-Sayed'de dahil olarak termal sistemlerde termoekonomik optimizasyon yapmak için matematiksel model ile açıkladıkları önemli bir çalışma yayınladılar [60].

1980'lere kadar termoekonomi alanında birçok çalışma olmasına rağmen halen metodolojik ve analizlere fonksiyonel uygulamalar görülmemekteydi. Bu yıllardan sonraki çalışmalar yavaş yavaş termoekonominin tekniğine, metodolojisine ve birçok alanda uygulamasına doğru evrilmeye başladı. Bu yıllarda Frangopoulos ve Spakovsky ayrı ayrı yaptıkları çalışmalarda Evans and El-Sayed tarafından geliştirilen metodu formüle ederek uygulamalarını yaptılar. Ayrıca 1985 yılında alana ciddi katılar yapacak olan Tsatsaronis yakıt ve ürün maliyetlerini termoekonomik analizlere ekledi [61]. Yine bu yılda Kotas tarafından [62] alanın referans kitabı olarak kabul edilen "The exergy method of thermal plant analysis" yayınladı.

1996 yılına gelindiğinde termoekonominin bir dalı olarak eksergoekonomi kavramı Tsatsaronis tarafından literatüre kazandırıldı. Tsatsaronis ekserji temelli yapılan maliyet hesaplarını eksergoekonomi olarak adlandırtılmaktaydı [63]. Aynı yılda Bejan, Tsatsaronis ve Moran tarafından [64], hem mevcut termoekonomik çalışmalarını tek bir yerde toplayan hem de termoekonomik optimizasyonun metodunu gösteren ve alanının ikinci referans kaynağı olarak kabul gören "Thermal Design and Optimization" kitabı yayınlandı. 2003 yılına gelindiğinde ise başından beri alana büyük katkı veren El-Sayed [65] tarafından yayınlanan kitap ile termoekonomi ile ilgili güncel metotlar değerlendirilerek uygulamalar bir kitapta toplanmıştır.

Termoekonomi ile ilgili yapılan çalışmalar giderek artmaya başlarken 2004 yılında Durmayaz vd. [66] tarafından klasik termodinamiğin göz önüne almadığı sonlu zaman ve sonlu boyut sınırlarını dikkate alan hem termodinamik hem de termoekonomik çalışmaları değerlendiren kapsamlı bir çalışma yayınlanmıştır.

1.1.4 Termoekolojik Optimizasyon Yöntemleri

Termik sistemlerin dizaynında önemli bir yeri olan ve Novikov [3], El-Wakil [4], Curzon-Ahlborn [7] ve Gyftopoulos [12] tarafından geliştirilen maksimum güç [2] teorisinin sahibi Alman ekolojist H. T. ODUM' un tanımlamasıyla "tabiatın yapı ve işleyişini

inceleyen" ekoloji bilimi de termodinamiğin daha çevreci bir yapıya kavuşmasında önemli katkılar sağlamış ve 1950'li yıllardan itibaren enerji ihtiyacının tabiat üzerindeki etkileri de incelenerek termo-ekoloji kavramı bilim insanları tarafından geliştirilmeye başlanmıştır.

Durmayaz vd. [66] ve Ge vd. [67] tarafından yapılanı kapsamlı derlemelerde sonlu zaman termodinamiği yaklaşımı ile termik sistemleri performans ve ekonomik yönlerden inceleyen çalışmalara değinilmiş ancak termoekolojik optimizasyon çalışmalarına yeterince yer verilmemiştir. Yapılan bu çalışmada termik sistemler için termoekolojik optimizasyon çalışmaları (E ve ECOP) incelenecek olup termoekolojik analiz çalışmalarına yer verilmeyecektir.

Ekolojik Fonksiyon (E)

Ekolojik Fonksiyon, Angulo-Brown [68] tarafından sürtünmenin ve mekanik atalet etkilerinin olmadığı ve ısı transferinin Newton soğutma yasalarına göre gerçekleştiği içten tersinir Carnot ısı makineleri için önerilmiş ve Denklem 1.4'te üretilen güç ile entropi üretimi arasındaki fark olarak tanımlanmıştır.

$$E = \dot{W} - T_L \dot{s}_g \tag{1.4}$$

burada $\dot{W}$ üretilen gücünü, T_L soğuk kaynak sıcaklığını ve $\dot{s}_g$ entropi üretim miktarını göstermektedir.

Yapılan çalışmada [68] içten tersinir Carnot ısı makinesi için tanımlanan maksimum ekolojik fonksiyon şartlarındaki termik verimin Carnot verimi ve maksimum güç şartlarındaki termik verimin aritmetik ortalamalarına yakın olduğu ve maksimum güç şartlarında elde edilen gücün %80'ine %30'luk bir entropi üretimi ile ulaşıldığı gösterilmiştir.

Angulo-Brown tarafından ortaya atılan Ekolojik fonksiyon kavramı ilerleyen yıllarda farklı şekillerde yorumlanmış [69] ve akabinde çok geniş bir alanda uygulamaları gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda yapılan çalışmalardan bazılarında sonlu sıcaklık farkında olan ısı transferi tersinmezliklerini, ısı kaçağı ve iç tersinmezlikleri dikkate

alarak farklı ısı transferi prensiplerine göre çalışan tersinmez Carnot ısı makineleri için ekolojik fonksiyon temelli optimizasyon çalışmaları yapılarak farklı çalışma ve dizayn parametreleri ile ısıl kaçakların ve iç tersinmezliklerin ısı makinesinin optimum performansı üzerindeki etkileri nümerik olarak incelenmiştir [70–73]. Buna ek olarak iç içten tersinir Brayton [74–76] ve tersinmez Brayton [77–79] çevrimlerine yönelik olarak da Ekolojik Fonksiyon kriterine göre optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, tersinmez Stirling ısı makineleri [80, 81], hava standartlı içten yanmalı içten tersinir bir Dual çevrim için [82], hava standartlı tersinmez Otto çevrimi için [83], içten tersinir Braysson çevrimi için [84] ekolojik fonksiyon kriterine (E) performans analizleri gerçekleştirilmiştir. Ekolojik fonksiyon farklı dizayn parametrelerine bağlı olarak maksimize edilmiş ve elde edilen sonuçlar maksimum güç kriteri analizlerinden elde edilen sonuçlar ile kıyaslanmıştır.

Soğutma makineleri için ekolojik fonksiyon, en genel hali ile soğutma yükü ile tersinmezlikler arasındaki fark olarak Denklem 1.5'daki gibi tanımlanmıştır. Denklemde yer alan λ, ısı transferinde meydana gelen kayıpları göstermektedir.

$$E = Q_L - \lambda T_0 S_g \tag{1.5}$$

Tersinmez Carnot soğutma makineleri için [85, 86] ısıl direnç, ısı kaçağı ve iç tersinmezlikler nedeniyle oluşan kayıplar dikkate alınarak ekolojik fonksiyonunun maksimizasyonu için farklı ısı transfer yasalarına ve ekserji prensiplerine göre optimizasyon çalışmaları yapılmış ve sonuçlar mukayese edilmiştir. Dış ve iç tersinmezliklerin genel ve optimum performans üzerindeki etkilerini incelenmiş ve ekolojik fonksiyon optimizasyonunun entropi üretimini ve ekserji çıktısını azalttığı buna karşılık COP değerini arttırdığı görülmüştür. Bununla birlikte kriyojenik Ericsson soğutma çevrimi [87, 88] için ekolojik fonksiyon temelli optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Ekolojik fonksiyon iş akışkanı sıcaklıklarına göre optimize edilerek soğutma yükü, güç girdisi, kayıp soğutma yükü oranı ve COP değerleri hesaplanmıştır. Farklı işletme parametrelerinin ekolojik fonksiyon, kayıp miktarları ve performans üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Isı pompaları için ekolojik fonksiyon en genel hali ile ısı yükü ile tersinmezlikler arasındaki fark olarak Denklem 1.6'deki gibi tanımlanmıştır.

$$E = Q_H - \lambda T_0 S_g \tag{1.6}$$

Sabit ve değişken sıcaklıklı ısıl kaynaklar arasında çalışan içten tersinir ısı pompası çevrimi için SZT ve EGM çerçevesinde ekserji temelli ekolojik optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir [95–97]. Amaç fonksiyonunun maksimizasyonu ile ekserji çıktısı ve EGM arasında uygun bir eşleşmenin gerçekleşmesi amaçlanmıştır. Isı değiştiricilerinin etkinliklerinin, sıcak kaynak sıcaklığı ile çevre sıcaklığı oranının ve kaynak sıcaklıklar oranının eksergoekolojik fonksiyon üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Ekolojik Performans Katsayısı (ECOP)

Üst tarafından sunulan çalışmada [92], Bejan [93] tarafından tanımlanan ifadede gerçek şaft gücü hesaplanırken kayıp işin hesaba katıldığı dolayısıyla Angulo-Brown'un [68] önerdiği ekolojik fonksiyon (E) formülünde yer alan entropi üretimi teriminin anlamsız olduğu, atılan ısıların büyük ve sıkıştırma oranlarının küçük olduğu durumlarda sonuçların negatif çıktığı belirtilmiştir.

Üst [92] tarafından yapılan çalışmada ekolojik fonksiyon yerine ısı makinelerinde üretilen güç başına entropi üretimi olarak tanımlanan yeni bir amaç fonksiyonu sunulmuş ve bu ifade de ekolojik performans katsayısı (ECOP), Denklem 1.7, olarak adlandırılmıştır.

$$ECOP = \frac{\dot{W}}{T_0 S_g} \tag{1.7}$$

Isıl kaçaklar, sonlu ısı transferi oranı ve iç tersinmezlikler nedeni ile oluşan kayıpların dikkate alındığı tersinmez Carnot [94], Dual [95], Dual-Atkinson [96] ve Otto [97] çevrimleri için güç çıktısı, ekolojik amaç fonksiyonu ve ısı makinesinde üretilen toplam gücün ekserji yıkımına veya kayıp miktarına oranı olarak tanımlanan ECOP kriterine dayalı olarak karşılaştırmalı optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Sabit ve farklı kaynak sıcaklıklarına sahip sonlu ısı transferi oranı ve iç tersinmezliklerden dolayı oluşan kayıpların dikkate alındığı tersinmez Brayton ısı makineleri için [98–103], ECOP

temelli optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. ECOP'a göre elde edilen sonuçlar MG ve EF için güç çıktısı kriterleri ve literatürdeki diğer ekolojik amaç fonksiyonları için kıyaslanmıştır. Farklı dizayn parametrelerinin ve çalışma koşullarının genel ve optimum ekolojik performans üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürdeki ekolojik fonksiyondan elde edilen sonuçlar ile maksimum güç ve termik verim yönlerinden kıyaslanmış ve Brayton çevriminin maksimum ECOP şartlarında entropi üretim oranı ve termik verim yönünden avantajlı olduğu görülmüştür.

Soğutma makineleri için ECOP kriteri en genel hali ile termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları çerçevesinde soğutma yükünün ekserji kaybına ya da entropi üretimine oranı olarak Denklem 1.8'deki gibi tanımlanmıştır.

$$ECOP = \frac{Q_L}{T_0 S_g} \tag{1.8}$$

ECOP olarak tanımlanan ekolojik amaç fonksiyonunun tersinmez soğutma makinelerine [104] ve hava akışkanlı soğutma sistemlerine [105] uygulaması gerçekleştirilmiştir. Soğutma makineleri için amaç fonksiyonu soğutma yükünün ekserji kaybına oranı şeklinde tanımlanmıştır. Amaç fonksiyonunu maksimum yapan performans parametreleri araştırılmış ve tersinmezlik parametrelerinin genel ve optimum performans üzerindeki etkileri incelenmiş ve maksimum ECOP ile maksimum COP şartlarındaki performans parametrelerinin aynı olduğu görülmüştür. Ancak, maksimum ECOP entropi üretimi ile ilgili bilgi verirken maksimum COP ise ihtiyaç duyulan soğutma yükünü sağlayacak güç tüketimini ile ilgili bilgi vermektedir.

Isı pompaları için ise ECOP kriteri en genel hali ile termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları çerçevesinde ısıtma yükünün ekserji kaybına ya da entropi üretimine oranı olarak Denklem 1.9'daki gibi tanımlanmıştır.

$$ECOP = \frac{Q_H}{T_0 S_g} \tag{1.9}$$

İç tersinmezlikler ile ısıl kaçak ve dirençlerin dikkate alındığı üç ve dört ısıl kaynaklı tersinmez absorbsiyonlu ısı pompaları için ECOP kriterine göre çok amaçlı optimizasyon

algoritmaları da kullanılarak termoekolojik optimizasyon gerçekleştirilmiştir [106, 107]. Optimum koşullara karşılık gelen iş akışkanı optimum sıcaklıkları ve diğer parametreler analitik olarak elde edilmiş ve ısıl kaçak ve kayıplar ile iç tersinmezliklerin genel ve optimal performans üzerindeki etkileri incelenmiştir. Maksimum ECOP ile maksimum COP koşullarının aynı olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Sonuç

Ekolojik fonksiyonun (E) üretilen güç ile entropi üretiminin farkı olarak tanımlanması ve ekolojik optimizasyon çalışmalarında yaygın olarak kullanılmasına karşın ECOP kriterinin boyutsuz olması ve birim entropi üretimi başına üretilen gücü veya ısıl yükleri ifade ettiği için termik sistemlerin performans mukayeselerinde daha anlamlı olmaktadır.

Yapılan ekolojik optimizasyon çalışmaları ile ısı makinelerinde güç çıktısında bir miktar azalmaya karşılık termik verimin arttığı ve EGM'nin de azaldığı ortaya konulmuştur. $ECOP_{max}$ koşullarındaki entropi üretiminin E_{max} koşullarındaki entropi üretiminden daha az olduğu görülmüştür. Ekolojik fonksiyon optimizasyonunun soğutma makineleri ve ısı pompalarında entropi üretimini ve ekserji girdisini azalttığı buna karşılık COP değerini arttırdığı görülürken ECOP kriterine göre yapılan optimizasyon çalışmalarında maksimum ECOP ile maksimum COP ve maksimum ekserji verimi şartlarındaki performans parametrelerinin aynı olduğu görülmüştür. Ancak, ECOP entropi üretimi ile ilgili bilgi verirken COP ihtiyaç duyulan ısıl yükü sağlayacak güç tüketimini, ekserji verimi ise ihtiyaç duyulan ekserji yıkımını ifade etmektedir.

Teorik olarak gerçekleştirilen bu çalışmaların geliştirilerek eleman/sistem boyutlarının da analizlere dahil edilmesiyle ortaya çıkacak daha gerçekçi yaklaşımlar ile uygulanabilirliği de artacak ve mühendis ve tasarımcılara yeni ufuklar açacaktır.

1.2 Tezin Amacı

Termik sistemlerin (ısı makineleri, soğutma makineleri, ısı pompaları ve bunlara ait elemanların) değerlendirilmesinde en önemli kriterlerden birisi performanstır. Bunun yanında termik sistemin kullanıldığı yere ya da kullanım amacının çeşitliliğine göre bir

başka kriter daha etkili olmaktadır ki bu da sistem boyutlarıdır. Hem sistem performansı hem de sistem boyutlarını aynı fonksiyonda ifade ederek her iki kriter için optimum çalışma ve dizayn koşullarının bulunarak daha çevreci ve daha ekonomik sistemlerin oluşturulmasına olanak tanımak bu tezin ana amacıdır.

Bu kapsamda aşağıdaki başlıkları kapsayan çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

- Termodinamik iş akışkanları ve termodinamik çevrimler için ekserji yoğunluğu özelliği uygulaması
- Ekserji Yoğunluğu ve birim hacim değişimi başına ekserji üretimine göre buhar türbinlerinin boyut ve maliyet ilişkisi
- Ortalama Çevrim Basıncı (MCP) / Ortalama Çevrim Ekserji Yoğunluğu kriterine göre Joule-Brayton çevriminin performans analiz ve optimizasyonu
- Ortalama Çevrim Basıncı (MCP) / Ortalama Çevrim Ekserji Yoğunluğu kriterine göre Atkinson, Dizel ve Otto çevrimlerinin mukayeseli performans analiz ve optimizasyonu

1.3 Hipotez

Termik sistemlerin boyut ve performans optimizasyonu için yeni bir yöntem olan Ekserji Yoğunluğu (ρ_{Ex}) ve bu özellik yardımıyla birim hacim değişimi başına ekserji üretimi ve Ortalama Çevrim Basıncı (MCP) / Ortalama Çevrim Ekserji Yoğunluğu kriterlerine göre dizayn edilip üretilecek veya modifiye edilecek sistemler boyut ve performans yönünden en uygun şartlarda olacaktır.

BÖLÜM 2

TERMODİNAMİK İŞ AKIŞKANLARI VE ÇEVRİMLER İÇİN EKSERJİ YOĞUNLUĞU ÖZELLİĞİ

2.1 Giriş

Termodinamik, Fransız mühendis Sadi Carnot'un ısı, iş ve bunların birbirleri ile dönüşümlerini incelediği "Reflections on the Motive Power of Fire" isimli çalışmasından sonra modern bir bilim dalı olarak tanımlanmıştır. Carnot'un bu yaklaşımı termodinamik için bir devrim niteliğindeydi ve bu durum Sandler and Woodcock [108] tarafından "İlk makineler herhangi bir termodinamik bilgisi olmadan ampirik olarak üretildi. Ancak, ortaya çıkan sonuçlar ve makinelerin performansları mühendisleri bilim insanı olmaya teşvik etti." şeklinde ifade edilmektedir. 1800'lü yıllardan 2000'li yıllara kadar geçen iki yüzyıllık bir süreç içerisinde bilim insanları ve mühendisler tarafından termik sistemlerin performansı hakkında bilgi verecek yaklaşımlar ve tanımlamalar yapılmıştır [1, 3, 7, 109, 110]. Elimizde var olan iş yapabilme kabiliyetinin tek başına bir ölçüt olması durumunda tasarlanmak istenen elemanın ya da tesisisin boyutları hakkında gerçekçi bilgilere ulaşabilme imkânımız olmayacaktır. Yaptığımız tezde literatürdeki bu eksikliği kapatabilmek adına ekserji ile boyut arasındaki ilişkiyi bir hal özelliği olarak tanımlayan "Ekserji Yoğunluğu (ρ_{Ex})" kavramı fiziksel olarak ifade edilerek yaygın olarak kullanılan iş akışkanları için basınç ve sıcaklık değişimlerinin ekserji yoğunluğu üzerindeki etkileri bu bölümde incelenecektir.

2.2 Termodinamik Model

Ekserji yoğunluğu kavramı termik sistemlerin özellikle de hacimsel akışlı makinelerin performans ve boyut ilişkisini göstermesi bakımından faydalıdır. Noktasal ekserji yoğunluğu tanımına geçmeden önce öne sürdüğümüz kavramla alakalı olan diğer kavramları açıklamamız gerekmektedir ki böylece daha iyi anlaşılabilsin. Bu bağlamda özgül hacim, yoğunluk, entalpi, enerjinin korunumu, entropi ve ikinci yasa, ekserji, enerji yoğunluğu ve hacimsel debi oranı tanımlamaları yapılacak olup bunların ardından ekserji yoğunluğu tanımı yapılacaktır.

•**Özgül hacim:** Maddenin birim kütlesinin kapladığı hacmin ifadesi olan özgül hacim kavramı maddenin boyutları hakkında bilgi vermektedir. Birimi m^3/kg'dır ve Denklem 2.1'deki gibi gösterilir.

$$v = V / m \tag{2.1}$$

•**Yoğunluk:** Birim hacmin kütlesi olarak ifade edilebilen yoğunluk aynı zamanda matematiksel olarak özgül hacmin tersine eşit olmaktadır. Birimi kg/m^3'tür ve Denklem 2.2'deki gibi gösterilir.

$$\rho = m / V = 1 / v \tag{2.2}$$

Denklemlerde yer alan V hacmi (m^3), m kütleyi (kg), v özgül hacmi ve ρ da yoğunluğu ifade etmektedir.

•**Entalpi:** Yunanca ısıtma anlamına gelen Entalpien kelimesinden türetilen entalpi ifadesi maddenin yapısında depoladığı her türden enerjinin toplamını ifade eder ve H ile simgelenir [111]. Entalpi (H), sisteme yer açmak (PΔV) ve bu sistemi oluşturmak (U) için harcamamız gereken enerjilerin toplamı olarak formüle edilebilmesine karşılık tam olarak hesaplanması oldukça zordur. Bu nedenle maddenin entalpisi hesaplanırken bir referans noktasına (0 K sıcaklığına) göre olan entalpi değişimi hesaplanır ve maddenin miktarına, fiziksel haline ve sıcaklığına bağlı olarak değişiklik gösterir. Madde miktarından bağımsız olarak ifade edilirse özgül entalpi (h) olarak adlandırılır ve sıcaklık ve basınç gibi bir hal özelliği olur. Özgül entalpi sınır işi ve iç enerjinin toplamı olarak ifade edilir ve birimi kj/kg'dır [112, 113].

$$h = u + P\Delta v \tag{2.3}$$

•**Enerjinin korunumu ve I. Yasa:** Enerji, iş yapabilme kapasitesidir; çeşitli şekillerde bulunabilir ve bir tipten diğer bir şekle dönüşebilir. Termodinamiğin birinci yasası, enerjinin korunumu ve dönüşümü yasasını ifade etmekte ve enerjinin termodinamikle ilgili bir özellik olduğunu vurgulamaktadır. Enerjinin korunumu ve dönüşümü yasasına göre, enerji yok edilemez veya yokken var edilemez, ancak değişik fiziksel ve kimyasal işlemlerle bir enerji biçiminden diğer enerji biçimine dönüşür [111].

$$\Delta U = Q - W \tag{2.4}$$

Denklem 2.3 ve 2.4'te yer alan h özgül entalpiyi, u özgül iç enerjiyi, P basıncı, Δv özgül hacim değişimini, ΔU iç enerji değişimini, Q transfer edilen ısı miktarını ve W de işteki değişimi göstermektedir. Entalpi ile Termodinamiğin I. Yasası olan enerjinin korunumu arasında doğrudan bir ilişki vardır ve her ikisi de madde hakkında genel bilgiler vermektedir [111].

•**Entropi ve II. Yasa:** Sistemin düzensizliğinin, dönüşümü mümkün olmayan enerjinin ya da kaosun bir ölçütü olarak entropi yasası Alman bilim insanı R. J. E. Clausius tarafından Denklem 2.5'in bir çıktısı olarak literatüre kazandırılmış ve bu da Termodinamiğin II. Yasası olarak adlandırılmıştır [108, 112, 114].

$$\oint \partial Q / T \leq 0 \tag{2.5}$$

Kâinatta kendiliğinden meydana gelen her proses ile birlikte prosesin kendisi kâinattaki düzensizliği azaltsa bile toplam entropi yani mükemmel olandan sapma veya düzensizlik artmaktadır. Entropiyi ölçmek için de aynen entalpide olduğu gibi bir referans noktasına ihtiyacımız vardır ki bu noktaya göre hesaplamalar yapılabilsin. Entropi hesaplarında kullanılan referans noktası Termodinamiğin III. Yasası olarak kabul edilen mutlak sıcaklıktaki yani 0 K sıcaklık şartlarındaki mutlak entropi değeridir ki bu da sıfıra eşittir [111].

Termodinamik bilimine ait bir kavram olarak ortaya çıkan entropi terimi günümüzde özellikte evrenin oluşumunu açıklamada, felsefik, teolojik ve sosyolojik bazı olayların tanımlanmasında sıkça kullanılmaktadır.

•**Ekserji:** Termodinamik bir sistemin içerdiği enerjinin, belirlenen bir referansa göre kullanılabilirliğinin veya kalitesinin bir göstergesi olan ekserji, sistem ve çevrenin

halleriyle ilişkili bir özelliktir [115]. Çevresiyle denge halinde olan bir sistemin kullanılabilirliği sıfırdır ve bu durumda iken sistem ölü haldedir [111]. Ekserjinin farklı türleri olmakla birlikte bu çalışmada fiziksel ekserji üzerinde durulacaktır. En genel hali ile açık sistemler için özgül fiziksel ekserji değeri termo-mekanik, kinetik ve potansiyel ekserjilerin toplamı olarak Denklem 2.6'daki gibi tanımlanabilmektedir.

$$ex=(h-h_0)-T_0\times(s-s_0)+(\frac{C^2}{2}-\frac{C_0^{\,2}}{2})+g\times(z-z_0) \tag{2.6}$$

Denklemde yer alan ex özgül ekserjiyi, h özgül entalpiyi, s özgül entropiyi, C akışkan hızını, g yer çekimi ivmesini, z yüksekliği, T Kelvin cinsinden sıcaklığı ve 0 alt indisi ise çevre şartlarını ifade etmektedir.

•**Enerji yoğunluğu (U):** Verilen bir sistemde birim hacim başına depolanan enerji olarak ifade edilir ve genellikle de yakıtların değerlendirilmesinde önemli bir kriterdir [116]. Birimi ise j/m^3'tür.

$$U=\frac{E}{V} \tag{2.7}$$

•**Hacimsel debi oranı (VFR) ve hacim katsayısı (VC):** Genellikle türbinlerin ve pompaların mukayesesinde kullanılan ve boyutsuz bir katsayı olan VFR çıkış ve girişteki hacimsel debilerin oranı olarak Denklem 2.8'deki gibi tanımlanmaktadır. Türbinlerde çıkış özgül hacminin, pompalarda ise giriş özgül hacminin alınan veya verilen entalpiye oranı olarak Denklem 2.9'daki gibi tanımlanan hacim katsayısı da bir başka önemli ölçüttür [117].

$$VFR=\frac{\dot{V}_{out}}{\dot{V}_{in}} \tag{2.8}$$

$$VC=\frac{v_{out/in}}{\Delta h} \tag{2.9}$$

•**Ekserji yoğunluğu (ρ_{Ex}):** Ekserji için yukarıda yapılan tanımlamalar maddenin ya da sistemin boyutları hakkında bilgi vermemektedir ki bu da sağlıklı değerlendirme yapmamıza olanak tanımamaktadır. Örneğin ekserji değeri yüksek olan bir akışkanın sahip olduğu özgül hacim o kadar büyük olabilir ki o akışkanın kullanılacağı bir sistemin yapılması boyutların oldukça büyümesine ve dolayısıyla da maliyetlerin artmasına

neden olacaktır. Bununla birlikte ekserji değeri düşük olan bir akışkanın ekserji yoğunluğu da yüksek olabilmektedir. Diğer taraftan ekserji değeri ve özgül hacmi daha düşük olan bir akışkanın çalışacağı aralıklarda bir sistemi tasarlamak ve imal etmek daha kolay ve ekonomik olacaktır. Yani yapılan ekserji yoğunluğu tanımı ile ekserji kavramına yeni bir boyut daha katarak ekserjinin boyut ile olan ilişkisini açıklamaya çalışarak daha gerçekçi maliyet ve boyut hesaplamaları ve optimizasyonları için uygun yaklaşımların geliştirilmesi sağlanacaktır. Ekserji Yoğunluğu (ρ_{Ex}) ifadesi noktanın özgül fiziksel ekserji değerinin yine o noktadaki özgül hacim değerine oranı şeklinde Denklem 2.10'daki gibi tanımlanmıştır.

$$\rho_{Ex} = \frac{ex}{v} \tag{2.10}$$

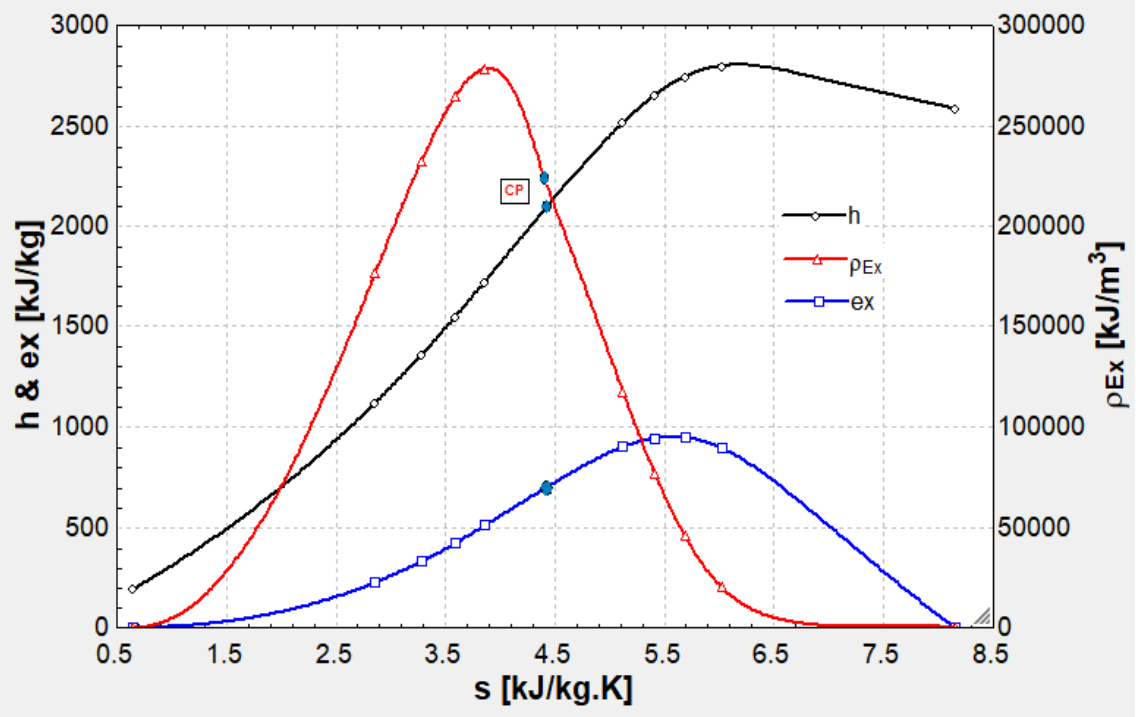
Denklemdeki ex özgül ekserjiyi ve v de özgül hacmi göstermektedir.

Çalışmamızın bu kısmında termik sistemlerde iş akışkanı olarak yaygın bir şekilde kullanılan hava ve su için performans analizleri noktasal bir fonksiyon ve yeğin bir özellik olan ekserji yoğunluğuna göre gerçekleştirilmiştir. Analizlerin yapılmasında Engineering Equation Solver (EES) yazılımı kullanılmıştır [118].

2.3 Bulgular ve Tartışma

Yapılan analizlerde basınç ve sıcaklık değişimlerinin ekserji yoğunluğu üzerindeki etkileri Şekil 2.1 ile Şekil-2.4 arasında su ve Şekil 2.5 ile Şekil 2.8 arasında ise hava akışkanı için verilmiştir. Özgül entalpi, özgül ekserji ve ekserji yoğunluğunun özgül entropi ile olan ilişkisi su için doymuş sıvı ve doymuş buhar eğrileri üzerinden basıncın 10 kPa'dan 20 MPa'a kadar değişmesi durumu Şekil 2.1'de verilmektedir. Özgül entalpi ve özgül ekserji değerlerinin maksimum oldukları nokta doymuş buhar tarafındayken ekserji yoğunluğunun maksimum olduğu nokta doymuş sıvı bölgesinde kritik basınca yakın bir noktada olmaktadır. Bu sonuç göz önünde bulundurulduğunda özellikle sıkıştırma prosesinde kullanılan pompaların boyut optimizasyonu önem kazanmaktadır ki bu da hem diğer elemanların boyutlarını hem de tesisin performansını etkileyecek bir parametredir. Grafiğin sağ tarafındaki y ekseni ekserji yoğunluğunu (kırmızı eğri), sol tarafındaki eksen de özgül entalpi (siyah eğri) ve özgül ekserji (mavi eğri) değerlerini göstermektedir. Eğriler üzerinde yer alan CP noktaları ilgili eğride suyun kritik

noktalarına karşılık gelmektedir. Özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu değerleri elde edilirken su için ölü hal şartları 8 kPa ve 298 K olarak alınmıştır. Burada kondenserde oluşturulan vakum sayesinde atmosfer basıncının altına inilmesine olanak tanınmıştır.

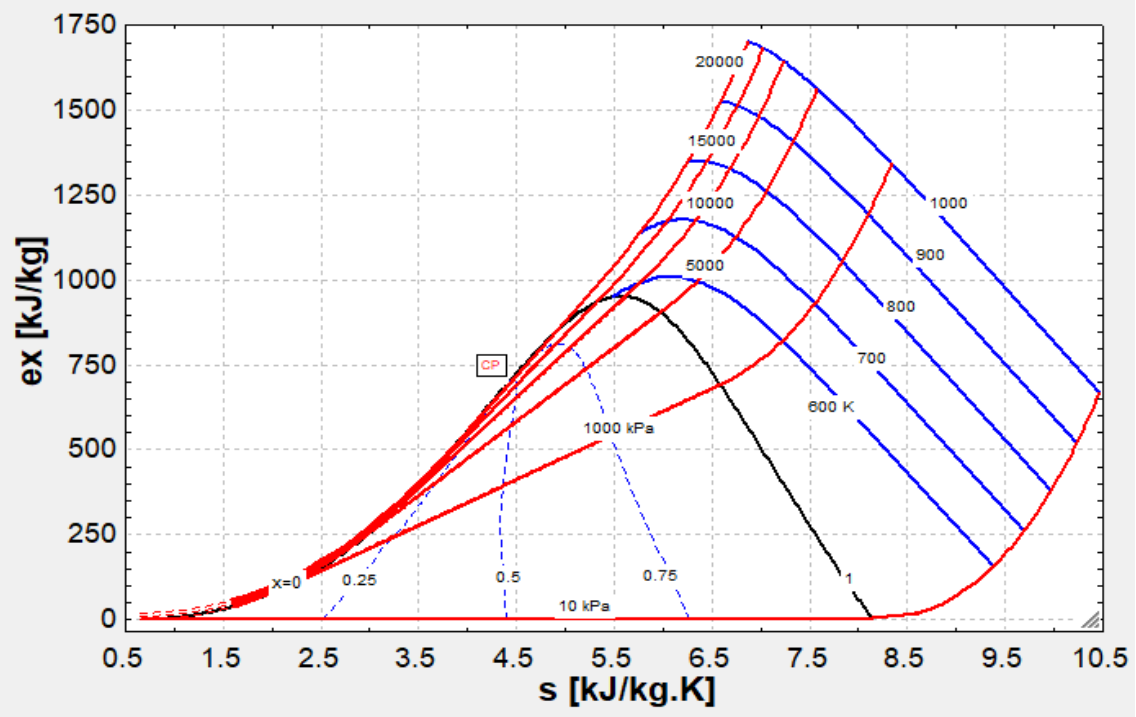


Şekil 2. 1 Suya ait özgül entalpi, özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu değerlerinin özgül entropi ile olan ilişkisi

Bu çalışmanın en önemli amaçlarından birisi ekserji yoğunluğu kavramının termik sistemlerin performans ve boyut analizlerinde kullanımı olacaktır. Bu nedenle su için farklı basınç, sıcaklık ve kuruluk derecelerine göre elde edilen ekserji yoğunluğu ve özgül entropi diyagramı büyük bir öneme sahiptir. Bu grafik Mollier tarafından [110] su buharı için elde edilen ve literatürde "Mollier Diyagramı" olarak adlandırılan suyun farklı koşullardaki özgül entalpi ve özgül entropi ilişkisini gösteren diyagrama benzer bir şekilde oluşturulmaya çalışıldı. Mollier diyagramında maddenin iş yapabilme kapasitesi değerlendirilirken ekserji yoğunluğu grafiğinde hem maddenin faydalı iş yapabilme kapasitesi hem de o şartlarda dizayn edilecek tesis elemanının boyutu hakkında bilgi sahibi olabilmekteyiz.

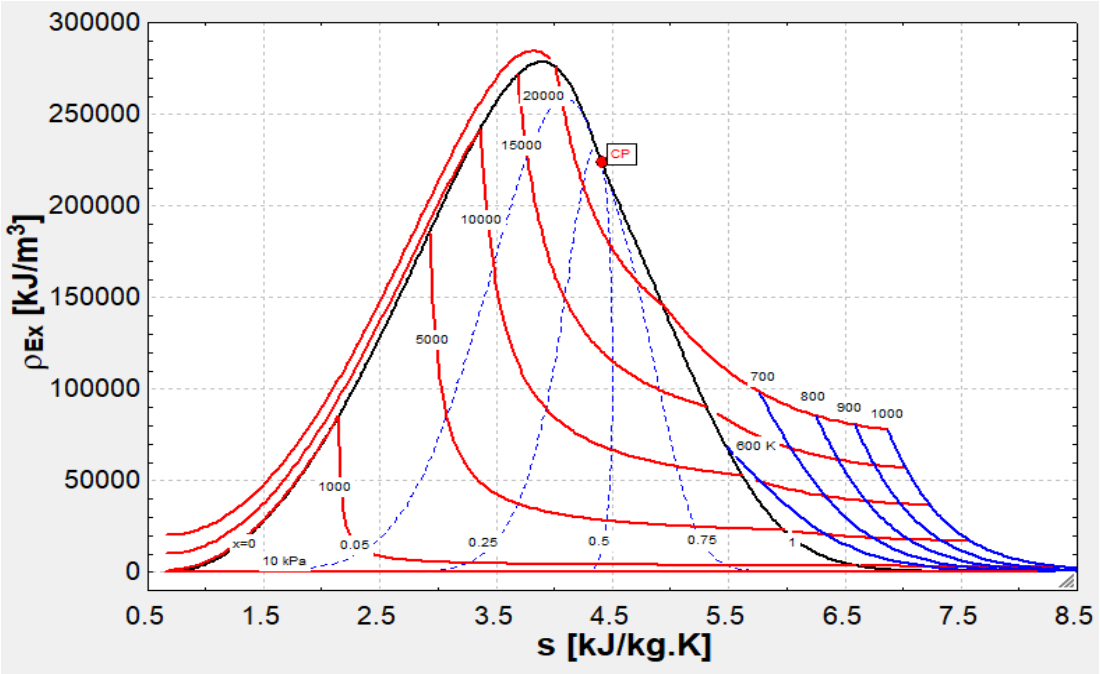
Şekil 2.2 ve Şekil 2.3'de yer alan ve kritik noktanın solunda kalan siyah kalın çizgi ekserji yoğunluğu için farklı basınçlara karşılık gelen doymuş sıvı noktalarını, sağında kalan eğri ise doymuş buhar noktalarını göstermektedir. Mavi kesikli eğriler farklı değerlerdeki

kuruluk derecelerine karşılık gelmektedir. Kırmızı kalın düz çizgiler akışkanın sıkıştırılmış sıvı, ıslak buhar ve kızgın buhar bölgelerinde 10 kPa'dan 20 MPa kadar farklı değerlere karşılık gelen sabit basınç eğrilerine karşılık gelmektedir. Mavi düz çizgiler 500-1000 K değerleri arasında değişen sabit sıcaklık değerlerine karşılık gelmektedir. Su için çizilen bu grafikleri, farklı tipteki ısı makineleri, ısı pompaları ve soğutma makinelerinin boyut ve performans optimizasyonlarında kullanılmak üzere farklı iş akışkanları için de elde edilebilmek mümkündür.



Şekil 2. 2 Suya ait özgül ekserji-özgül entropi grafiği

Şekil 2.2'de y ekseni özgül ekserji değerlerine ve Şekil 2.3'deki y ekseni birim hacim başına ekserji değeri olan ekserji yoğunluğuna karşılık gelmektedir. Şekillerden anlaşılacağı üzere ekserjinin yüksek olduğu bir noktanın ekserji yoğunluğu farklı olabilmektedir. Bu nedenle tasarlanacak pompa ve türbinlerin tasarımında bu noktaya dikkat edilmelidir.



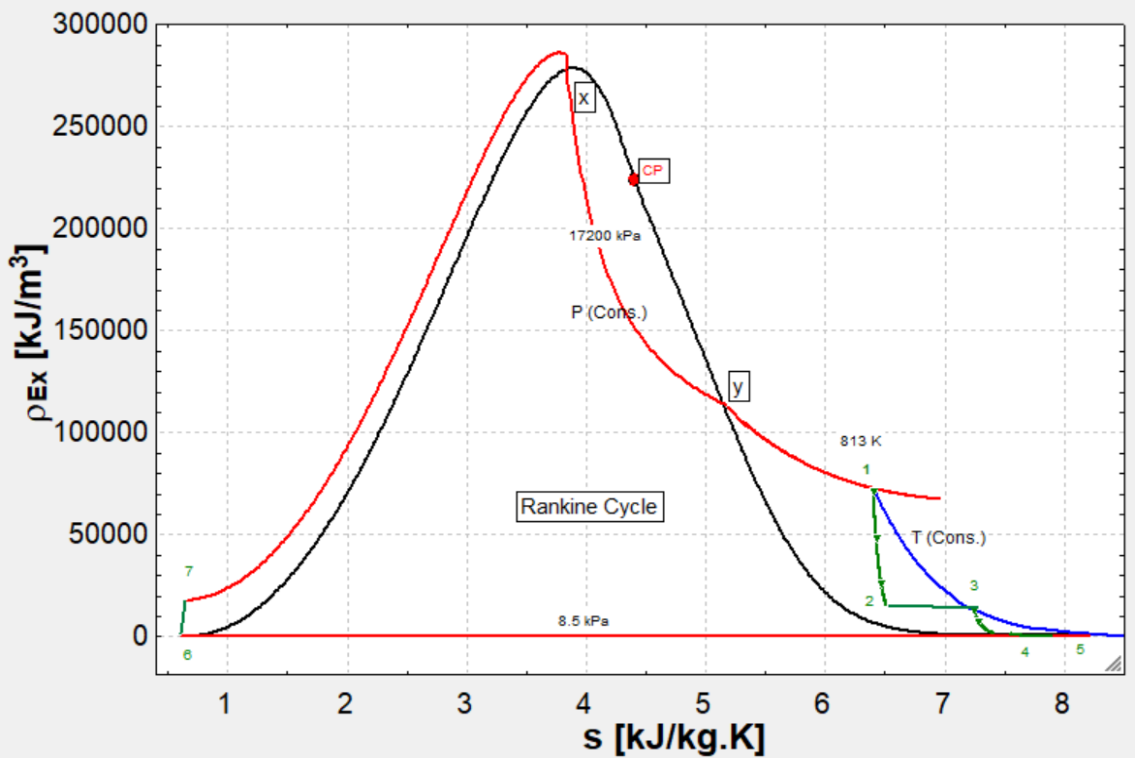
Şekil 2. 3 Suya ait ekserji yoğunluğu-özgül entropi grafiği

Uygulaması gerçekleştirilecek olan tesis ülkemizin Güney Marmara bölgesinde yer almaktadır. 320 MW kurulu güce sahip olan tesisin termik verimi yaklaşık olarak %40 seviyelerindedir. Tesiste yüksek (1-2), orta (3-4) ve alçak (4-5) olmak üzere üç farklı basınç kademesinde çalışan üç adet buhar türbini bulunmaktadır [119, 120]. Analizlerde kolaylık sağlaması açısından basitleştirilen tesise ait basınç (P), sıcaklık (T), özgül hacim (v), özgül entropi (s), özgül ekserji (ex) ve ekserji yoğunluğu (ρ_{Ex}) değerleri ile çevre şartlarına (0) ait büyüklükler Çizelge 2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2. 1 (Basitleştirilmiş) Çan termik santraline ait fiziksel büyüklükler

	P	T	v	h	s	ex	ρ_{Ex}
	bar	K	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg·K	kJ/kg	kJ/m^3
0	0.08	298	0.001008	173.8	0.5925	0	---
1	172	813	0.01931	3398	6.403	1395	72352
2	40	685	0.0602	3242	6.812	981	16320
3	37	813	0.09905	3540	7.246	1273	12851
4	5.2	600	0.4726	3120	7.537	689	1517
5	0.085	315	15	2476	7.756	7.8	0.5
6	0.085	315	0.001009	178.7	0.6078	0.00934	9.256
7	172	320	0.001003	211.1	0.6550	17.46	17402
x	172	626	0.00178	1699	3.821	508.9	285405
y	172	626	0.008196	2541	5.165	928	113229

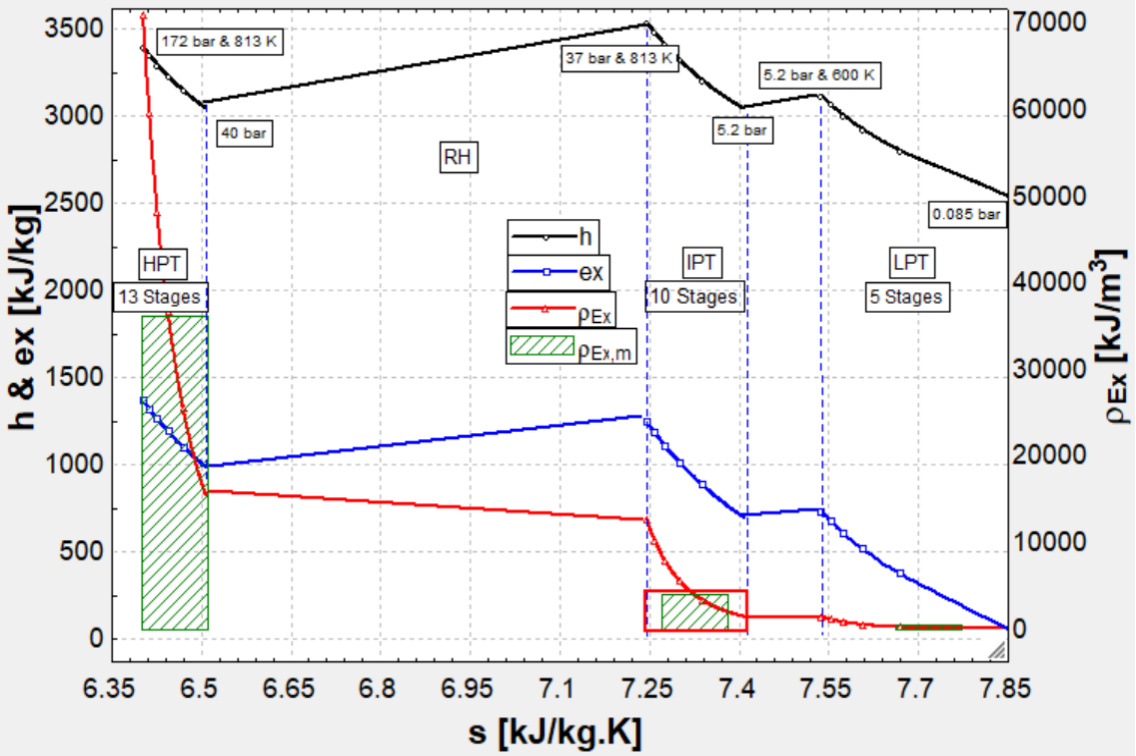
İncelemiş olduğumuz tesis özelinde ara ısıtmalı ve üç farklı basınç aralığında çalışan bir Rankine çevrimine ait ρ_{Ex}-s grafiği Şekil 2.4'te verilmiştir. Çevrimde 1-2, 3-4 ve 4-5 arasında türbinde genişleme, 2-3 arasında ara ısıtma, 5-6 arasında kondenserde yoğuşma, 6-7 arasında pompa ile sıkıştırma, 7-x-y-1 arasında ise kazanda ısı geçişi prosesleri bulunmaktadır. Genişleme ve sıkıştırma proseslerinde izentropik verimlerin 0.85 olduğu, ısı geçiş elemanlarında basınç kayıplarının ihmal edildiği kabul edilmiştir.



Şekil 2. 4 Rankine çevrimine ait ekserji yoğunluğu-özgül entropi grafiği

Ekserji yoğunluğu kriterinin uygulaması tesiste yer alan buhar türbinleri için detaylı olarak gerçekleştirilecektir. Buhar türbinlerinin çalışma koşullarına göre oluşturulan özgül entalpi, özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu ile özgül entropi grafiği Şekil 2.5'te verilmiştir. Birim hacim başına kW cinsinden ekserji yoğunluğu değerleri grafikte yer alan ekserji yoğunluklarının akışkan debisi ile çarpılması ile elde edilebilmektedir. Verilen çalışma şartlarında hangi türbinin performans ve boyut açısından daha uygun olduğu grafikten görülebilmektedir. Yüksek basınç türbinlerinde ekserji yoğunluğundaki değişim alçak basınç türbinlerine göre daha fazla olmaktayken ekserji değerlerindeki değişim yüksek basınç türbinlerinde daha azdır. Yani yüksek basınç türbinlerinde birim hacim değişiminden elde edilebilecek fayda ve buralarda meydana gelen kayıpların

maliyetleri daha büyük olmaktadır. Ara ısıtma prosesinde ekserji değerinde artış olurken özgül hacim artışından dolayı ekserji yoğunluğu değeri azalmaktadır. Bu nedenle tesis veya eleman tasarımı yapılırken bu noktaya dikkat edilmelidir.

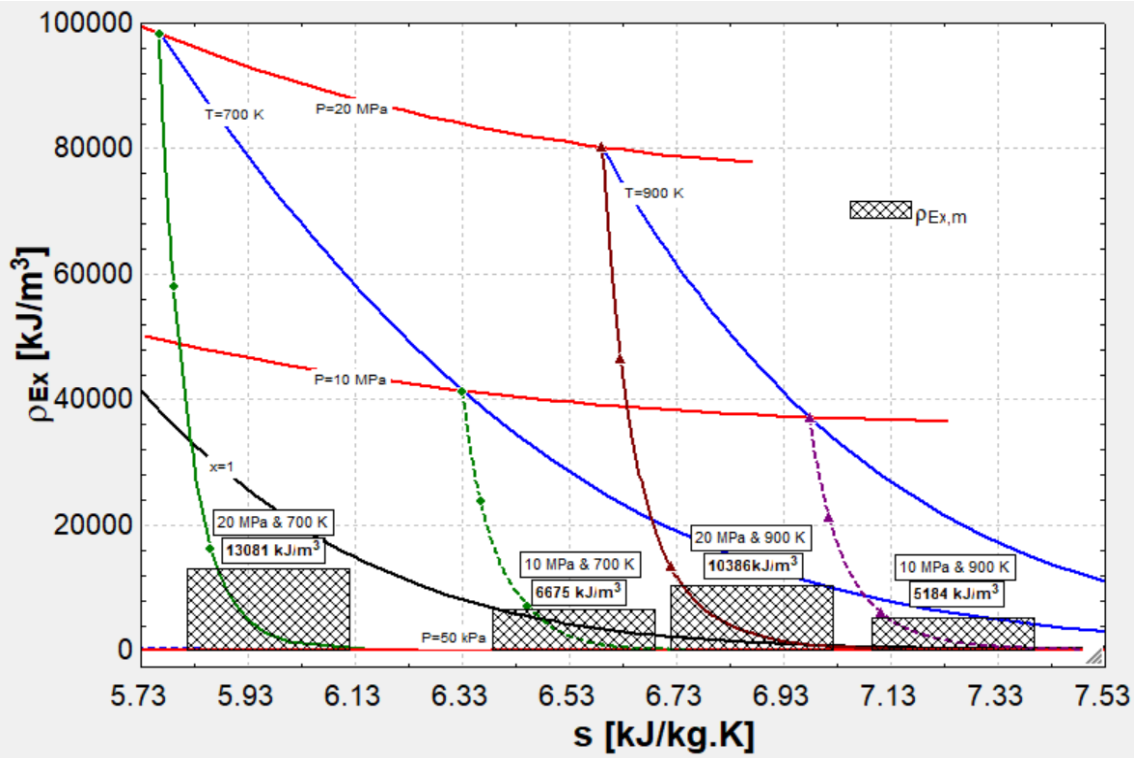


Şekil 2. 5 Termik santraldeki buhar türbinlerine ait özgül entalpi, özgül ekserji ve ekserji yoğunluğunun özgül entropi ile değişimi ve ortalama ekserji yoğunluğu değerleri

Birim hacim başına faydalı iş yapabilme kapasitesini gösteren Ekserji Yoğunluğu özelliğinden yola çıkılarak incelenen tesisteki her bir türbin için ρ_{Ex}-s eğrilerinin integrali alınarak hesaplanan alanların türbinin giriş ve çıkışlarındaki özgül entropi farklarına oranı olarak tanımlanan Ortalama Ekserji Yoğunluğu ($\rho_{Ex,m}$) ile ilgili türbinin performans ve boyut yönünden genel olarak ne kadar iyi olduğu sonucuna ulaşılabilmektedir. Bu bağlamda tesisteki yüksek basınç türbininin birim hacim başına faydalı iş yapabilme kapasitesinin yaklaşık olarak 36000 kJ, orta basınç türbininin 4000 kJ ve alçak basınç türbininin ise 500 kJ civarında olduğu Şekil 2.5'ten görülebilmektedir.

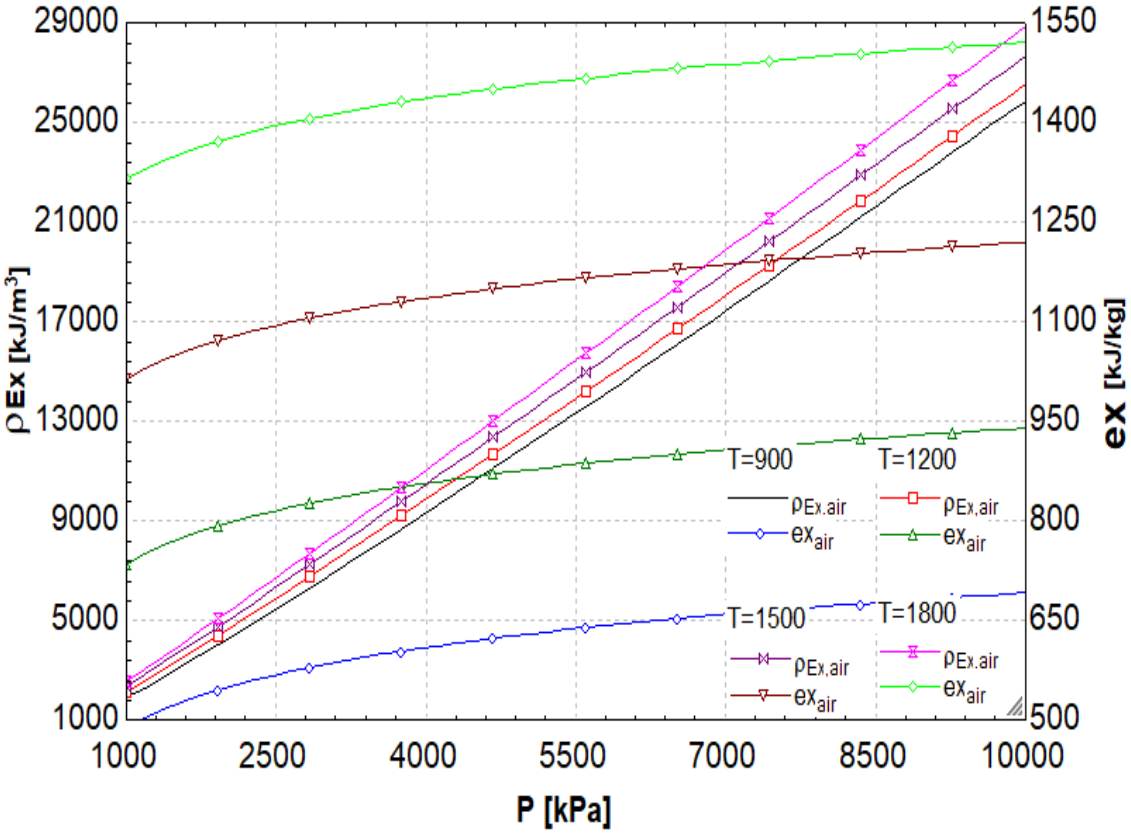
İncelemiş olduğumuz tesisten hareketle daha genel bir yaklaşım yapabilme adına sıcaklık ve basınç değişimlerinin buhar türbinlerinin ortalama ekserji yoğunluğu üzerindeki etkileri Şekil 2.6'da verilmiştir. Aynı basınçta sıcaklık arttırıldığı zaman özgül ekserji değeri artarken ekserji yoğunluğu değeri ve dolayısıyla da ortalama ekserji

yoğunluğu değerleri azalmaktadır. Buna karşılık aynı sıcaklıkta basıncın arttırılmasıyla özgül ekserji değerleri maksimum bir değere sahip olurken ortalama ekserji yoğunluğu değerleri ise sürekli olarak artış göstermektedir.



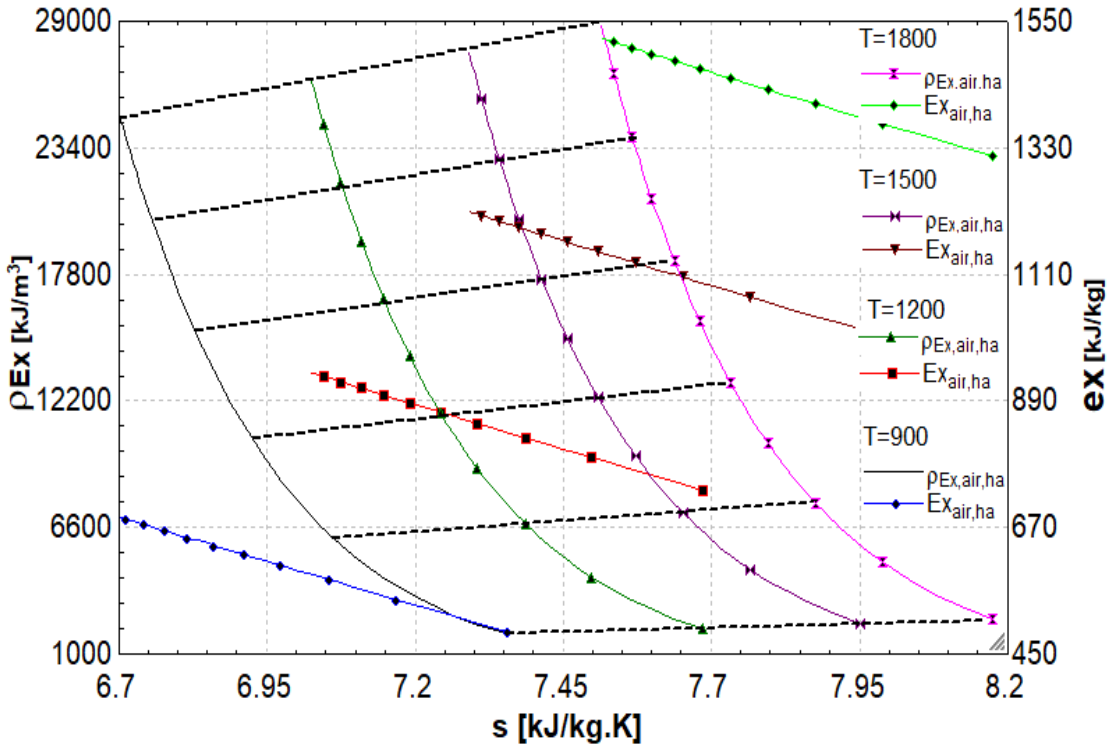
Şekil 2. 6 Türbin giriş basıncı ve sıcaklığındaki değişimlerin türbin ortalama ekserji yoğunluğuna etkileri

Özellikle içten ve dıştan yanmalı güç çevrimlerinde kullanılan hava akışkanına ait ekserji yoğunluğu ve özgül ekserji değerlerindeki değişimler 10-100 bar basınç ve 900-1800 K sıcaklık değerleri için Şekil 2.7'de verilmiştir. Havaya ait sabit sıcaklık değerleri için 1000 kPa'dan 10000 kPa değişen basınç değerlerinin ekserji ve ekserji yoğunluğu ile ilişkisi Şekil 2.7'te verilmiştir. Ekserji yoğunluğu basınç değişimlerine daha fazla duyarlı iken ekserji değerleri sıcaklık değişimlerine daha fazla duyarlıdır. Bunun nedeni basınçla birlikte özgül hacmin de değişmesidir.



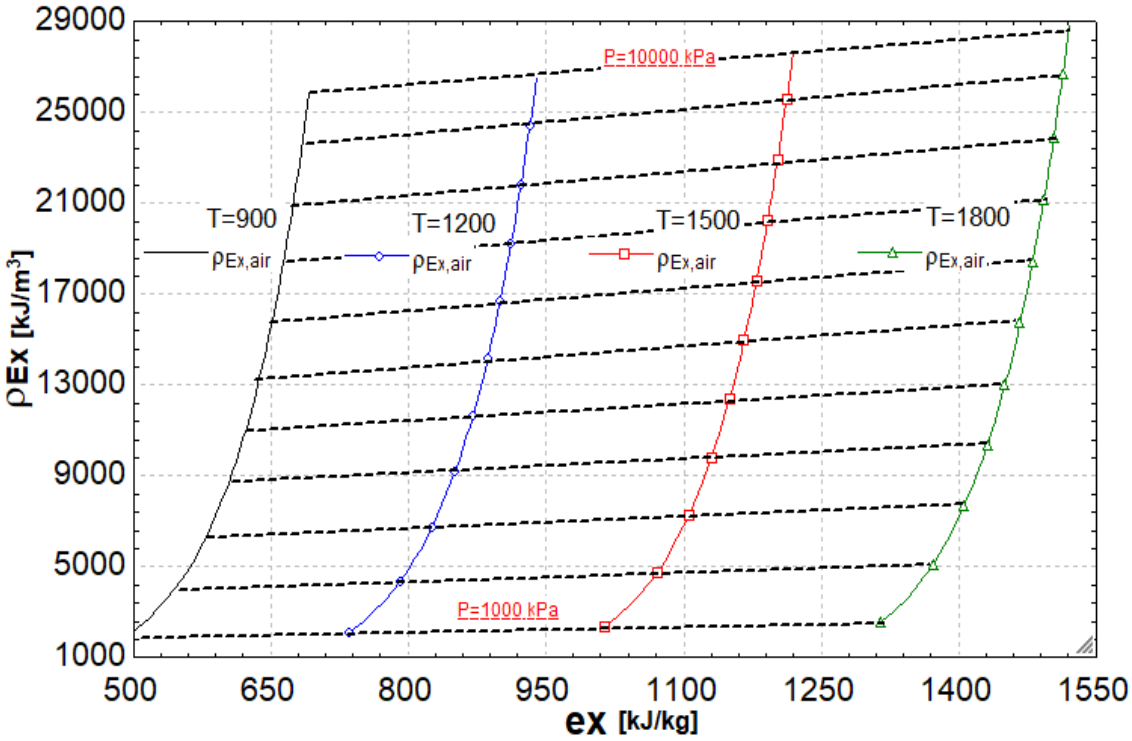
Şekil 2. 7 Basınç ve sıcaklık değişimlerinin havanın özgül ekserji ve ekserji yoğunluğuna etkileri

Havaya ait dört farklı sabit sıcaklık değerleri için 1000 kPa'dan 10000 kPa değişen basıncın ekserji ve ekserji yoğunluğunun özgül entropi ile ilişkisi Şekil 2.8'de verilmiştir. Sıcaklık değerinin artmasıyla aynı basınca karşılık gelen özgül entropi değerleri artmaktadır. Ancak, sabit sıcaklık değerinde basınç değeri arttıkça özgül entropi değeri azalmaktadır. Buna karşılık ekserji değerinin lineer bir artışı söz konusu iken ekserji yoğunluğunun üstel bir artışı söz konusudur. Özgül entropi ve ekserji yoğunluğu arasında üstel bir ilişki varken ekserji ile lineer bir ilişkisi vardır. Grafikte verilen kesikli siyah çizgiler eş basınç eğrilerini göstermektedir.



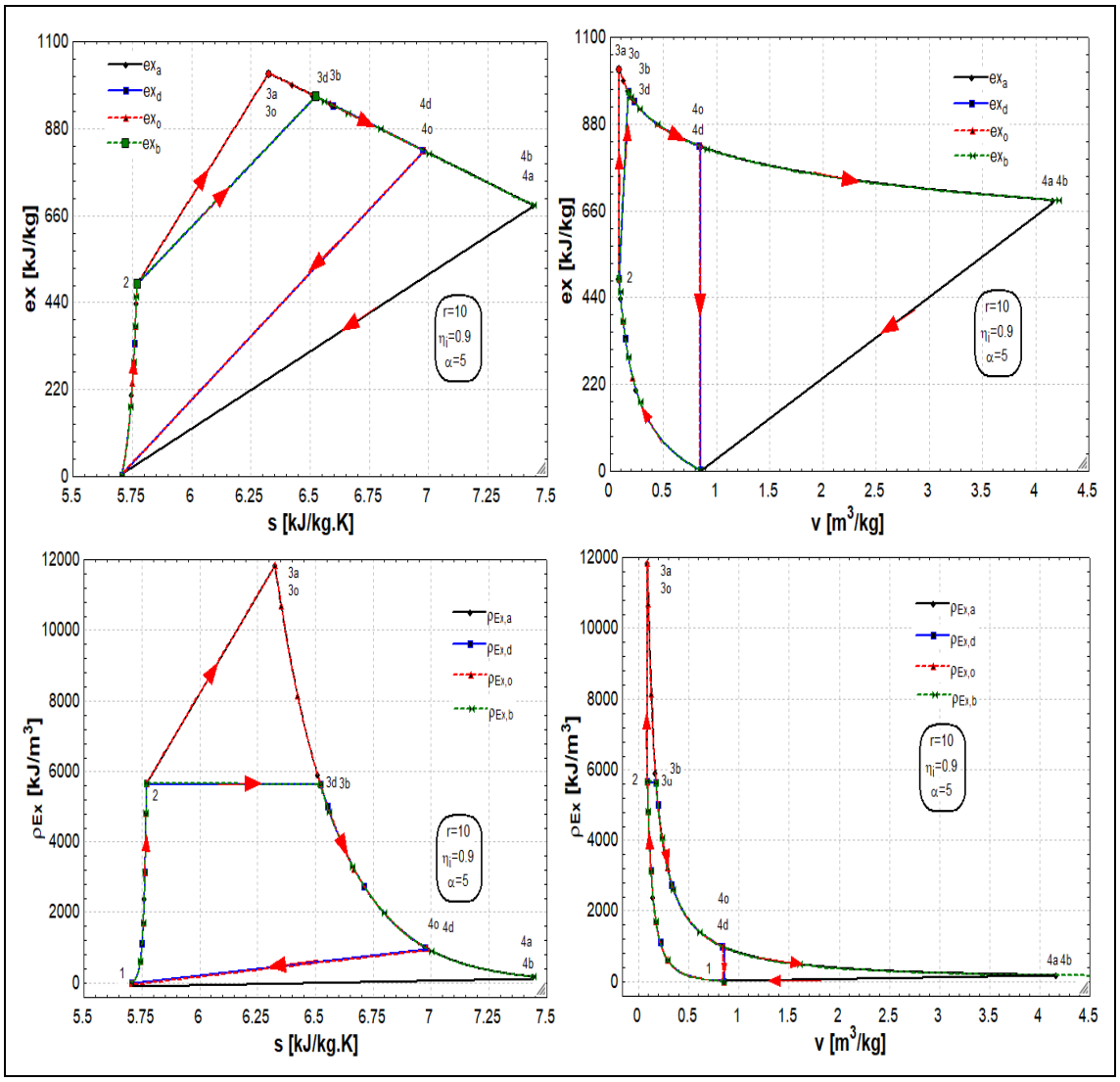
Şekil 2. 8 Basınç ve sıcaklık değişimlerinin havanın özgül ekserji, ekserji yoğunluğu ve özgül entropi üzerindeki etkileri

Havaya ait dört farklı sabit sıcaklık değerleri için 1000 kPa'dan 10000 kPa değişen basıncın ekserji ile ekserji yoğunluğu ilişkisi üzerindeki etkileri Şekil 2.9'da verilmiştir ki bu bilgiler ışığında dizayn edilecek sistem için tek ve büyük bir sistemin mi yoksa birden fazla ufak sistemin mi daha uygun olacağının bilgisine ulaşılabilmektedir. Örnek olarak 1000 kJ/kg'lık bir ekserji çıktısı elde edebilmek için ister 1500 K ve 1000 kPa şartlarında çalışan ve ekserji yoğunluğu düşük bir sistem, ister 1300 K ve 10000 kPa şartlarında çalışan ve ekserji yoğunluğu önceki şartlara göre yaklaşık 25 kat daha büyük ve bununla orantılı olarak da daha küçük bir sistem bir sistem tasarlanabilir. Burada dikkat edilmesi gereken konu tesisin kullanım amacına en ekonomik şekilde hizmet edebilmesidir. Verilen kısıtlarda yapılacak analizlerle en uygun çalışma şartları belirlenebilir.



Şekil 2. 9 Basınç ve sıcaklık değişimlerinin havanın özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu üzerindeki etkileri

Ekserji ve ekserji yoğunluğunun özgül hacim ve özgül entropi ile olan ilişkileri sıklıkla kullanılan ve izentropik sıkıştırma ve genişleme prosesleri ile sabit basınç veya hacimde ısı transferlerinden oluşan dört temel prosesten oluşan hava akışkanlı dört güç çevrimi (Otto (o), Dizel (d), Atkinson (a) ve Brayton (b)) için Şekil 2.10'da verilmiştir. Grafikler elde edilirken ısı değiştiricilerindeki basınç kayıpları ihmal edilmiş, maksimum sıcaklığın minimum sıcaklığa oranı 5 ve hacimsel sıkıştırma oranı da 10 olarak alınmış ve ölü hal koşulları 298 K ve 100 kPa olarak belirlenmiştir. Dört çevrime ait grafiklerde giriş koşulları ve hacimsel sıkıştırma oranları aynı olduğu için 1 ve 2 noktaları aynı değerlere diğer noktalar ise farklı değerlere sahip olmaktadır. Yapılan analizlerde özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu değerlerine göre Otto ve Atkinson çevrimlerinin 3 noktasında en büyük değerlere sahip olduğu ve bunun yanında 4 noktasında ise Brayton ve Atkinson'un en küçük değerlere sahip oldukları görülmüştür. Aynı şartlarda çalışan çevrimlerde ekserji yoğunluğu düşük olan bir çevrimin boyutları diğerlerine göre daha büyük olacaktır ki bu durumda Atkinson ve Brayton çevrimleri daha büyük boyutlu olmaktadır.



Şekil 2. 10 Hava standartlı güç çevrimleri için özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu grafikleri

2.4 Sonuç

Sistemin performansını ve boyutlarını birlikte ele alan ekserji yoğunluğu kriteri temel alınarak termik sistemlerde sıklıkla kullanılan iş akışkanlarından hava ve su için parametrik analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler neticesinde ekserji yoğunluğu kriterinin güç çevrimleri için de uygulamasının gerçekleştirilmesiyle daha gerçekçi bir yapıya kavuşacağı ve dizayn aşamasında bizler için yeni bir kriter olabileceği görülmüştür.

BÖLÜM 3

EKSERJİ YOĞUNLUĞUNA GÖRE BUHAR TÜRBİNLERİNİN BOYUT VE MALİYET İLİŞKİSİ

3.1 Giriş

Çalışmamızın bu kısmında önceki bölümde açıklanan ekserji yoğunluğu (ρ_{Ex}) özelliği ile bu özellik temelinde geliştirilen ve turbomakinelerde birim hacim değişiminden (Δv) elde edilebilecek faydalı işin (Δex) miktarı olarak tanımlanan kriterinin buhar türbinlerine uygulaması gerçekleştirilecektir. Bu bağlamda detayları Bölüm 2.3'te verilen Çan Termik Santrali'nde yer alan buhar türbinlerine ait veriler esas alınarak sistemi basitleştirebilme adına bazı sadeleştirmeler yapılmıştır. Bunlardan en önemlileri türbinlerden çekilen ara buharların ihmal edilerek sisteme giren buhar debilerinin sabit kaldığı ve türbindeki genişleme prosesinin de izentropik (η_i=1) olduğu kabulüdür.

Çalışmamızın başlangıcında ilk olarak incelenen buhar türbinlerinin termodinamik ve geometrik hesaplamaları yüksek basınç (HPT), orta basınç (IPT) ve alçak basınç (LPT) türbinleri için ayrı ayrı yapılmıştır.

3.2 Termodinamik Model

Termodinamik model oluşturulurken ilk olarak kademelerde gerçekleşen ortalama teorik entalpi düşüşleri (h_{tm}) Denklem 3.1 yardımı ile toplam entalpi düşüşü (ΔH), ısı geri kazanım katsayısı (μ) ve türbin kademe sayısının (Z) fonksiyonu olarak her bir türbin için ayrı ayrı elde edilmiştir. Ardından Denklem 3.2 ve Denklem 3.4 yardımıyla

yine her bir türbin için ortalama mutlak hızlar (C_m) ve ortalama tekerlek hızları (U_m) hesaplanarak türbinlerin ortalama tekerlek çapları (D_m) belirlenmiştir.

Eyice'nin kitabında yer alan ve türbinlerin ilk ve son kademelerinin çaplarının yaklaşık olarak belirlenmesinde kullanılan Denklem 3.5 kullanılarak her bir türbinin ilk ve son basamak çapları belirlenmiştir. Daha sonra türbinin ilk, ortalama ve son kademe çaplarına ait noktalardan geçecek ve ortalama kademe çapı (D_m) çizgisinin altında (A_1) ve üstünde (A_2) kalan alanların eşit olmasını sağlayacak türbin genişleme eğrileri kuvvet fonksiyonu olarak uydurulmuştur. Denklem 3.5-3.8 arasında yer alan i alt indisi ilgili basamak ya da kademe değerini ifade etmektedir.

$$ht_m = H_t \cdot \mu \ / Z \tag{3.1}$$

$$Cm_0 = \sqrt{2000 \cdot ht_m} \tag{3.2}$$

$$Um = Cm_0 \cdot \kappa \tag{3.3}$$

$$Dm = Um \cdot \frac{60}{\pi \cdot n} \tag{3.4}$$

$$D_i = \left(\frac{\dot{m} \cdot \kappa \cdot 60 \cdot v_i \cdot \nu}{\pi^2 \cdot n \cdot \tau_i \cdot sin(\alpha_1)} \right)^{1/3} \text{ [121]} \tag{3.5}$$

Denklemlerde yer alan ht_m ortalama teorik ısı düşüşünü, Ht toplam teorik ısı düşüşünü, Z kademe sayısını, μ ısı geri kazanım katsayısını, C mutlak hızları, U tekerlek hızını, κ hız oranını, n devir sayısını, m akışkan debisini, ν kanat boyu çap oranını, v özgül hacmi, τ serbest kesit oranını ve α akışkanın kanata giriş açısını ifade etmektedir.

Denklemlerde yer alan sabit değerlerden devir sayısının (n) 3600 d/d, serbest kesit oranının (τ) 0.7, ısı geri kazanım katsayısının (μ) 1.05, hız oranının (κ) 0.45, akışkanın kanat giriş açısının (α) 14 derece, kanat boyu çap oranının (ν) 8 olduğu kabul edilmiştir.

Elde edilen grafikler yardımı ile her bir kademenin çapı bulunmuş ve Denklem 3.6-3.8 yardımı ile de her bir kademenin giriş ve çıkış koşullarındaki özgül entalpi değerleri belirlenmiştir. Her bir kademenin özgül entalpi değerlerinin belirlenmesinin ardın o noktalara yani kademelerin giriş ve çıkışlarına karşılık gelen basınç, sıcaklık, özgül hacim, özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu değerleri hesaplanmıştır.

$$U_i = \pi \cdot D_i \cdot n / 60 \tag{3.6}$$

$$\kappa = \frac{U_i}{C_i} \tag{3.7}$$

$$\Delta h_i = \frac{C_i^{\,2}}{2000} \tag{3.8}$$

Türbin kademelerinin giriş ve çıkışlarındaki özgül ekserji (fiziksel ekserji) değerleri özgül entalpiler, özgül entropiler ve çevre sıcaklığının fonksiyonu olarak Denklem 3.9'daki gibi verilmiştir. Denklem 3.9 ve Denklem 3.10'da yer alan i alt indisi ilgili basamağın giriş koşulları, i+1 ile de basamağın çıkış koşulları ifade edilmektedir.

$$ex_i = h_i - h_0 - T_0 \cdot (s_i - s_0) \tag{3.9}$$

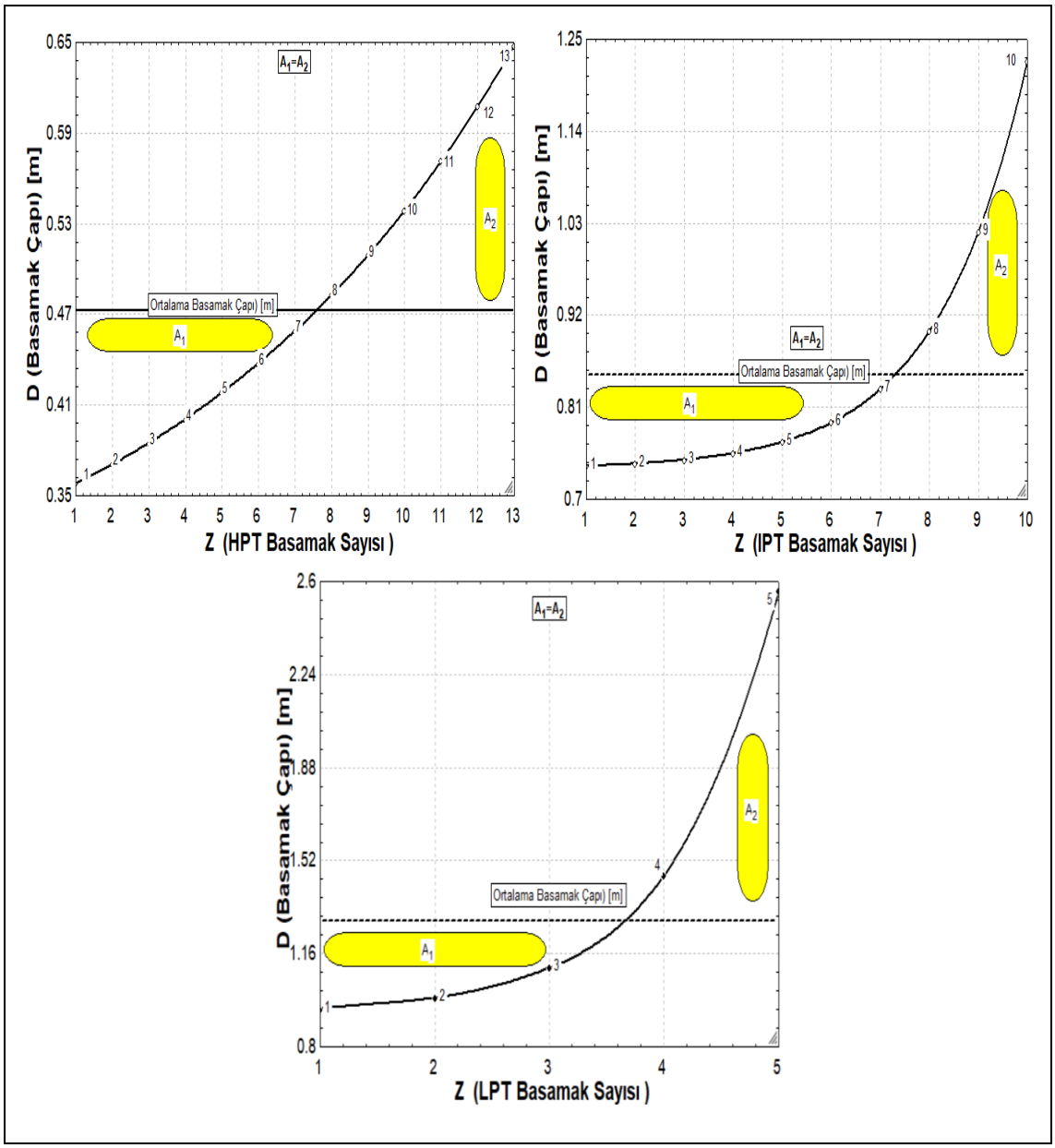
Türbin kademelerinden birim hacim değişimi başına elde edilecek net ekserji çıktısı yani ilgili türbin kademesinin giriş ve çıkışlarındaki ekserji farkının özgül hacim farkına oranı olan amaç fonksiyonu Denklem 3.10'da tanımlanmıştır.

$$\frac{\Delta ex}{\Delta v} = \frac{ex_{i+1} - ex_i}{v_{i+1} - v_i} \tag{3.10}$$

3.3 Ekserji ve Ekserji Yoğunluğunun Boyut ve Performans ile İlişkisi

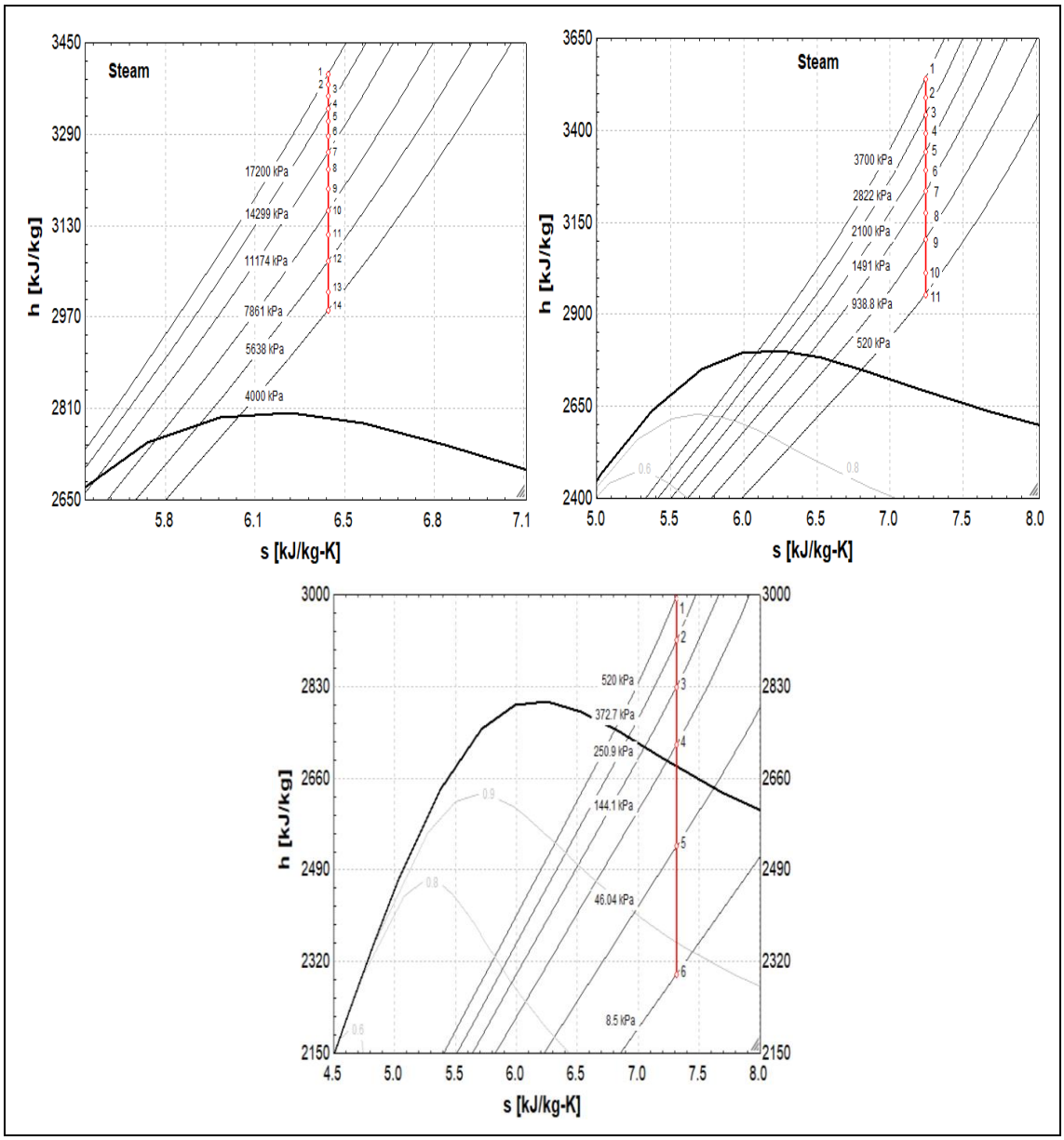
Hesaplamalarda yüksek basınç türbinin 13, orta basınç türbinin 10 ve alçak basınç türbininin de 5 basamaklı olduğu ve aksiyon türbini prensibine göre çalıştığı kabul edilmiştir. Ayrıca, yüksek basınç türbinin 172 bar-540 ^{o}C ile 40 bar arasında, orta basınç türbinin 37 bar-540 ^{o}C ile 5 bar arasında ve alçak basınç türbinin ise 5 bar-260^{o}C ile 0.085 bar arasında çalıştığı kabul edilmiştir. Bununla birlikte türbinlerde dolaşan buhar miktarlarının da yüksek basınç (HPT), orta basınç (IPT) ve alçak basınç (LPT) için sırasıyla 100 kg/s, 90 kg/s ve 60 kg/s olduğu ve türbin boyunca sabit kaldığı kabul edilmiştir.

Yapılan hesaplamalar neticesinde türbin çaplarının kademlere göre değişimi Şekil 3.1'de görülmektedir. Yüksek basınç türbininin çapındaki değişimler lineere yakın bir karakteristikle artarken orta ve alçak basınç türbinleri üstel bir karakteristikle artış göstermektedir. Bu da özellikle alçak basınç türbinlerinin son basamaklarında çapların aşırı büyümesine neden olmaktadır. Çapların aşırı büyümesi de hem kayıpların hem de maliyetlerin artmasına neden olmaktadır. Bu nedenle özellikle alçak basınç türbinlerin son basamakları için farklı alternatifler dikkate alınmalıdır.



Şekil 3. 1 Türbinlerin kademe sayısına göre çap değişimleri

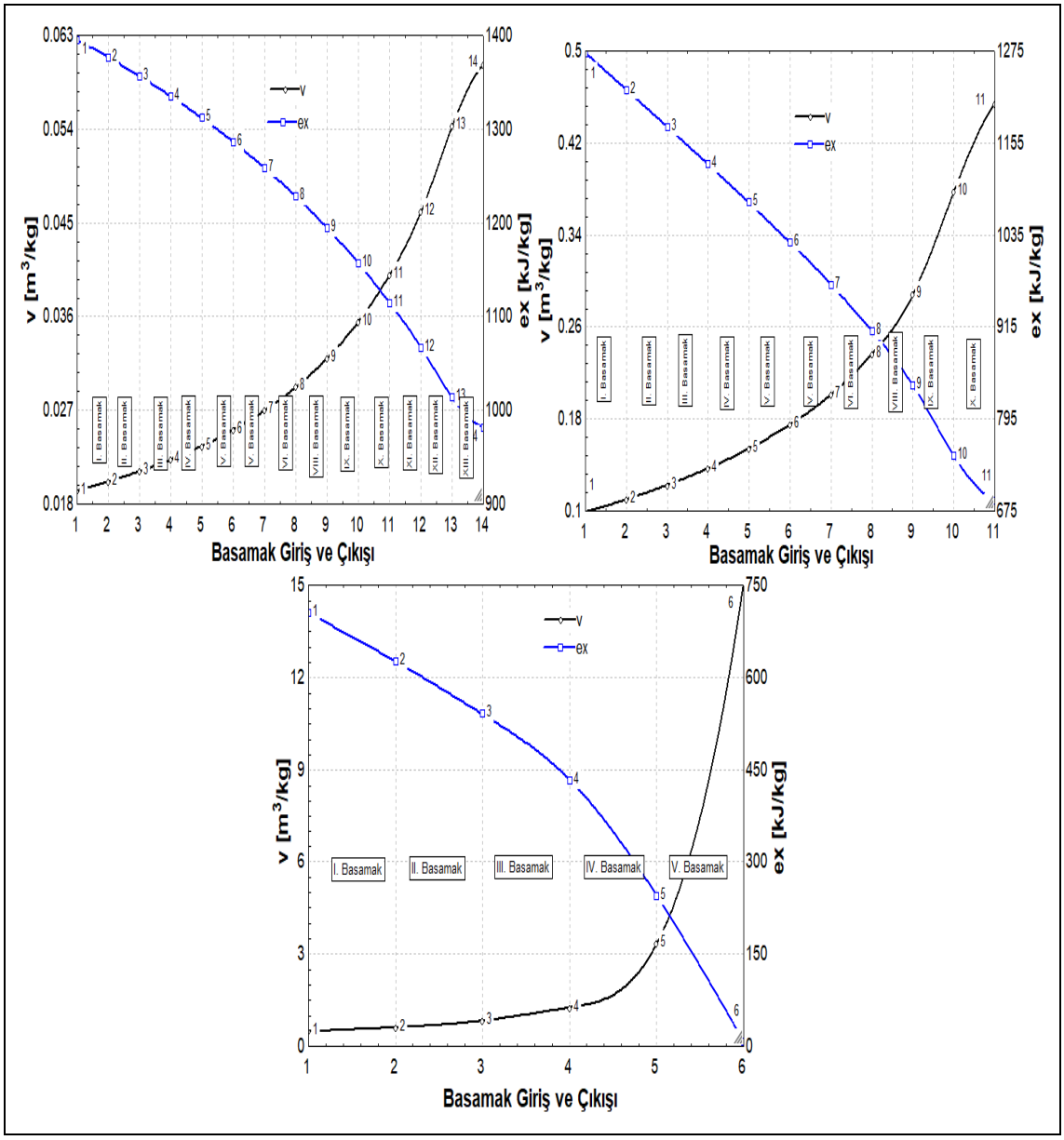
Şekil 3.1'de yer alan türbin geometrisine ait eğriler yardımı ile her bir basamakta gerçekleşen teorik ısı düşüşleri belirlenebilmektedir. Kademe çıkışlarındaki özgül entropi ve özgül entalpiler yardımı ile de kademelerin basınç değerleri bulunur. İncelenen türbinlerdeki buharın izentropik olarak genişlemesine ait basamak giriş ve çıkış noktalarına karşılık gelen özgül entalpi değerlerindeki değişim Şekil 3.2'de gösterilmiştir. Grafiklerde yer alan koyu siyah çizgiler su buharına ait doymuş buhar eğrilerini, gri renkli çizgiler kuruluk derecelerini, düz siyah çizgiler sabit basınç eğrilerini ve kırmızı çizgiler de izentropik genişleme proseslerini göstermektedir.



Şekil 3. 2 Türbinlerin kademe sayısına göre teorik entalpi düşüşleri

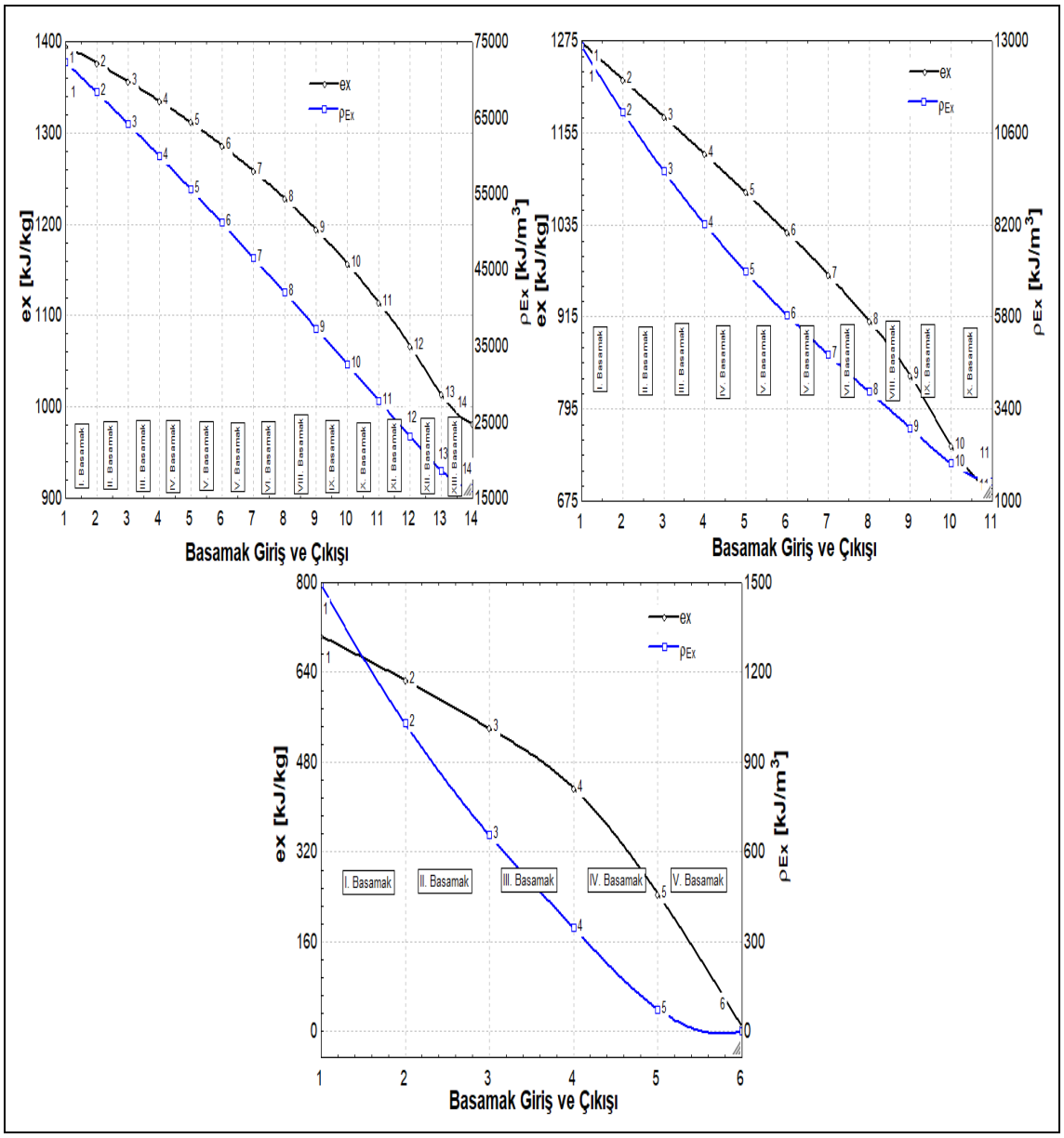
Yüksek, orta ve alçak basınç türbin basamaklarının giriş ve çıkış şartlarında özgül hacim ve özgül ekserjinin değişimi Şekil 3.3'te görülmektedir. Grafiklerin solunda yer alan x ekseninden koyu siyah renkle gösterilen özgül hacim değerleri okunurken grafiklerin sağında yer alan x ekseninden koyu mavi renkle gösterilen özgül ekserji değerleri okunmaktadır. Özgül hacim değişimleri yüksek ve orta basınç türbinlerinde benzer karakteristiğe sahipken alçak basınç türbininde değişimin karakteristiği daha fazla olmaktadır. Şekil 3.3'ten de görüleceği üzere alçak basınç türbininin son kademesinde özgül hacim miktarı çapın büyümesi ile benzer karakteristik göstermektedir. Özgül

ekserji değerleri de neredeyse tüm türbinlerde benzer karakteristik göstererek azalmaktadır. Ancak, bu azalış son kademelerde daha fazla olmaktadır.



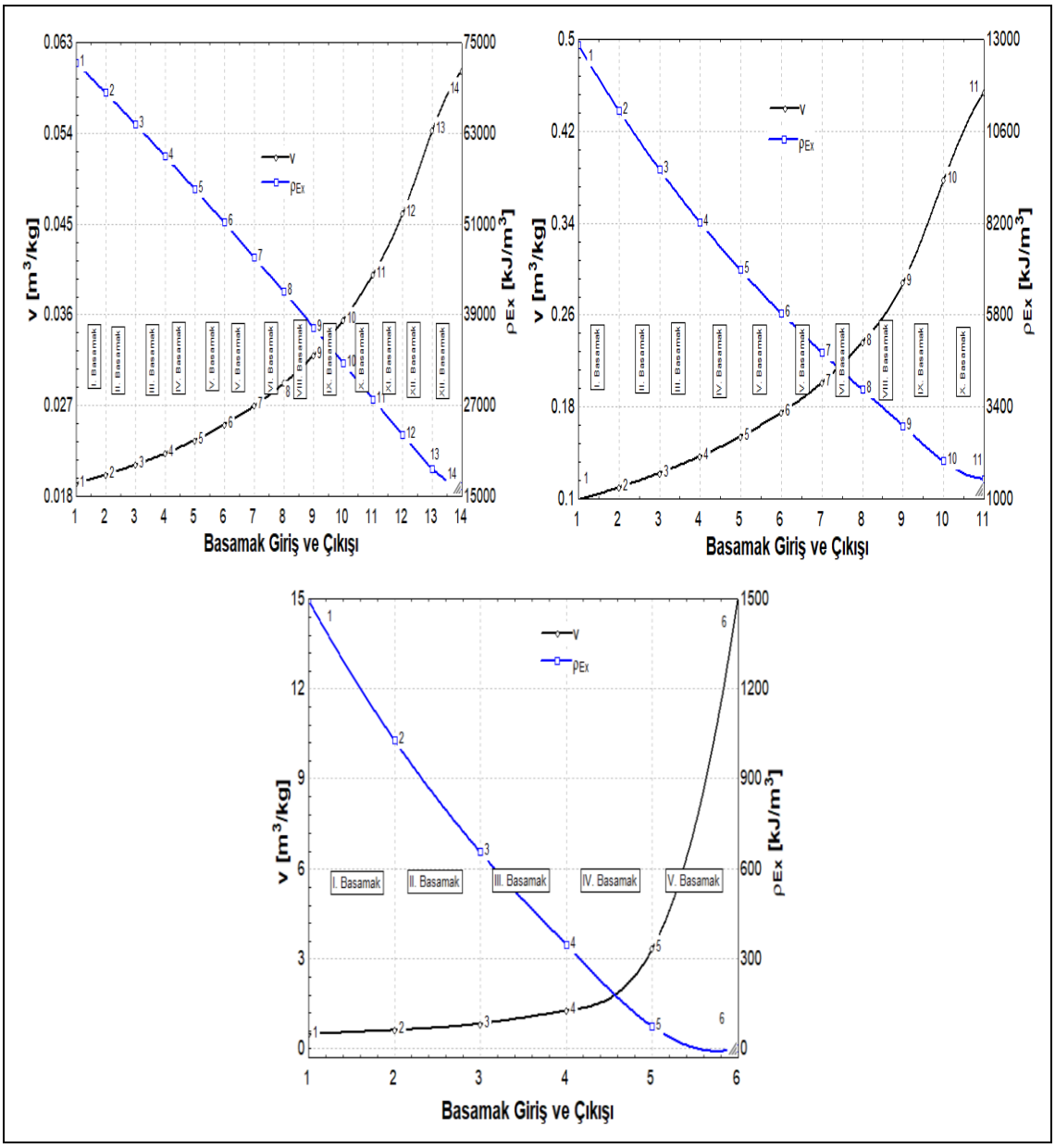
Şekil 3. 3 Türbinlerin kademe sayısına göre özgül hacim ve özgül ekserji değişimleri

Noktasal bir fonksiyon olarak tanımlanan ve detayları bir önceki bölümde verilen ekserji yoğunluğu ile özgül ekserjinin yüksek, orta ve alçak basınç türbinlerine ait kademelerin giriş ve çıkışlarındaki değişimleri Şekil 3.4'te verilmektedir. Grafiklerin solunda yer alan x ekseninden koyu siyah renkle gösterilen özgül ekserji değerleri okunurken grafiklerin sağında yer alan x ekseninden koyu mavi renkle gösterilen ekserji yoğunluğu değerleri okunmaktadır. Hem ekserji yoğunluğu hem de özgül ekserji değerleri basamak sayısı arttıkça lineere yakın bir azalış göstermektedir.



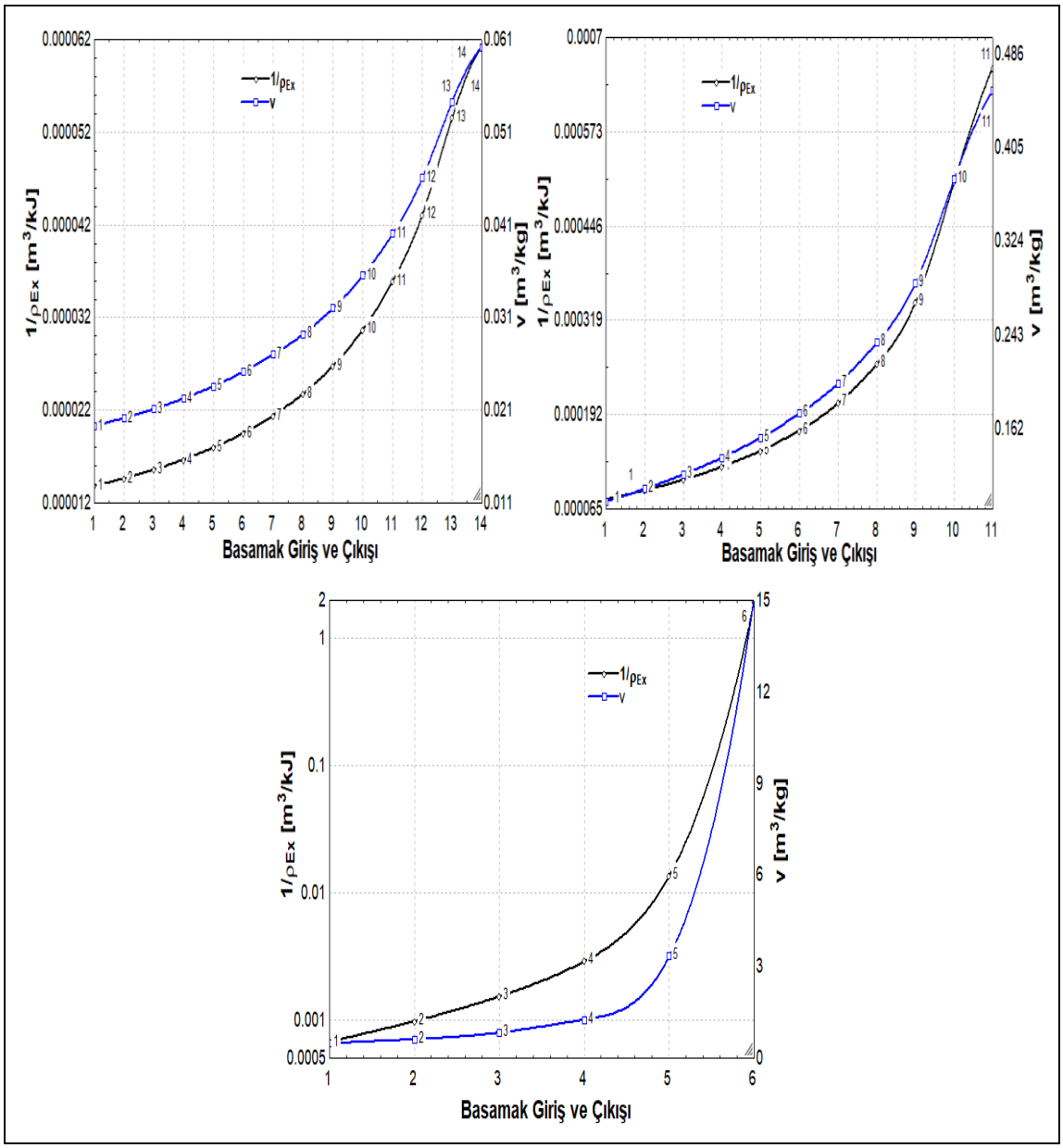
Şekil 3. 4 Türbinlerin kademe sayısına göre özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu değişimleri

Yukarıda açıklanan grafiklere ek olarak her bir türbindeki özgül hacim ve ekserji yoğunluğu değişimlerinin kademelere göre değişimi Şekil 3.5'te verilmiştir. Grafiklerin solunda yer alan dikey eksen ile koyu siyah renkle gösterilen eğrilerden özgül hacim değerleri okunurken grafiklerin sağında yer alan dikey eksen ile koyu mavi renkli eğrilerden özgül ekserji değerleri okunmaktadır. Grafikten ve önceki yorumlardan da görüleceği üzere ekserji yoğunluğu değerleri lineer bir karakteristik ile azalırken özgül hacim değerleri üstel bir karakteristik ile artış göstermektedir yani türbinin boyutu üstel olarak artarken kapasitesi lineer artmaktadır.



Şekil 3. 5 Türbinlerin kademe sayısına göre özgül hacim ve ekserji yoğunluğu değişimleri

Birim hacim başına ekserji değeri olarak tanımladığımız ekserji yoğunluğunun (kJ/m^3) tersi ifadesi de yani birim ekserji değeri başına hacim değerinin (m^3/kJ) türbin kademelerindeki değişimi Şekil 3.6'da gösterilmektedir. Grafiklerdeki değişimlere bakıldığıdında özgül hacim ile $1/\rho_{Ex}$ arasında artış karakteristiği yönünden oldukça benzer bir ilişki vardır. Bu da ekserji yoğunluğu özelliğinin hacim ya da boyut analizlerinde kullanılabilecek bir kriter olabileceğini göstermektedir.



Şekil 3. 6 Türbinlerin kademe sayısına göre özgül hacim ve ekserji yoğunluğunun tersinin değişimleri

İncelenen türbinlerin ilk ve son basamaklarındaki özgül hacim, özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu değerleri ile bu değerlerin türbin girişinden çıkışına doğru değişimleri Çizelge 3.1'de verilmektedir. Çizelgede yer alan negatif işaretler değerlerdeki azalmayı ifade etmektedir.

Giriş ve çıkış şartları dikkate alındığında HPT'de yaklaşık olarak %30'luk bir ekserji düşüşüne karşılık %211'lik bir boyut artışı, IPT'de ise yaklaşık olarak %46'lık bir ekserji düşüşüne karşılık %358'lik bir boyut artışı gözlemlenirken LPT'de ekserji değeri neredeyse sıfıra inerken boyut 31 kat artmaktadır. Bu değişimlere bağlı olarak birim

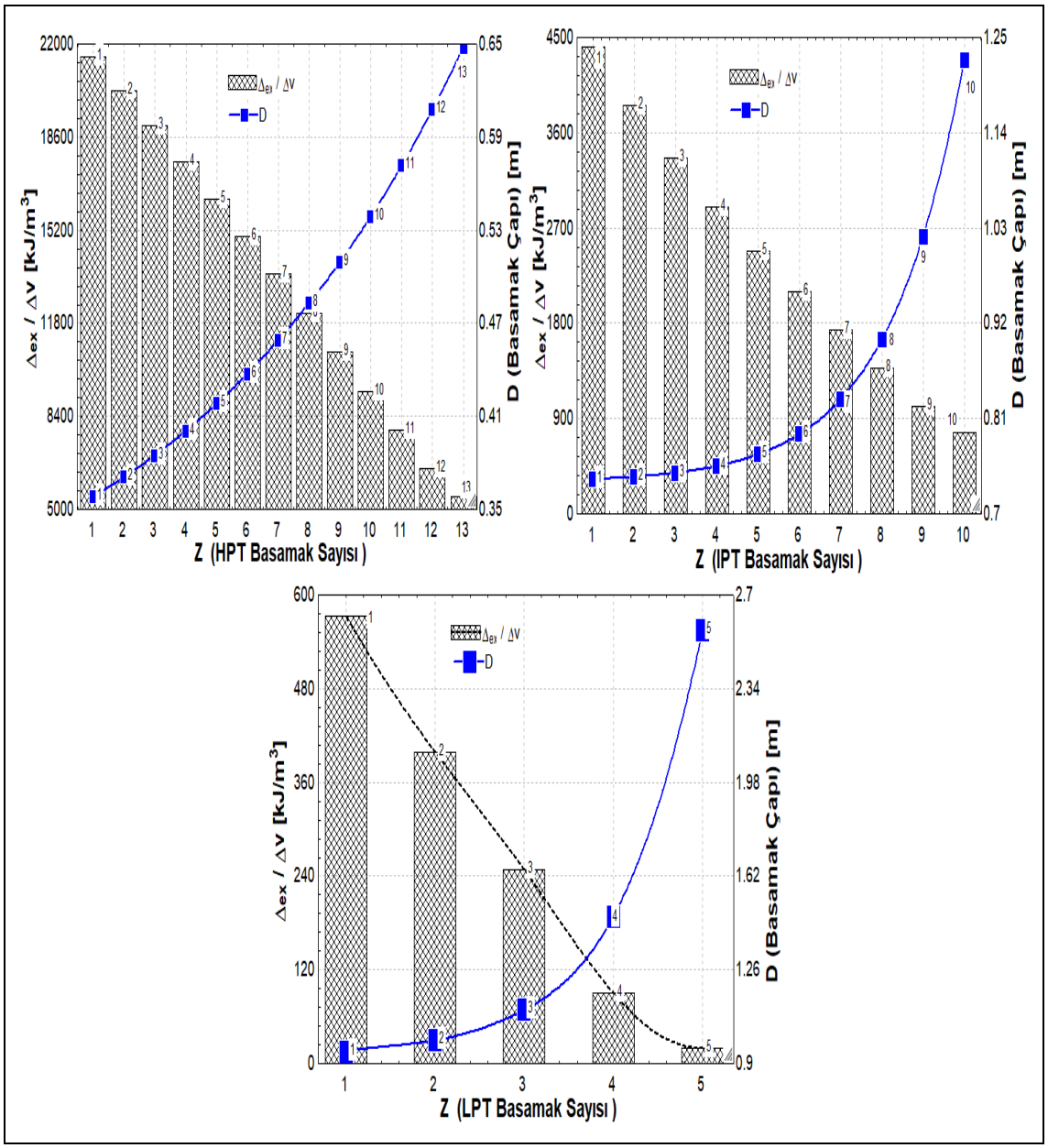
hacmin iş yapabilme kapasitesinin göstergesi olan ekserji yoğunluğu değerlerinin HPT'de %77, IPT'de %88 ve LPT'de ise %100'e yakın azaldığı görülmektedir.

Çizelge 3. 1 Türbin kademelerindeki fiziksel değişimler

Türbin	v_{in}	v_{out}	Δv	ex_{in}	ex_{out}	Δex	$\rho_{Ex,in}$	$\rho_{Ex,out}$	$\Delta\rho_{Ex}$
	m^3/kg		(%)	kJ/kg		(%)	kJ/ m^3		(%)
HPT	0.019	0.060	211.9	1395	981.4	-29.6	72352	16320	-77.44
IPT	0.099	0.454	358.5	1273	689	-45.9	12851	1517	-88.20
LPT	0.472	15.10	3102	704.7	7.8	-98.9	1495	0.514	-99.97

Yüksek, orta ve alçak basınç türbinlerinde birim hacim değişimi başına ortaya çıkan ekserji miktarının ve tekerlek çapı değerlerinin kademeler boyunca değişimi Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Yüksek basınç türbinine ait birim hacim değişimi başına ortaya çıkan ekserji miktarı türbin girişinden çıkışına kadar %75 civarlarında azalırken çap değeri de yaklaşık olarak %50 artmıştır. Orta basınç türbininde ise birim hacim değişimi başına ortaya çıkan ekserji miktarı değerindeki azalma %80 civarlarında olurken çap değerindeki artış miktarı da yaklaşık olarak %60 civarında olmuştur. Alçak basınç türbininde ise birim hacim değişimi başına ortaya çıkan ekserji miktarı %80 civarında azalırken kademe çaplarındaki artış da %300'e yaklaşmaktadır.

Birim hacim değişimi başına en fazla ekserji değişimi ya da buhar türbini özelinde düşünürsek ekserji üretiminin en fazla yüksek basınç türbininde daha sonra sırasıyla orta ve alçak basınç türbinlerinde gerçekleştiği grafiklerden açıkça görülebilmektedir. Başka bir ifadeyle aynı ekserji çıktısı için gerekli olan hacim gereksinimi en az yüksek basınç türbininde daha sonrada orta ve alçak basınç türbinlerinde olacaktır. Yine bununla birlikte yüksek basınç türbininde meydana gelecek kayıplara karşılık gelecek eş değer boyutlar diğer türbin tiplerinde daha da büyük olacağı için yüksek basınç türbinlerinde meydana gelen kayıpların önlenmesi ya da azaltılması hem ekonomik hem de performans açısından daha fazla önem taşımaktadır.



Şekil 3. 7 Türbinlerin kademe sayısına göre çap ve birim hacim değişimi başına ekserji üretimi değişimleri

3.4 Ekserji ve Ekserji Yoğunluğunun Türbin Maliyeti ile İlişkisi

Buhar türbinlerinin boyut ve performans ilişkisi kademe çapı, ekserji yoğunluğu ve birim hacim değişimi başına ortaya çıkan ekserji miktarı kapsamında Bölüm 3.3'te ele alınmıştı. Her bir türbin kademesine ait tekerlek çapı ile kademenin giriş ve çıkış koşullarına karşılık gelen ekserji yoğunluğu ve dolayısıyla ortalama ekserji yoğunluğu değerleri arasında bir ilişki mevcuttur. Bu ilişki Bölüm 2.3'te açıklandığı şekliyle Denklem 3.11'deki gibi verilmiştir.

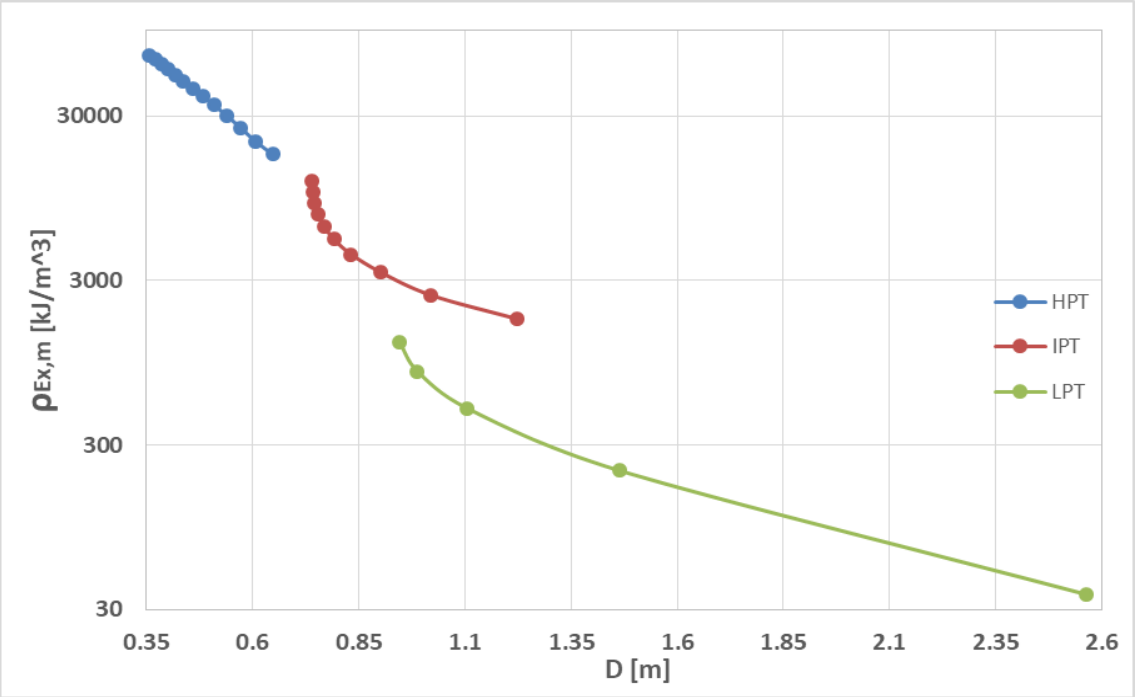
$$\rho_{Ex,m} = \frac{\int_{s_i}^{s_{i+1}} \rho_{Ex} \cdot ds}{s_{i+1} - s_i} \tag{3.11}$$

Denklemde yer alan alt indis i kademe giriş ve çıkış noktalarını ifade ederken, s özgül entropiyi, ρ_{Ex} ekserji yoğunluğunu ifade etmektedir.

Noktasal bir özellik olarak tanımlanan ve maddenin boyut ve performansı hakkında bilgi veren ekserji yoğunluğu (ρ_{Ex}) ile buradan yola çıkılarak tanımlanan ortalama ekserji yoğunluğu ($\rho_{Ex,m}$) kriterleri türbin kademe sayısı ve ortalama kademe çapının bir fonksiyonu olarak ifade edilebilmektedir.

Denklem 3.11 yardımıyla elde edilen Şekil 3.8'de her bir kademeye karşılık gelen ortalama ekserji yoğunluğu (logaritmik ölçekte) değerleri kJ/m^3 cinsinden dikey eksende, metre cinsinden kademe çapı değerleri ise üst yatay eksende verilmiştir. Kademe sayısı arttıkça ortalama ekserji yoğunluğu ve kademe çapı değerleri azalmaktadır. Dolayısıyla tek bir türbin için, kademe sayısı (Z) arttıkça o türbine ait ortalama kademe çapı (D_m) değeri azalacaktır. Bu ilişki Denklem 3.12'de görülebilmektedir.

Şekil 3.8'de yer alan eğriler üzerindeki her bir nokta bir türbin kademesine karşılık gelmektedir. Mavi renkle gösterilen yüksek basınç türbini için 1'den 13'e, kırmızı renkle gösterilen orta basınç türbini için 1'den 10'a ve yeşil renkle gösterilen alçak basınç türbini için ise 1'den 5'e doğru artmaktadır.



Şekil 3. 8 Türbinlerin kademe sayısına göre çap ve ortalama ekserji yoğunluğu değişimleri

Bu bağlamda buhar türbinlerinin maliyetinin teorik olarak belirlenmesi için maliyet, kademe sayısı (Z), ortalama kademe çapı (D_m), ekonomik katsayı (k) ve parametrik değişkenlerin (α ve β) bir fonksiyonu olarak Denklem 3.11'deki gibi tanımlanmıştır.

$$C_{st,i} = k \times D_{m,i}^{\alpha} \times Z_i^{\beta} \tag{3.11}$$

Denklemlerde yer alan α ortalama kademe çapının yani ortalama kesit alanın etkisini gösteren bir üs iken β ise kademe sayısının etkisini ifade eden bir üs değeridir. k değişken bir katsayı olup ₺ cinsiden birim kademe sayısı ve çap değerine (TL/m.Basamak Sayısı) karşılık gelmektedir. k, α ve β değerleri ülkeden ülkeye ve kullanılan teknolojiye göre farklılık gösterebilmektedir.

Denklemlerde yer alan ortalama kademe çapı (D_m) ise Denklem 3.12'deki gibi sürtünme katsayısının (μ), hız oranının (κ), kayıp katsayısının (ϕ), toplam teorik ısı düşüşünün (H_t), kademe sayısının (Z) ve devir sayısının (n) fonksiyonu olarak ifade edilmektedir.

$$D_{m,i} = \sqrt{7200 \times \mu \times \kappa^2 \times \phi^2 \times Ht_i \times \frac{1000}{(\pi^2 \times Z_i \times n^2)}} \tag{3.12}$$

Kademe sayısı (Z), Denklem 3.12'de yer alan türbin tipine göre sabit olan değerler (c) ve ortalama kademe çapı cinsinden (D_m) Denklem 3.13'deki gibi elde edilir.

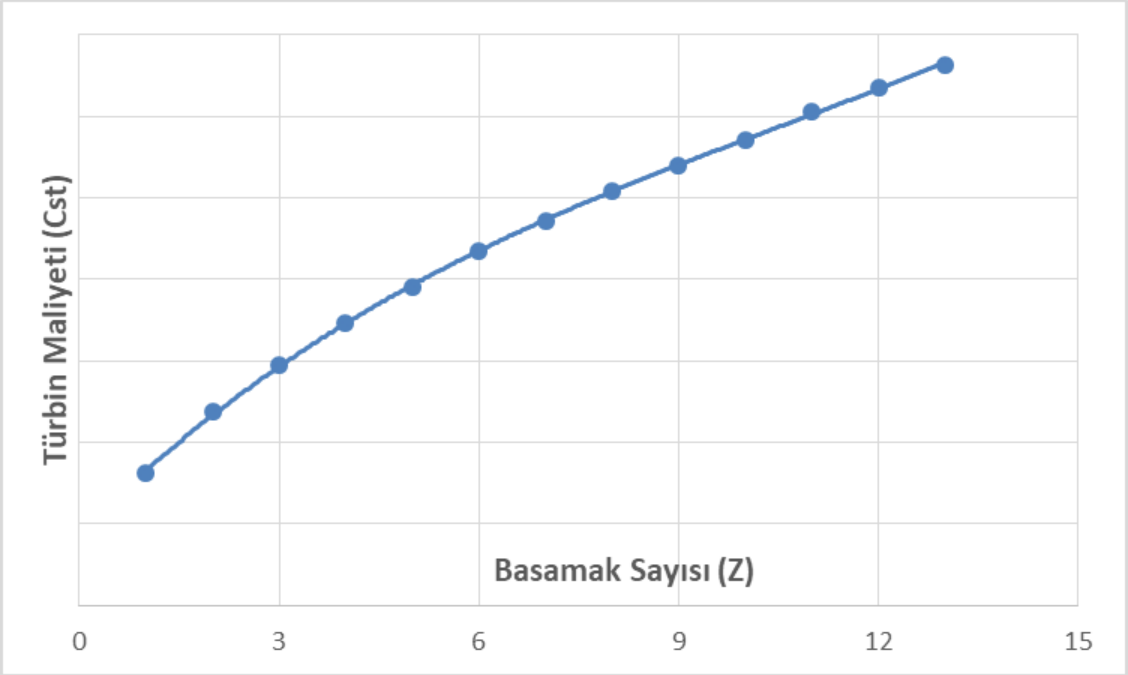
$$Z=\frac{c}{D_m^{\,2}} \tag{3.13}$$

Denklem 3.13'ün Denklem 3.11'de yerine yazılması ile türbin maliyeti ortalama kademe çapının, türbin sabitlerinin ve ekonomik katsayının fonksiyonu olarak Denklem 3.14a'daki gibi elde edilmektedir. Denklem 3.14a, kademe sayısı cinsinden ise Denklem 3.14b'deki gibi ifade edilebilmektedir.

$$C_{st}=k\times c\times\frac{D_m^{\,\alpha}}{D_m^{\,2\beta}} \tag{3.14a}$$

$$C_{st}=k\times\sqrt{c}\times\frac{Z^{\beta}}{Z^{2\alpha}} \tag{3.14b}$$

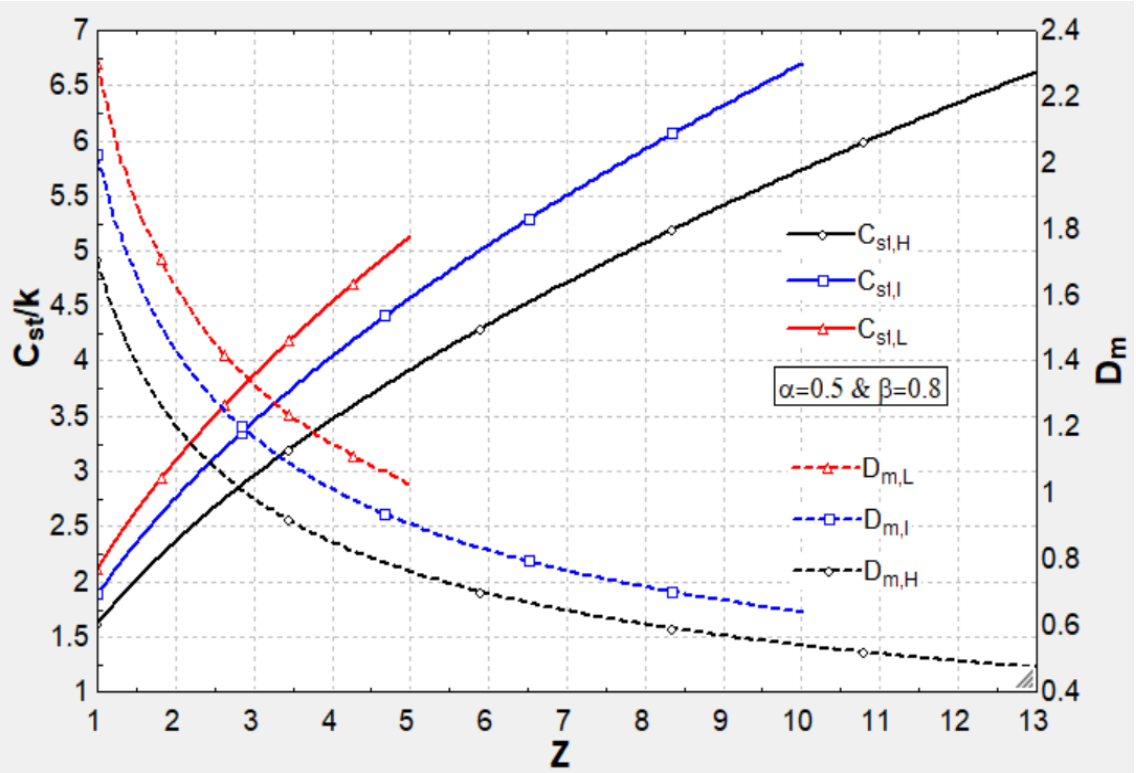
Denklem 3.14a veya Denklem 3.14b yardımıyla hesaplanabilen ve türbin kademe sayısının yatırım maliyeti üzerindekisinin genel karakteristiği Şekil 3.9'da verilmiştir.



Şekil 3. 9 Türbinlerin kademe sayısına göre maliyet değişimi karakteristiği

Yukarıda verilen denklemler ile Şekil 3.8-3.9 birlikte ele alındığında ekserji yoğunluğuna ait değerlerin türbinlerin yatırım maliyeti hakkında bir fikir verebildiği görülmüştür.

Farklı teorik entalpi düşüşü değerlerine ve farklı türbin kademe sayılarına göre sabit bir α (0.5) ve sabit bir β (0.8) değeri için detayları Bölüm 3.3 ve 3.4'te verilen Çan Termik Santralinde yer alan üç farklı türbin tipi için maliyet değerlerindeki değişime ait bir yaklaşım Şekil 3.10'da verilmiştir. Bu eğriler yardımı ile çalışma aralığı belirlenmiş bir türbinin yaklaşık olarak boyutu ile maliyeti arsında bir ilişki kurabilmek mümkündür.

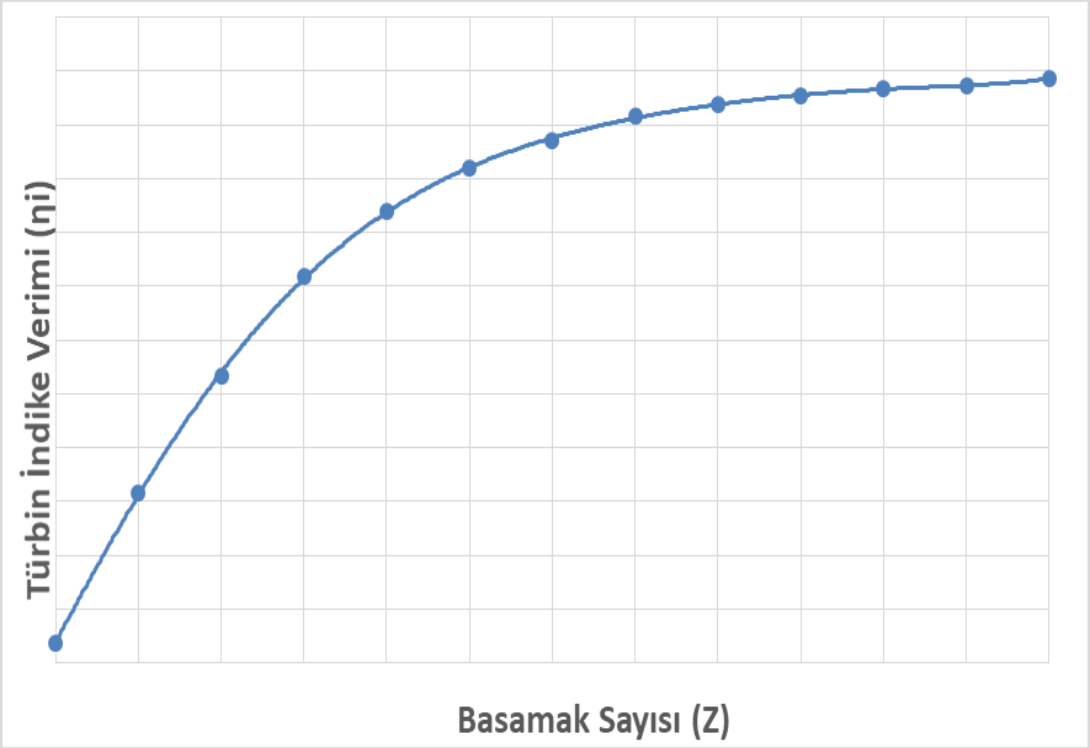


Şekil 3. 10 Türbinlerin kademe sayısına göre ortalama çap ve maliyet değişimleri

Örnek olarak vermek gerekirse yüksek basınç türbininde kademe sayısı arttıkça maliyetler başlangıçta hızla artmakta ve ardından da yavaşlayarak artarak maksimum noktaya ulaştıktan azalmaktadır. Ancak buna karşılık ortalama kademe çapı ve dolayısıyla türbin çıkış kesit alanı sürekli azalmaktadır ki burada karşımıza maksimum iç verime ulaştıracak en uygun boyut ve maliyetin belirleneceği bir optimizasyon problemi çıkmaktadır. Şekil 3.5, Şekil 3.7-3.9 ile yukarıdaki teori birlikte düşünüldüğünde optimal basamak sayısının belirlenmesine doğru genişletilebilir.

Basamak sayısının türbin boyutları ve maliyeti üzerinde etkisi olduğu kadar türbin indike verimi (η_i) üzerinde de etkisi vardır. Bir başka deyişle türbin indike verimi basamak sayısı ve ortalama kademe çapının fonksiyonu olarak tanımlanabilir. Basamak

sayısının artmasıyla birlikte türbin çapları azalırken maliyetler ve türbin indike verimleri artmaktadır. Türbin kademe sayısının indike verim üzerindeki etkileri Şekil 3.11'de görülmektedir [122].

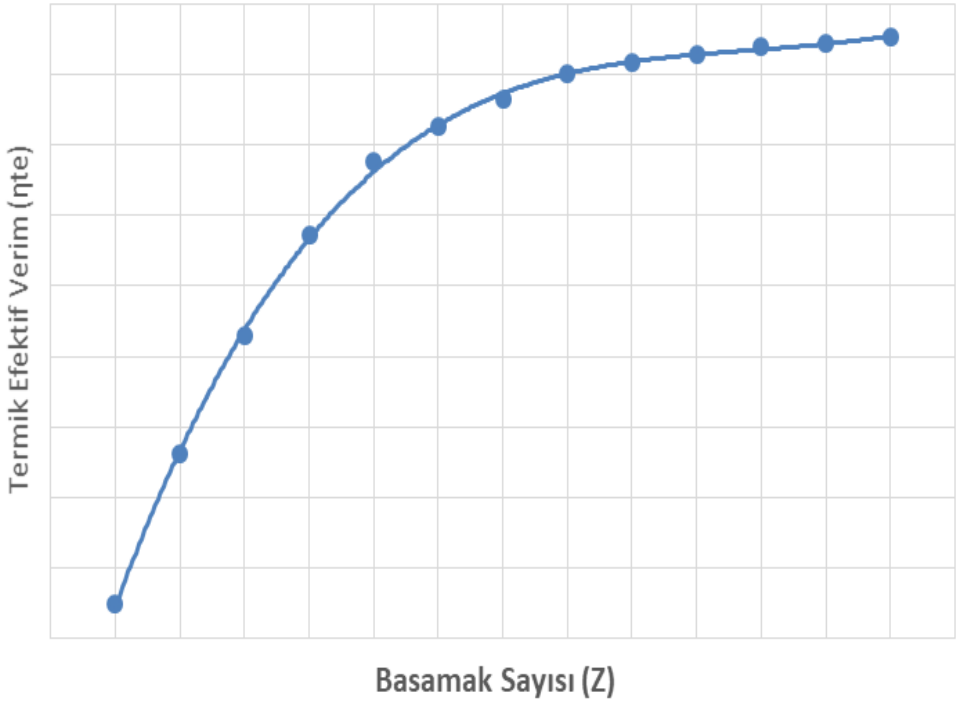


Şekil 3. 11 Kademe sayısına göre türbin indike verimlerinin değişimi [122]

Yakıt tüketiminde etkili parametrelerden birisi olan termik efektif verim (η_{te}), Denklem 3.15'te yer aldığı şekliyle mekanik verimin, teorik termik verimin ve indike verimin bir fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır. Dolayısıyla termik efektif verim de kadem sayısı ve ortalama kademe çapının bir fonksiyonu olarak ifade edilebilir.

$$\eta_{te} = \eta_m \times \eta_{tt} \times \eta_i \tag{3.15}$$

Türbin kademe sayısının termik efektif verim üzerindeki etkisi Şekil 3.12'de görülmektedir. Gerek türbin indike verimi gerekse termik efektif verim ile basamak sayısı arasında üstel bir ilişki mevcuttur.



Şekil 3. 12 Kademe sayısına göre termik efektif verimin değişimi

Yıllık yakıt maliyeti gücün, kullanma katsayısının, alt ısıl değerin, termik efektif verimin ve yakıt fiyatının bir fonksiyonu olarak Denklem 3.16'daki gibi ifade edilebilir. Bunula birlikte buhar türbini maliyeti de yıllık olarka Denklem 3.17'deki gibi ifade edilebilir.

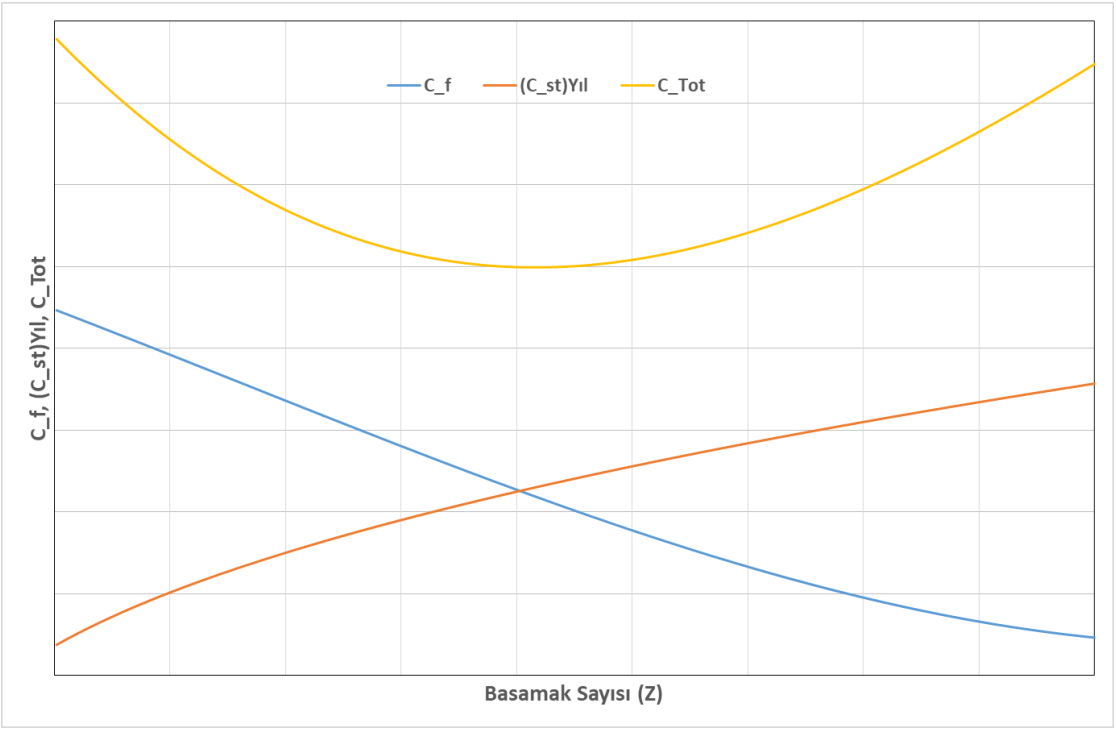
$$C_f = \frac{3600 \times 8760 \times n_k \times N_e}{H_u \times \eta_{te}} \times F \tag{3.16}$$

$$(C_{st})_{Yıl} = C_{st} \times AF \tag{3.17}$$

Denklemde yer alan n_k kullanma faktörünü, N_e efektif gücü, F birim kg ya da m^3 başına yakıt fiyatını, Hu kJ/kg cinsinden yakıtın alt ısıl değerini, η_{te} de termik efektif verimi ve AF ise amortisman faktörünü ifade etmektedir.

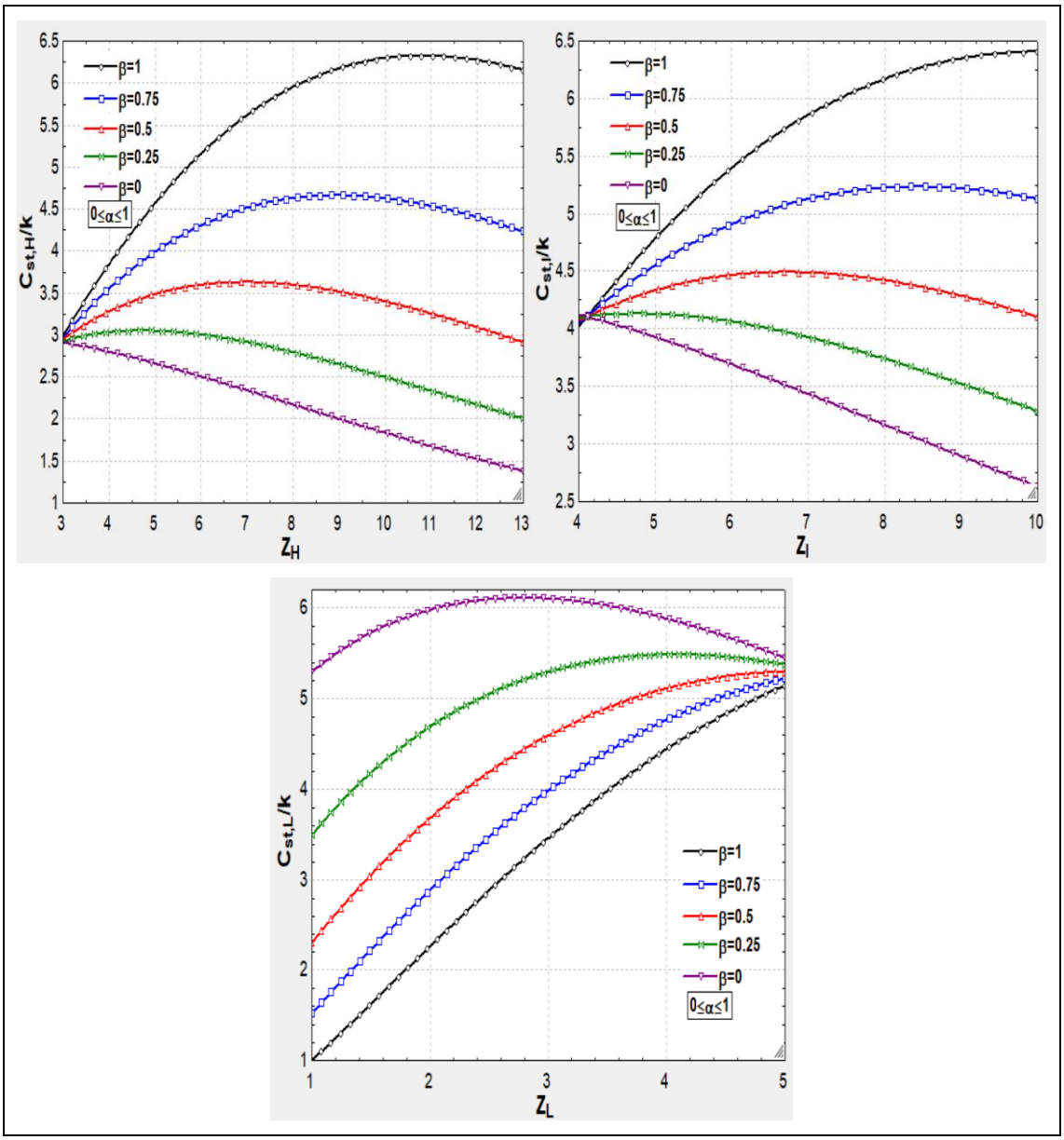
Basamak sayısının yıllık yakıt maliyeti (C_f) ve yıllık ilk yatırım maliyeti ($(C_{st})_{Yıl}$) üzerindeki etkileri Şekil 3.13'te görülebilmektedir. İlk yatırım maliyetinin minimum olduğu tek kademeli bir türbinin olduğu tesisteki yakıt maliyeti ve boyutları maksimum olmaktadır. Bunun yanında kademe sayısı arttıkça ilk yatırım maliyeti üstel bir şekilde artarken yakıt maliyeti ve boyutlar üstel bir şekilde azalmaktadır. Bu noktada boyut, maliyet ve

performansı aynı anda hesaba katarak optimum türbin basamak sayısının belirlenmesi gerekmektedir.



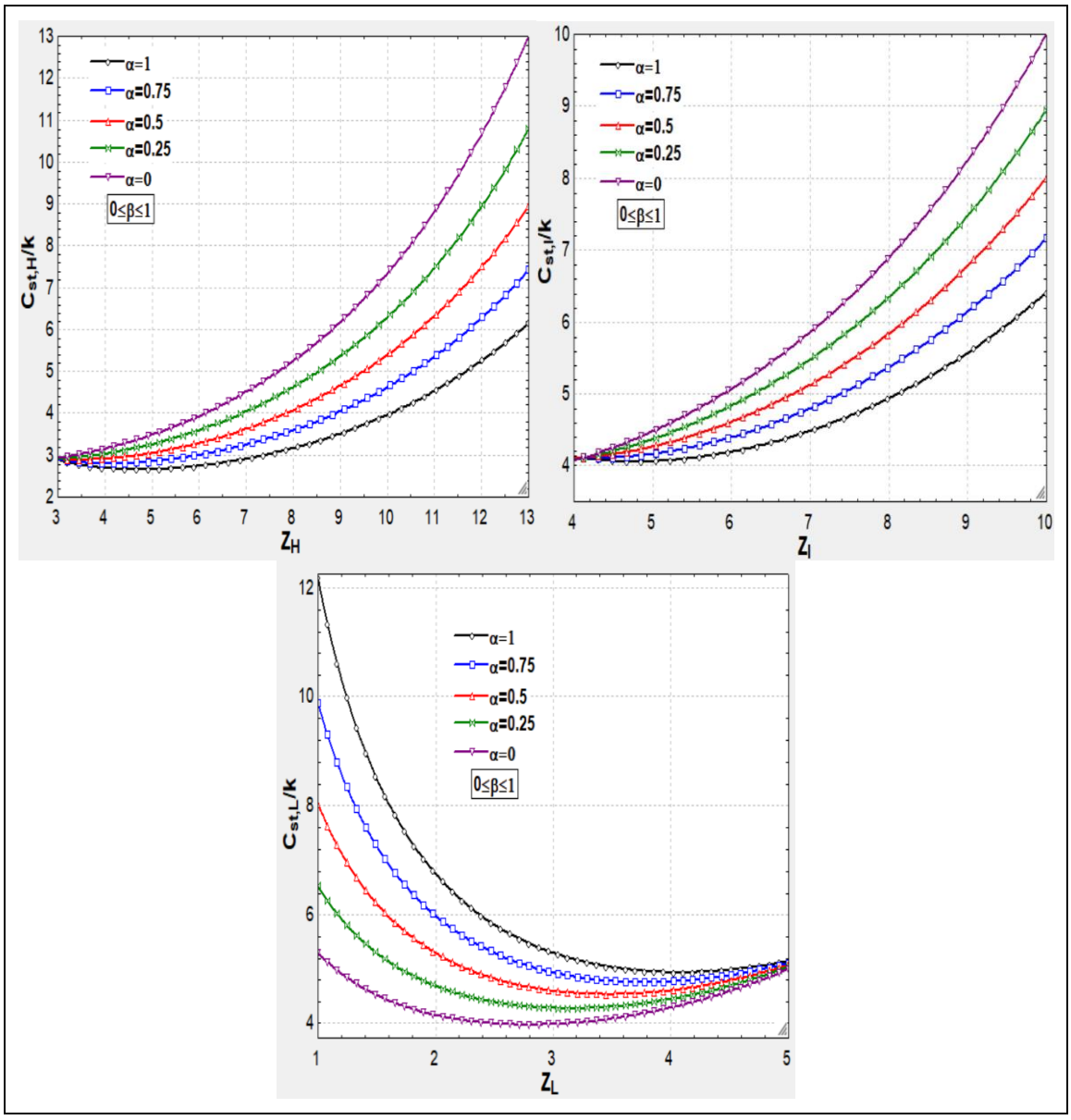
Şekil 3. 13 Kademe sayısına göre yıllık yakıt maliyetinin ve yıllık ilk yatırım maliyetinin değişimi

Farklı basınç aralıklarında çalışan türbinler için 0 ile 1 arasında değişen α değerlerine karşılık farklı β katsayılarının maliyet üzerindeki etkileri Şekil 3.14'te görülmektedir. β katsayılarının artması yani maliyet içeresinde kademe sayısının etkisinin artması ile eğriler giderek lineer bir karakteristiğe sahip olmaktadır. Türbin kademelerinin bir hareketli ve bir sabit kanat tekerleğinden oluştuğu göz önünde bulundurulursa kademe sayısının maliyet üzerindeki etkisinin ortalama çapın maliyet üzerindeki etkisinden daha fazla olacağı aşikârdır. β değerinin 0 olması yani türbin maliyeti içerisinde kademe sayısının etkisinin olmaması pratikte mümkün olmayan bir durum iken küçük β değerlerinin etkilerinin görülebilmesi açısından analizlere dahil edilmiştir. Buna ek olarak yapılacak saha çalışmaları ile β için daha gerçekçi değerlerin belirlenerek eğrilerin gerçeğe daha yakın bir karakteristiğe sahip olması mümkün olacaktır.



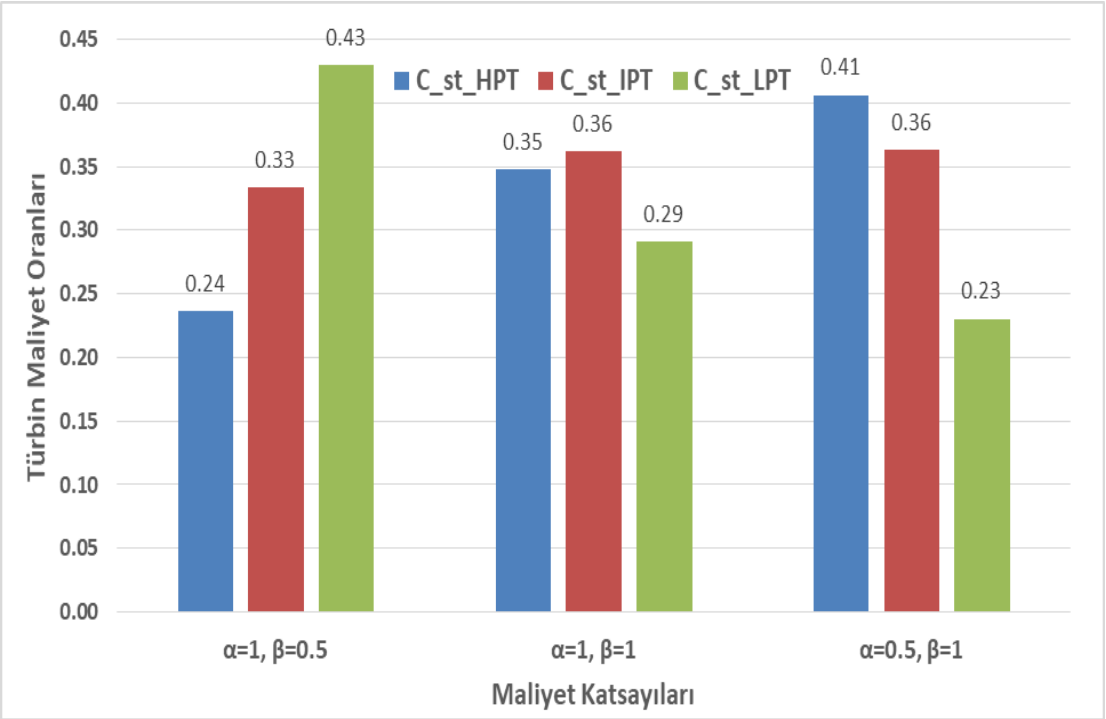
Şekil 3. 14 β değerinin farklı basınç aralıklarında çalışan türbinlerin maliyeti üzerindeki etkileri

0 ile 1 arasında değişen β değerlerine karşılık farklı α katsayılarının maliyet üzerindeki etkileri Şekil 3.15'te görülmektedir. α katsayılarının artması yani maliyet içeresinde ortalama kademe çapının etkisinin artması ile eğriler giderek üstel bir karakteristiğe sahip olmaktadır. α değerinin sıfır olması yani türbin maliyeti içerisinde ortalama kademe çapının etkisinin olmaması aynen β değerinin sıfır olması gibi pratikte mümkün olmayan bir durum iken küçük α değerlerinin etkilerinin görülebilmesi açısından analizlere dahil edilmiştir.



Şekil 3. 15 α değerinin farklı basınç aralıklarında çalışan türbinlerin maliyeti üzerindeki etkileri

Tesisteki her bir buhar türbinine ait maliyetlerin toplam maliyet içerisindeki oranları Şekil 3.16'da verilmiştir. β değerinin artması ile yani kademe sayısının etkisinin artması ile daha fazla kademe sayısına sahip türbinlerin toplam maliyet içerisindeki oranları da artmaktadır. β değerinin 0.5'ten 1'e çıkması durumunda yüksek basınç türbininin maliyet oranı %24'ten %35'e, orta basıncın oranı %33'ten % 36'ya çıkarken alçak basıncın oranı ise %43'ten %24'e düşmektedir. Bunlara ek olarak α değerinin 1'den 0.5'e düşmesi durumunda ise yüksek basınç kısmının maliyetleri yaklaşık olarak %20 artarken orta basınç kısmı neredeyse sabit kalmış ve alçak basınç kısmı da %20 civarında azalmıştır.



Şekil 3. 16 Türbinin yüksek, orta ve alçak basınç kısımlarının toplam maliyet içerisindeki oranlarının α ve β ile değişmesi

3.5 Sonuç

Yapılan bu çalışma ile buhar türbinlerinin tasarımında kullanılması fayda sağlayacak bir yaklaşım geliştirmek amaçlanmıştır. Bu kapsamda ilk olarak ekserji yoğunluğunun türbin tasarımlarında hem performans hem de boyutu karakterize eden kullanışlı bir özellik olduğu gösterilmiştir. Buna ek olarak türbin kademelerinden elde edilebilecek ekserji çıktısı ve kademe hacimleri arasındaki ilişki tanımlanarak hali hazırda çalışmakta olan bir santralin verileri kullanılarak termodinamik ve geometrik hesaplamalar gerçekleştirilmiş ve ardından da önerilen kritere göre analizler yapılmıştır. Yapılan analizler neticesinde özellikle alçak basınç türbinlerinin son kademlerinde gerçekleşen aşırı büyümeye karşılık nerdeyse diğer kademelerle aynı olan teorik entalpi düşüşleri olması nedeni ile o kademelerdeki birim hacim değişimi başına elde edilecek ekserji çıktıları oldukça düşmektedir. Bu bağlamda LPT son kademeleri için klasik tasarımların ötesinde tasarlanacak olan birleşik güç ve ısı sistemleri ile bu olumsuz durumdan faydalanabilmek mümkün olacaktır. Bu kapsamda oldukça büyümüş olan son kademelerden çıktı olarak elektrik elde etmek yerine ısı üreterek daha yüksek performansa sahip ve daha ekonomik tesisler elde edebilmek mümkün olacaktır.

Buhar türbinleri ve genel olarak turbomakineler için ekserji yoğunluğu ve dolayısıyla ekserji değerleri, boyut ve maliyet arasında bir ilişki mevcuttur. Bu ilişki bizlere hem sistem performansı hem boyutları ve hem de maliyeti ile ilgili bir yaklaşım vermektedir. Bu yaklaşım içerisinde yer alan ilgili katsayılar derinlemesine yapılacak olan saha araştırmaları ile belirlendiği takdirde aradaki ilişkinin karakteristiği de daha gerçekçi bir şekilde ortaya çıkacak ve tasarım aşamasında bizlere faydalı bilgiler sunacaktır.

BÖLÜM 4

ORTALAMA ÇEVRİM BASINCI (MCP) / ORTALAMA ÇEVRİM EKSERJİ YOĞUNLUĞU KRİTERİNE GÖRE JOULE-BRAYTON ÇEVRİMİNİN PERFORMANS ANALİZ VE OPTİMİZASYONU

4.1 Giriş

Gaz akışkanların hızlandıkları zaman neler yapabileceğini gösteren Alexdar'ın Hero isimli aletinden Stolze ve Brayton'a ve oradan da modern türbinlerin imal edildiği günümüze kadar olan yüzlerce yıllık süre zarfında teknolojik olarak birçok gelişme yaşanmıştır [123]. Büyük fabrikaların, maden ocaklarının, petrol rafinelerinin, devasa ulaşım araçlarının, orduların ve bununla birlikte hızlı bir şekilde artan nüfusun ihtiyacı olan enerjiyi karşılanması için turbomakinelerin gelişimi doğrudan ve kuvvetli bir şekilde Endüstri Devrimi veya Sanayileşme Çağı ile alakalıydı. Uluslararası Enerji Ajansı'nın öngörüleri 2012 yılında 161 PWh olan birincil kaynaklara göre enerji tüketimi 2040 yılında 239 PWh olacağını göstermektedir [124] ve bu da yeni ve daha büyük kapasiteli termik santrallerin yapılması ile mümkün olabilecektir [125].

Artan enerji talepleri ve daha fazla kar yapma arzusu, daha verimli ve daha küçük termik sistemlerin tasarlanmasını gerektirmektedir. Buna ek olarak, çevre koruma bilincinin artmasıyla birlikte, bilinçli insanlar çevreye daha az zarar veren ürünleri ve sistemleri tercih eder hale geldiler. Bunun yanı sıra, hükümet ve sivil toplum kuruluşları, üreticilerin daha çevre dostu sistem tasarlamalarını teşvik ve zorlama amaçlı yeni yasaları yürürlüğe koymaktadırlar.

Gerçek koşulların ve kayıpların dikkate alındığı şartlarda çalışan ısı makinelerinin performansı üzerinde Carnot tarafından ortaya atılan ve ısı makineleri için ulaşılması imkânsız ancak ideal olan performans çıktılarını temsil eden "Carnot Verimi" [1] temelli birçok çalışma yapılmıştır. Bu kapsamda Odum ve Pinkerton [2], Novikov [3], Curzhon ve Ahlborn [7] ve Chen et al. [16, 17] tarafından verilen şartlarda maksimum güç ve maksimum verim şartlarına ulaşabilmenin yöntemleri araştırılmıştır. Ancak yukarıda bahsi geçen kriterler sistemin performansı hakkında termodinamiğin 1. ve 2. yasalarına göre bilgi verirken sistemin boyutları hakkında bize bilgi verememektedir.

Şahin ve Kodal tarafından [24] literatüre kazandırılan "güç yoğunluğu" kriteri ile ısı makineleri için makine boyutlarının da etkin olduğu yeni bir kriter ortaya atılmıştır. Yaptıkları çalışmada ısı makinesinden elde edilen güç sistemin maksimum hacmine oranlanarak bu değeri maksimum yapan çalışma koşulları belirlenmiş ve sonuçlar literatürdeki diğer sonuçlarla kıyas edilmiştir. Güç yoğunluğu kriteri ile ilgili optimizasyon çalışmaları sonraki yıllarda da devam etmiş ve farklı çevrimler için uygulanmıştır [66, 67]. Tersinir ve tersinmez Carnot ısı makineleri [25–29] ile tersinmez [30–32], içten tersinir [33–35], rejeneratörlü [36–38], ara soğutmalı [39–41] Joule-Brayton çevrimleri için güç yoğunluğu analizleri yapılarak amaç fonksiyonunun maksimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Ancak, güç yoğunluğu bize Termodinamiğin I. Yasası olan enerjinin korunumuna göre güç ve boyut ilişkisini vermektedir.

Daha çevreci sistemlerin tasarlanması bağlamında da birçok araştırmacı ve bilim adamı, termik sistemlerin ekolojik performansını geliştirmek için uzun yıllardır çalışmaktadır. Bu kapsamda 90'lı yıllarda Angulo-Brown [68], sonlu zaman ısı makineleri için çevrimin net işi ile entropi üretiminin farkı olarak tanımlanan Ekolojik Fonksiyon (E) kriterini sundu. Yine benzer şekilde Bejan [126] ve Salamon vd. [127] tarafından da farklı tiplerdeki güç çevrimlerinde maksimum güç ve minimum entropi üretimi ilişkisini veren yaklaşımlar sunulmuştur. Bu amaçla tersinir ve tersinmez Brayton çevrimleri [74–79, 128] için ekolojik fonksiyon temelli optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

2000'lere gelindiğinde ise çevrimin net işinin entropi üretimine oranı olarak tanımlanan Ekolojik Performans Katsayısı (ECOP) Üst vd. [97] tarafından yeni bir performans kriteri olarak sunulmuştur. Ekolojik Performans Katsayısı kriteri temel alınarak sabit ve farklı

kaynak sıcaklıklarına sahip sonlu ısı transferi oranı ve iç tersinmezliklerden dolayı oluşan kayıpların dikkate alındığı tersinmez Brayton çevrimleri [98–100, 102, 103, 129] ile ara ısıtmalı ve ara soğutmalı Brayton çevrimleri [101, 130] için optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Açıkalp ve Yamık [131] ve Açıkalp [132] tarafından Brown'un önerdiği ekolojik fonksiyon ifadesi tersinmez buji ve sıkıştırmalı ateşlemeli motorlar, Rankine, Brayton ve Stirling-Ericsson çevrimli ısı makineleri, ısı pompaları ve soğutma makineleri ile Carnot ısı makineleri için sisteme verilen ısının Carnot verimi ile etkileşimini de dikkate alarak yeni yeni bir kriter tanımlamışlardır. Yukarıdaki kriterlere ek olarak Brayton çevrimi için ekserji temelli yeni bir kriter Tanbay vd. [133] tarafından sunulmuştur.

Bunlara ek olarak gaz türbinli bir kojenerasyon tesisi için sistemin ekserjisinin sistemin maksimum hacmine oranı olan ekserji yoğunluğu kriteri [134–136] ile de gerçekliğe daha yakın bir yaklaşım sunulmuş olsa da bu yaklaşım da sistem boyutlarını tanımlama noktasında eksik kalmaktadır. İkinci yasa analizleri çerçevesinde yapılan çalışmalarla birlikte sistem performansını değerlendirmede ideallikten gerçekliğe doğru bir adım daha atılmış oldu. Ancak bu kriterler bize sistemin performansı ile ilgili bilgiler verirken sistem boyutları ile ilgili herhangi bir bilgi verememektedir.

Çalışmamızın bu kısmında, yeni önerilen ve akışkanın iş yapabilme kapasitesi ve boyutunun bir ölçütü olan Ekserji Yoğunluğu (ρ_{Ex}) temelli Ortalama Çevrim Basıncı (MCP) / Ortalama Çevrim Ekserji Yoğunluğu kriterinde ise sistemin sahip olduğu faydalı enerjinin yani ekserjinin makine ya da sistem boyutları ile olan ilişkisi incelenmektedir. Bu kısımda termik sistemlerin kullanım amaçlarına göre termoekonomik ve termoekolojik yönden optimizasyonu amacıyla sistemin performans ve boyutlarına etkisi en fazla olan parametreler değişken kabul edilerek mukayeseli bir parametrik çalışma gerçekleştirilmiştir. Sistem boyutlarını küçülterek daha verimli hale getirme uğraşında olan turbomakine tasarımcıları bu konuda uzun yıllardan beri çalışma yapmaktadırlar. Bu bağlamda bir klasik bir gaz türbini tesisinde yer alan türbin ve kompresör boyutları ile sistemin enerji üretimini etkileyen farklı hacimsel sıkıştırma oranlarının ve yine türbin boyutları ile buradan üretilecek enerjiyi etkileyen ve malzeme özellikleri ile oldukça ilintili olan farklı sıcaklık oranlarının sistemin

performans ve boyutu üzerindeki etkileri MCP kriterine göre en uygun çalışma koşullarını elde edebilmek üzere incelenmiştir.

4.2 Termodinamik Model

Basınç kayıpsız kapalı tip klasik bir Brayton çevrimi Termodinamiğin I. ve II. yasaları temel alınarak Engineering Equation Solver (EES) [118] programında modellenmiştir. Çevrim izentropik sıkıştırma ve genişleme ile sabit basınçta sisteme ısı giriş ve ısı atımından oluşmaktadır. Çevrimin her bir hal noktasındaki basınç, sıcaklık ve özgül hacim değerleri Çizelge 4.1'deki formüller ile giriş değerleri, hacimsel sıkıştırma oranı ($r=v_1/v_2$), sıcaklık oranı (α) ve izentropik katsayının (k) fonksiyonu olarak hesaplanabilmektedir. Kompresör girişi ile ölü hal koşullarının aynı olduğu kabulü yapılarak sıcaklık 300 K ve basınç da 100 kPa olarak belirlenmiştir. Bununla birlikte sabit basınç özgül ısısı ile ısı kapasitesi katsayısının sıcaklıkla değişmediği yani her bir sıcaklık değerinde tek değeri olduğu kabul edilmiştir.

Çizelge 4. 1 Basınç (P), sıcaklık (T) ve özgül hacim (v) fonksiyonları

m	P (kPa)	T (K)	v (m^3/kg)
1	P_1	T_1	v_1
2	$P_1 \times r^k$	$T_1 \times (1+(r^{(k-1)}-1)/\eta_{i,c})$	$v_1 \times r$
3	$P_1 \times r^k$	$T_1 \times \alpha$	$v_1 \times \alpha \times r^{-k}$
4	P_1	$T_1 \times \alpha \times (1-\eta_{i,e} \times (1-r^{(1-k)}))$	$v_1 \times \alpha \times r^{(1-k)}$

Akışkanın özgül entalpi değerleri Denklem 4.1, türbinde üretilen ve kompresörde tüketilen işlerin farkı çevrimin net işi olarak Denklem 4.2 ve bunlara ek olarak hal noktalarının (i) fiziksel ekserji değerleri de Denklem 4.3'teki gibi tanımlanmış ve hesaplamalar da bu formüllere göre yapılmıştır.

$$h_i = Cp \times T_i \tag{4.1}$$

$$W_{Net} = W_E - W_C \tag{4.2}$$

$$ex_i = \left(h_i - h_0\right) - T_0\left(s_i - s_0\right) \tag{4.3}$$

Denklemlerde yer alan W özgül işi, ex özgül ekserjiyi, C_P sabit basınç özgül ısı kapasitesini, T Kelvin cinsinden sıcaklığı, h özgül entalpiyi, s özgül entropiyi, 0 çevre şartlarını ifade etmektedir.

$$ex_{i-(i+1)} = ex_{i+1} - ex_i \tag{4.4}$$

$$ex_{Net} = ex_{3-4} - ex_{1-2} = ex_E - ex_C \tag{4.5}$$

Çevrimde yer alan proseslerde meydana gelen ekserji değişimi ilgili hal noktalarının farkı şeklinde Denklem 4.4'deki gibi tanımlanmıştır. Klasik Brayton çevriminin net ekserji üretimi genişleme ve sıkıştırma proseslerinde meydana gelen ekserji değişimlerinin farkı olarak Denklem 4.5'teki gibi tanımlanmıştır. Sistemde üretilen ve tüketilen fiziksel ekserji değerlerinin fazla olduğu ve bununla birlikte sistemin performans, boyut ve maliyetine en fazla etki eden türbin ve kompresör ünitelerindeki ekserji değişimlerinin farkı çevrimin net ekserji üretimini verdiği kabulü yapılmıştır.

İçten yanmalı makineler için önerilen çevrimin net gücünün maksimum hacme oranı olan Güç Yoğunluğu (PD) [24] Denklem 4.6'da, çevrimdeki net işin hacim farklarına oranı olan Ortalama Efektif Basınç (MEP) [137] Denklem 4.7'de ve turbomakineler için önerilen Geri İş Oranı (RBW) da Denklem 4.8'de tanımlanmıştır. Denklem 4.6'da yer alan güç yoğunluğunu net iş cinsinden ifade ederek kJ/m^3 cinsinden tanımlayabilmek de mümkündür.

$$MPD = \frac{W_{Net}}{v_{Max}} \tag{4.6}$$

$$MEP = \frac{W_{Net}}{v_{Max} - v_{Min}} \tag{4.7}$$

$$RBW = \frac{W_C}{W_E} \tag{4.8}$$

Denklem 4.9 ile verilen Entropi üretimi, kullandığı temel ısı transferi, akışkanlar mekaniği ve termodinamik prensiplerine göre sonlu zamanlı ve sonlu boyutlu sistemler ile gerçek sistemlerin kıyaslanması açısından oldukça kullanışlı bir yaklaşımdır [138].

$$s_{Gen} = \left(-\frac{Q_H}{T_H} + \frac{Q_L}{T_L} \right) \tag{4.9}$$

Angulo-Brown tarafından önerilen Ekolojik Fonksiyon [68] ile Üst tarafından önerilen Ekolojik Performans Katsayısı kriterleri [97] net iş ve entropi üretiminin fonksiyonu olarak Denklem 4.10 ve Denklem 4.11'te tanımlanmıştır.

$$E = W_{Net} - T_0 . s_{Gen} \tag{4.10}$$

$$ECOP = W_{Net} / T_0 . s_{Gen} \tag{4.11}$$

Denklemlerde yer alan Q_H sisteme T_H sıcaklığında giren ısıyı, Q_L sistemden T_L sıcaklığında atılan ısıyı, W_{Net} net işi, s_{Gen} entropi üretimini ya da sistemdeki tersinmezlikleri ve T_0 ise Kelvin cinsinden ölü hal sıcaklıklarını ifade etmektedir.

Denklem 2.10'da yer alan ve hal noktasının boyutları ve kalitesi hakkında bilgi veren Ekserji Yoğunluğu (ρ_{Ex}) ifadesi özgül ekserjinin özgül hacme oranı olarak tanımlanmıştır. Denklemde yer alan özgül ekserji değerleri, Denklem 4.3 yardımı ile özgül hacim değerleri de Çizelge 4.1'de yer alan formüller yardımı ile hesaplanabilmektedir.

Literatüre kazandırılması amaçlanan ve özellikle turbo makinelerde kompresör ve türbin boyutlarını birlikte dikkate alan ve izentropik genişleme ve izentropik sıkıştırma proseslerinin ekserji farklarının çevrimin maksimum ve minimum hacimlerine oranı olan Ortalama Çevrim Basıncı (MCP) kriteri Denklem 4.13'daki gibi tanımlanmıştır. Maksimum özgül hacmin türbin boyutlarını minimum özgül hacmin de kompresör boyutlarını karakterize ettiği kabul edilmiştir. Analizlerde sıkıştırma ve genişleme proseslerinin izentropik olması durumunda sonuçlar MEP ile aynı olacaktır.

$$MCP = \frac{ex_{Net}}{v_{Max} - v_{Min}} \tag{4.13}$$

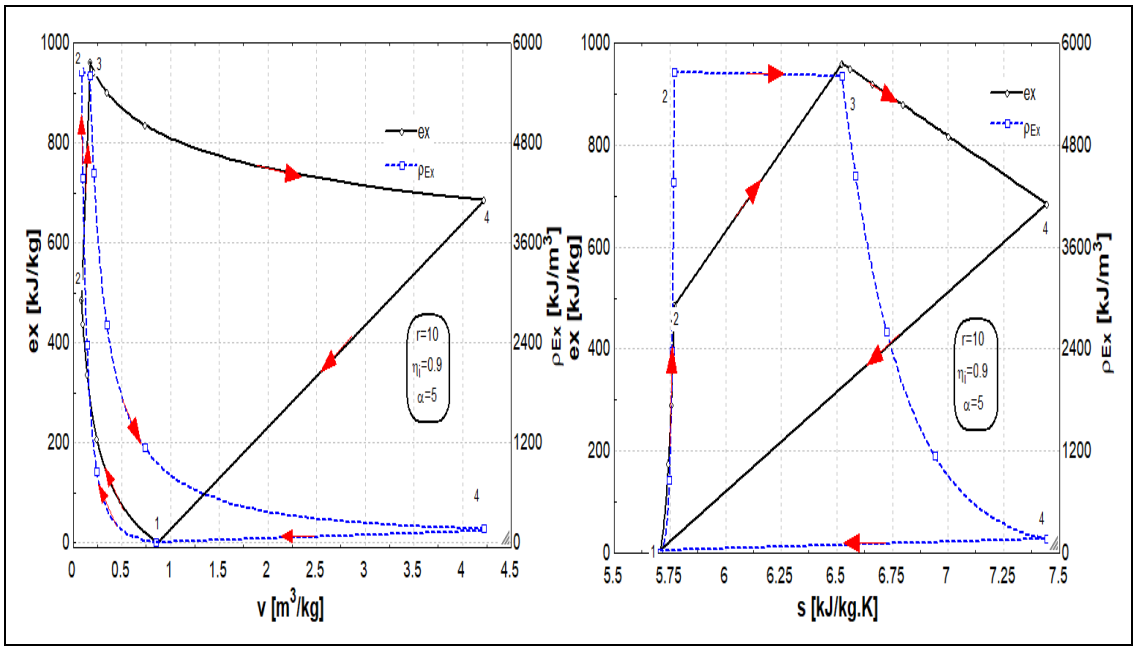
4.3 Bulgular ve Tartışma

Termodinamiğin I. ve II. kanunlarına göre, basınç kayıpsız klasik Brayton çevriminin her bir hal noktası için hesaplanan değerler Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4. 2 Brayton çevrimine ait hal noktalarının fiziksel büyüklükleri

Hal Noktası	P	T	v	h	s	ex	ρ_{Ex}
	kPa	K	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg	kJ/m^3
1	100	300	0.861	301.5	5.706	0	0
2	2512	804	0.0861	808	5.771	487	5656
3	2512	1500	0.1714	1508	6.522	961	5607
4	100	687.4	1.714	690.9	6.664	101.9	59.45

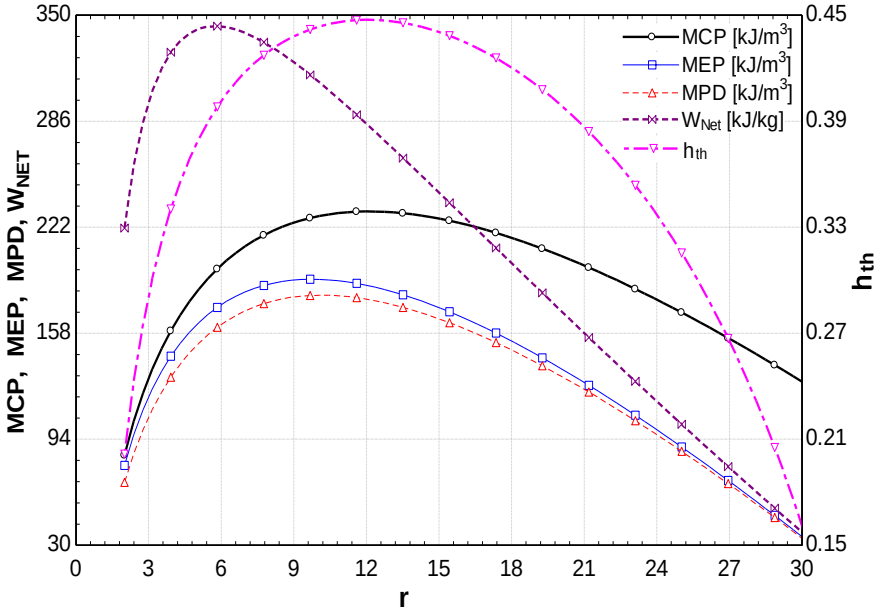
Brayton çevrimi için ekserji yoğunluğunun özgül hacim ve özgül entropi ile özgül ekserjinin özgül hacim ve özgül entropi ile etkileşimleri Şekil 4.1'de verilmiştir. Grafikteki değerler hacimsel sıkıştırma oranının 10, sıcaklık oranının 5 ve izentropik verimin 0.90 olması durumunda elde edilmiştir. Ekserji yoğunluğu ve özgül ekserji değerleri hal noktasının ve/veya çevrimin boyutları ve performansı hakkında bilgi vermektedir.



Şekil 4. 1 Brayton çevrimine ait özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu değerlerinin özgül hacim ve özgül entropi ile olan ilişkisi

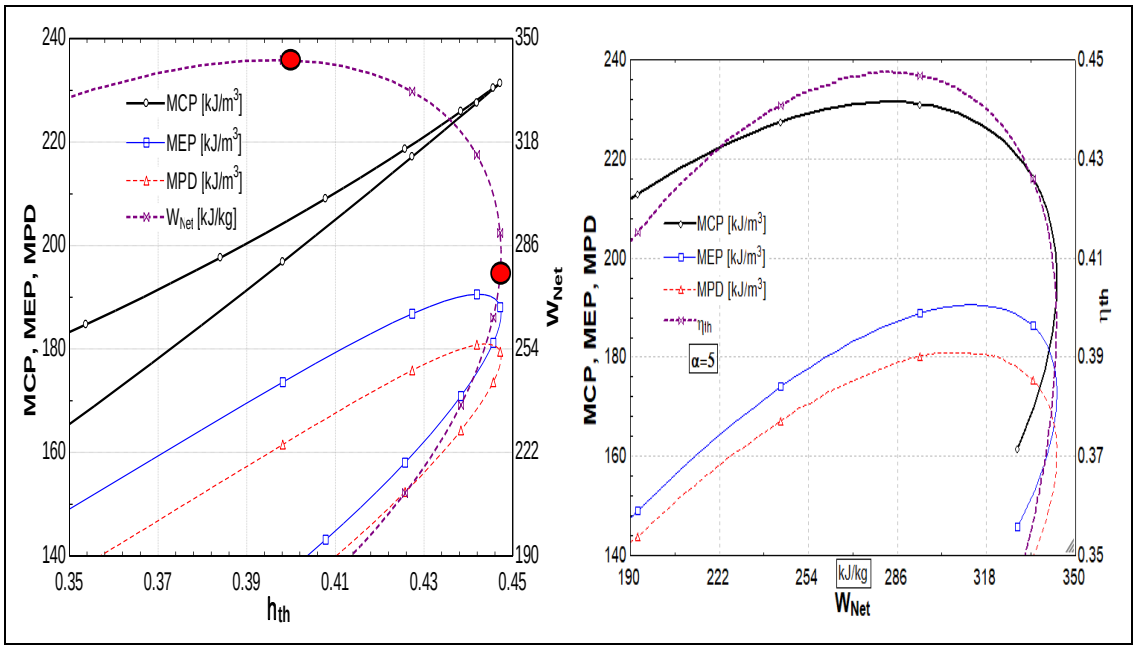
Sabit bir sıcaklık oranı (α) için değişen hacimsel sıkıştırma oranlarının (r) performans kriterleri (MCP, MEP, MPD, W_{Net} ve η_{th}) üzerindeki etkileri Şekil 4.2'de verilmiştir. Brayton çevriminin maksimum MCP ve maksimum termik verim şartlarına karşılık gelen

net iş değerleri, maksimum net iş koşullarına göre %18 civarında daha azdır. Bununla birlikte, maksimum MCP koşullarına karşılık gelen termik verim değeri maksimum net iş koşullarına karşılık gelen termik verim değerinen yaklaşık olarak %15 daha büyüktür. Diğer bir deyişle %15 daha verimli bir sisteme %18 daha az net iş üreten bir sistem tasarımı ile ulaşılabilmektedir. Buna ek olarak maksimum MCP koşullarına karşılık gelen termik verim değerleri maksimum MEP ve MPD koşullarına göre %1-2 daha büyük olurken net iş değerleri yaklaşık olarak %12-13 daha az olmaktadır.



Şekil 4. 2 Hacimsel sıkıştırma oranın çevrim performansı üzerindeki etkileri

Şekil 4.3'te maksimum W_{Net}, MEP, MPD ve MCP koşullarının termik verimi maksimum yaptığı şartlara karşılık gelen net iş değerleri gösterilmiştir. Buna göre sabit bir sıcaklık oranı (5) için maksimum MCP şartlarına karşılık gelen net iş değeri maksimum W_{Net}, maksimum MEP ve maksimum MPD değerlerine karşılık gelen net iş değerlerinden sırasıyla %18, %10 ve %8 daha küçük olduğu görülmektedir. Bunula birlikte, sabit bir sıcaklık oranı ile değişken hacimsel sıkıştırma oranlarında (2-40) parametrik olarak analiz edilen ve maksimum MCP, MEP ve MPD şartlarına karşılık gelen termik verim değerleri yaklaşık olarak sırasıyla %44.8, %44 ve %44.2 olduğu görülmektedir.

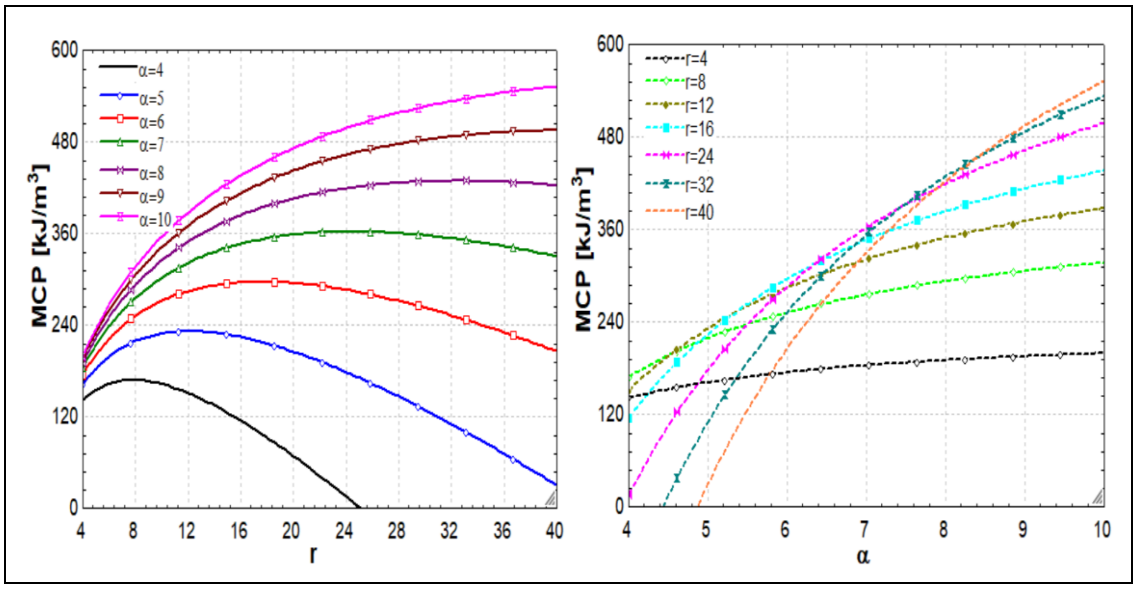


Şekil 4. 3 Performans kriterlerinin η_{th} ve W_{Net} ile olan ilişkisi

Sabit bir sıcaklık oranı için 2 ile 40 arasında değişen hacimsel sıkıştırma oranlarının MCP üzerindeki etkileri ile Sabit bir hacimsel sıkıştırma oranı için 4 ile 10 arasında değişen sıcaklık oranlarının MCP üzerindeki etkileri Şekil 4.4'te verilmiştir.

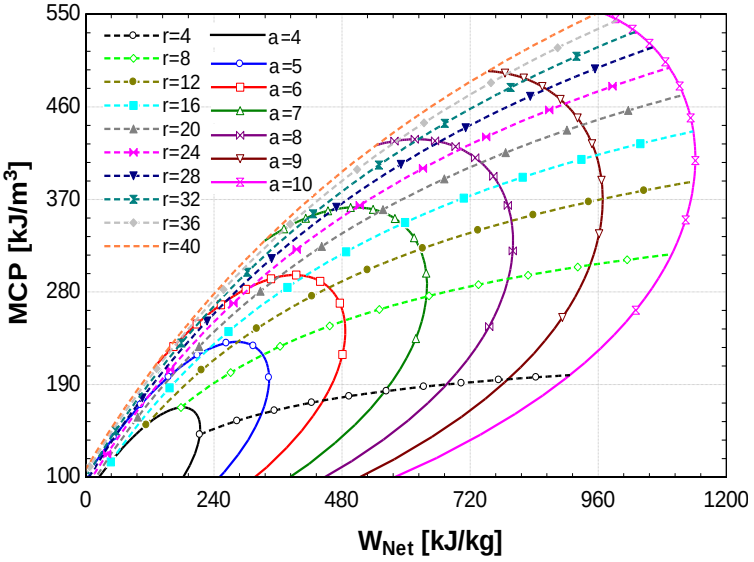
Hacimsel sıkıştırma oranın artmasıyla birlikte MCP değeri de artmış ve yüksek sıcaklık oranlarında bu artış daha da fazla olmuştur. Buna karşılık düşük sıcaklık oranlarında hacimsel sıkıştırma oranının artması MCP değerlerini azaltmaktadır. Sıcaklık değerinin 1200 K'den 1500 K'e çıkması durumunda MCP'yi maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranında %50'lik bir artışa karşılık maksimum MCP değeri yaklaşık olarak %38 artmaktadır. Bu artış oranları sıcaklık oranlarının büyük olması durumunda azalarak artmaktadır.

Sabit bir hacimsel sıkıştırma oranında artan sıcaklık oranları ile birlikte MCP değeri de artarak maksimum değerine ulaşmakta ve ardından da azalmaya başlamaktadır. Yani sabit her bir hacimsel sıkıştırma oranı için MCP'yi maksimum yapan bir sıcaklık oranı bulunmaktadır. MCP'yi maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranları da sıcaklık oranının artması ile artış göstermektedir.



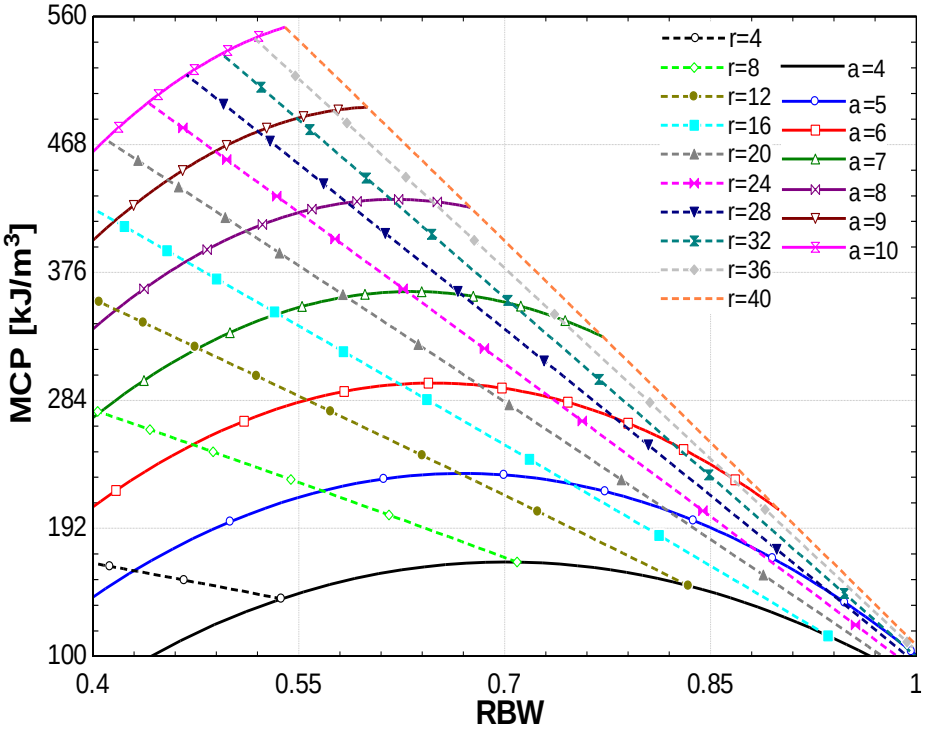
Şekil 4. 4 Hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranlarının MCP üzerindeki etkileri

Sıcaklık oranının 5 yani maksimum sıcaklığın 1500 K olması durumunda MCP ve W_{NET} değerlerini maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranlarının sırasıyla 14 ve 6 olduğu Şekil 4.5'te görülmektedir. Sıcaklık oranının 6'ya çıkması durumunda maksimum W_{NET} değeri yaklaşık olarak %40 artarken maksimum MCP değeri de %28 civarında artış göstermektedir. Maksimum değerlerine ulaşan MCP ve W_{NET} değerlerini bu noktadan sonra hacimsel sıkıştırma oranın artmasıyla azalma eğilimi göstermektedir. Bununla birlikte sabit bir hacimsel sıkıştırma oranında sıcaklık oranlarının 4 ile 10 arasında değiştirilmesi MCP hem de W_{NET} değerlerini arttırmaktadır. Fakat bu artış yüksek sıcaklık oranlarında yavaşlayarak gerçekleşmektedir.



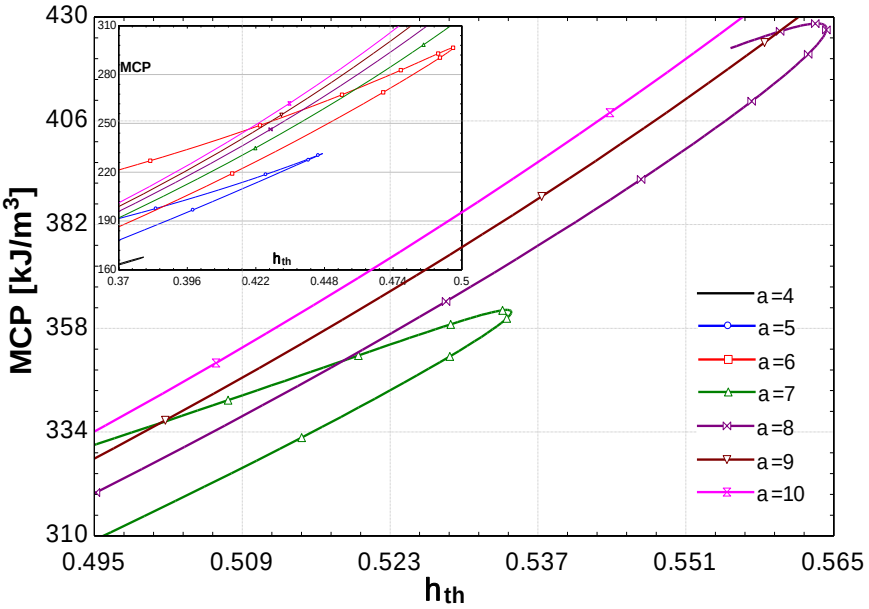
Şekil 4. 5 Hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranlarının MCP ve W_{Net} üzerindeki etkileri

Sabit bir hacimsel sıkıştırma oranı için 4 ile 10 arasında değişen sıcaklık oranlarının RBW'yi lineer olarak azalttığı ve MCP'yi de lineer arttırdığı Şekil 4.6'da görülebilmektedir. Buna karşılık sabit bir sıcaklık oranı için 2 ile 40 arasında değişen hacimsel sıkıştırma oranları MCP'yi maksimum yaparken RBW değerlerini de arttırmaktadır. Bu ve önceki grafiklerde sıcaklık oranın değişmesi sadece W_{NET} ve türbin boyutlarını etkilerken hacimsel sıkıştırma oranının değişmesi ile hem W_{NET} hem türbin hem de kompresör boyutları etkilenmektedir.



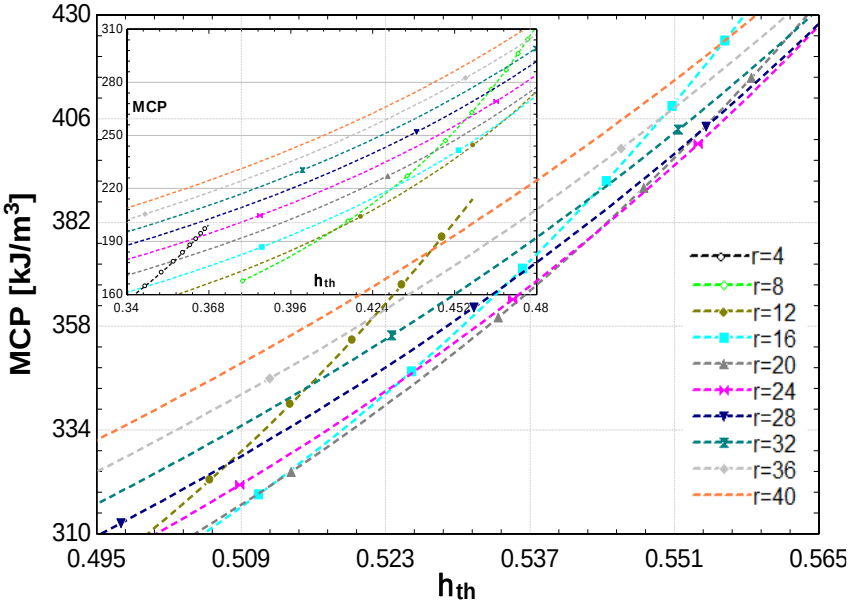
Şekil 4. 6 Hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranlarının MCP ve RBW üzerindeki etkileri

Şekil 4.7'de görüldüğü gibi, sabit sıcaklık oranları için artan hacimsel sıkıştırma oranları, hem MCP'nin hem de termik verimin maksimum değerlerine ulaşmasına neden olmuş, hacimsel sıkıştırma oranının arttırılmaya devam edilmesiyle de azalmıştır. Ayrıca, ulaşılabilen maksimum MCP ve termik verim değerleri sıcaklık oranlarının artmasıyla artmaktadır. Bununla birlikte hem MCP'yi hem de termik verimi maksimum yapan koşullar birbirine çok yakındır.



Şekil 4. 7 Hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranlarının MCP ve η_{th} üzerindeki etkileri

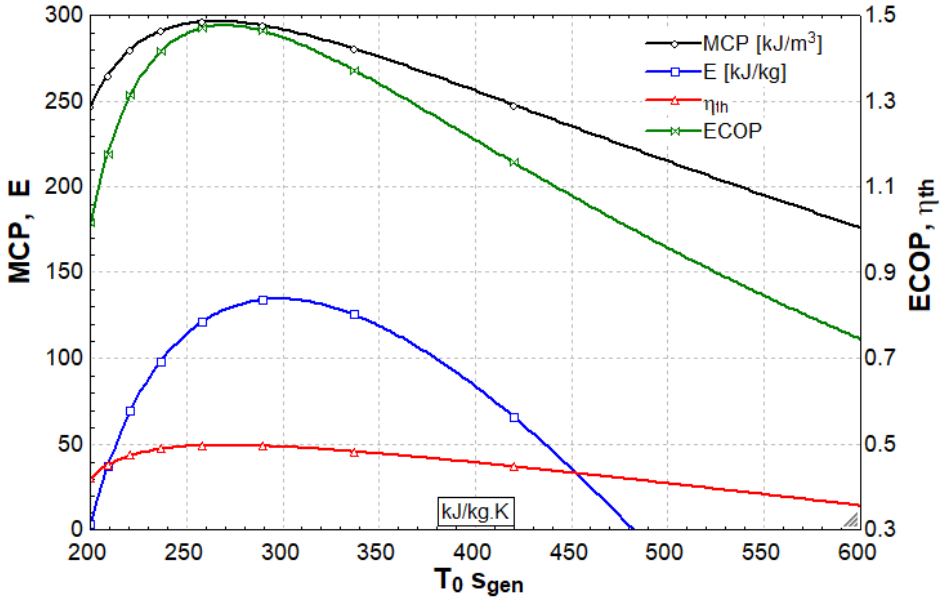
Hacimsel sıkıştırma oranının artmasıyla türbin ve kompresör boyutları artarken, MCP ve termik verim değerlerinin de arttığını Şekil 4.8'de görülebilmektedir. Ayrıca, sabit bir hacimsel sıkıştırma oranında artan sıcaklık oranları hem MCP'nin hem de termik verimliliğin artmasına neden olmuştur. Bununla birlikte, belirli bir noktadan sonra artış hızı yavaşlar.



Şekil 4. 8 Hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranlarının MCP ve η_{th} üzerindeki etkileri

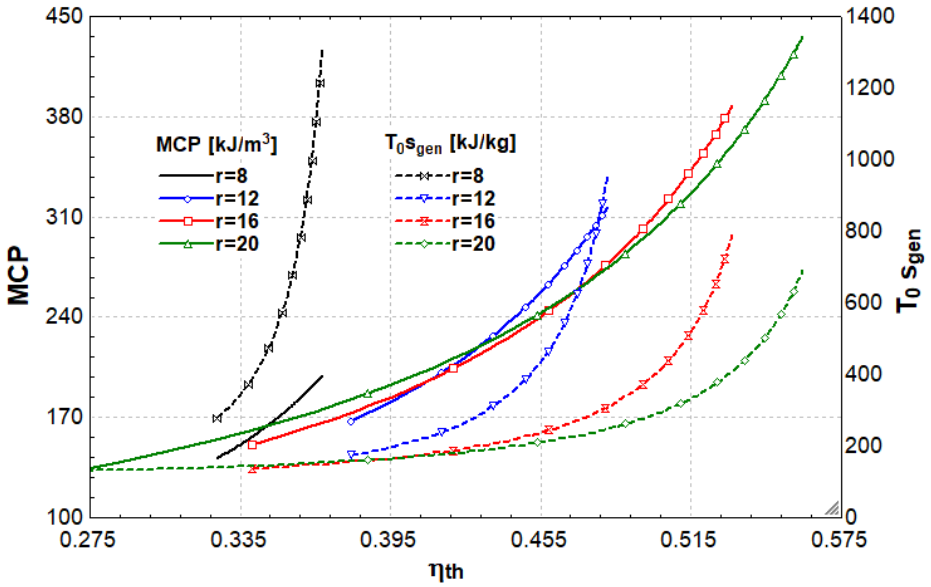
Ekserji yıkımı ile Ortalama Çevrim Basıncı / Ortalama Çevrim Ekserji Yoğunluğu (MCP), Termik Verim (η_{th}), Ekolojik Fonksiyon (E) ve Ekolojik Performans Katsayısı (ECOP)

kriterlerinin ilişkisi Şekil 4.9'da görülebilir. Bu şekil basit bir Brayton çevrimi için, en az tersinmezlik değerinde hangi kriterin tasarım açısından daha iyi olduğunu veya aynı tersinmezlik değerinde sahip olunabilecek en yüksek performansı veren kriter ile ilgili bilgi vermektedir. Örneğin, termik verimi veya ECOP değeri yüksek bir tesis yapmak maliyeti arttırmanın yanında sistemin tersinmezliğini ve boyutlarını da arttıracaktır. Bunun yanında MCP veya E değerlerinin maksimum olduğu noktalarda tasarım yapmak verimden kayba neden olmasına karşılık daha küçük ve daha az tersinmezliğe sahip bir sistemin ortaya çıkmasını sağlayacaktır. Bu noktada kullanım amacımız bizlere hangi kriterin daha uygun olduğu sorusunu cevaplayacaktır.



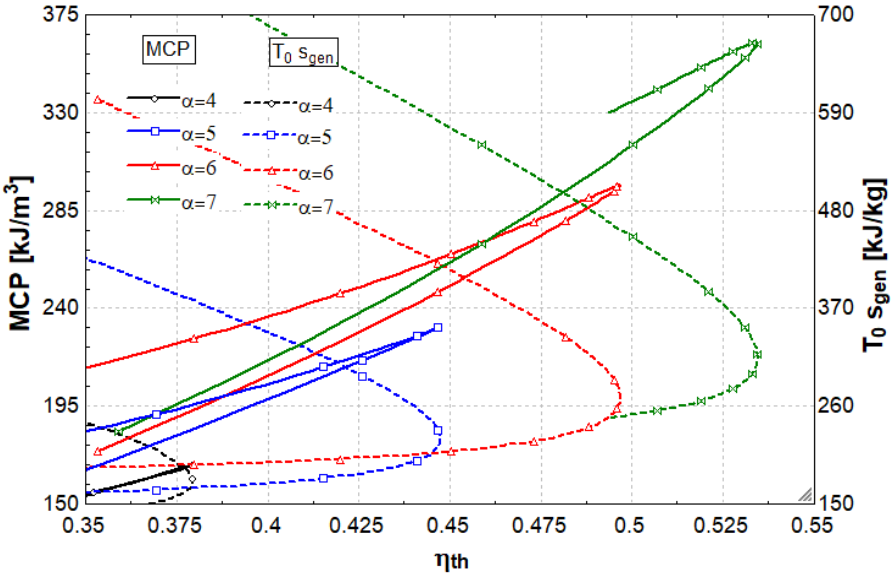
Şekil 4. 9 Performans kriterlerinin $T_0 s_{Gen}$ ile olan ilişkisi

Şekil 4.10'da hacimsel sıkıştırma oranının, MCP ve ekserji yıkımının termik verim ile olan ilişkisi üzerindeki etkisi görülmektedir. Sabit bir hacimsel sıkıştırma oranında sıcaklık oranının değişimi ile ekserji yıkımı ve termik verim arasındaki ilişki üstel bir fonksiyonken MCP ve termik verim arasındaki ilişki lineere yakın üstel bir karakteristiğe sahiptir. Hacimsel sıkıştırma oranın artması maksimum termik verim noktalarını arttırırken maksimum ekserji yıkımı değerini de azaltmaktadır. Bununla birlikte hacimsel sıkıştırma oranın artması ile hem MCP hem de termik verimin maksimum değerlerinde artış olmaktadır.



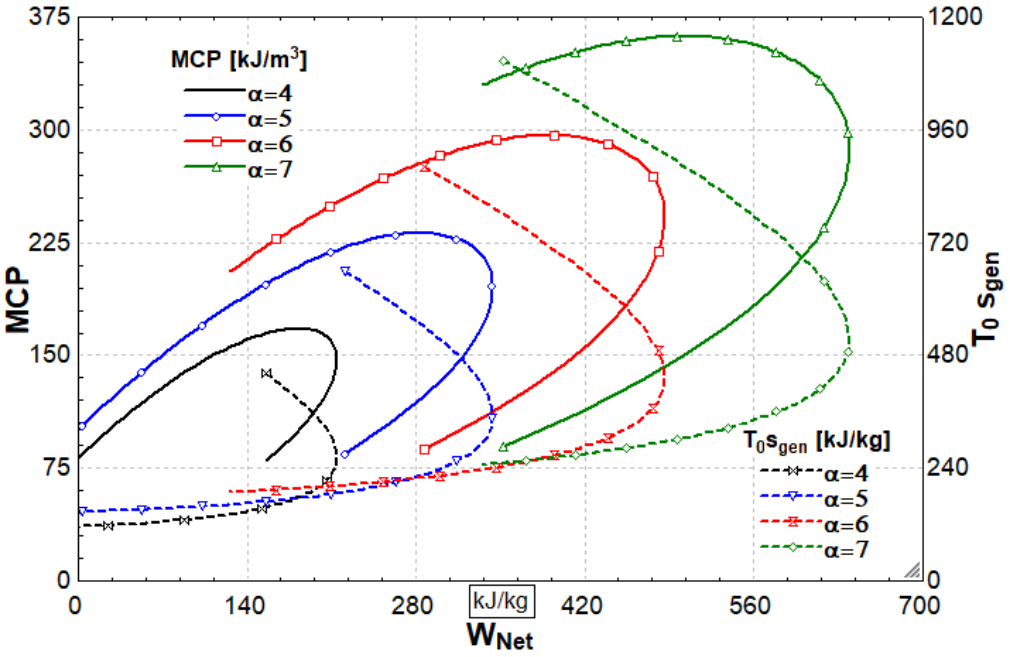
Şekil 4. 10 Farklı hacimsel sıkıştırma oranlarında MCP ve T_0s_{Gen} değerlerinin termik verim ile olan ilişkisi

Şekil 4.11'de sıcaklık oranının, MCP ve ekserji yıkımının termik verim ile olan ilişkisi üzerindeki etkisi görülmektedir. Sabit bir sıcaklık oranında hacimsel sıkıştırma oranının değişmesiyle, MCP ve ekserji yıkımının termik verimi maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranları belirlenebilmektedir. Ayrıca, sabit bir sıcaklıkta hem MCP hem de ekserji yıkımı hacimsel sıkıştırma oranının artması ile artmaktadır. Bununla birlikte sıcaklık oranının artmasıyla termik verimin ve optimum hacimsel sıkıştırma oranlarının arttırdığı görülmüştür.



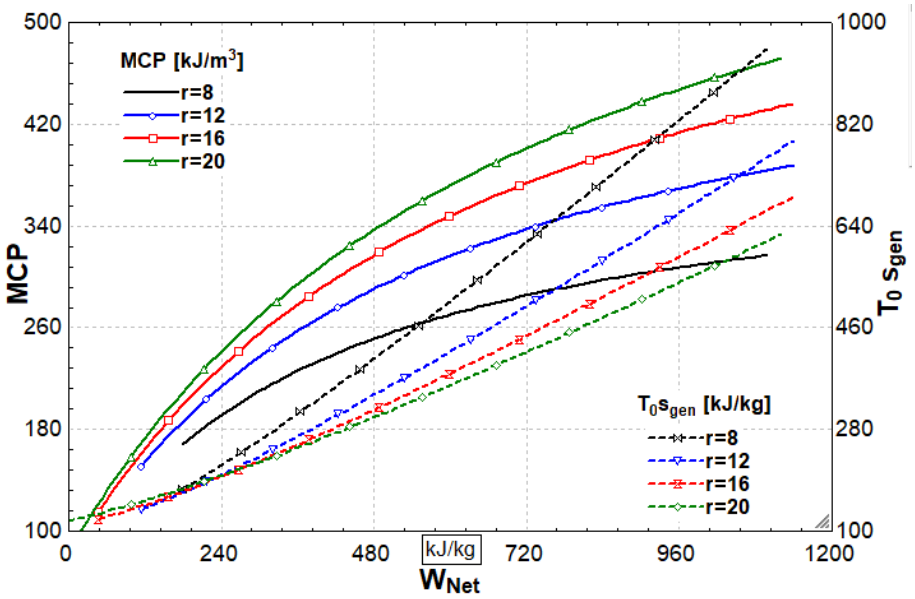
Şekil 4. 11 Farklı sıcaklık oranlarında MCP ve T_0s_{Gen} değerlerinin termik verim ile olan ilişkisi

MCP ve ekserji yıkımının üretilen net iş ile etkileşimleri sıcaklık oranının değişimine bağlı olarak Şekil 4.12'de verilmiştir. Hacimsel sıkıştırma oranının değişmesiyle, sabit bir sıcaklık oranı için, net işin MCP'ye ve ekserji yıkımına göre maksimum olduğu çalışma koşulları mevcuttur. Bunun yanı sıra, MCP değerinin maksimum olduğu hacimsel sıkıştırma oranı ile net işi maksimum yapan koşullar birbirinden farklıdır ve bu değerler sıcaklık oranının artmasıyla artmaktadır. Bunun yanında, maksimum net iş değerlerine karşılık gelen ekserji yıkımı değerleri veya tersinmezlikler de yüksek sıcaklık oranlarında artış göstermektedir.



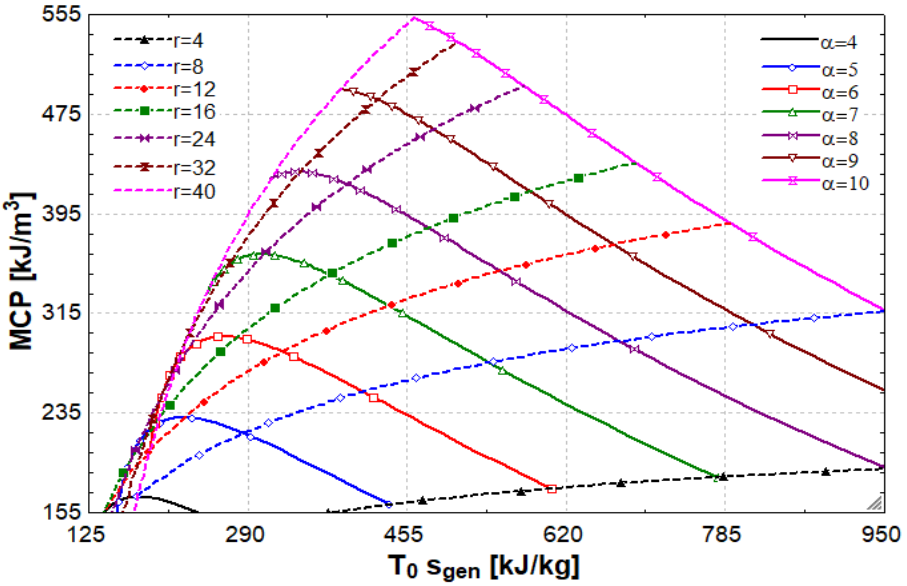
Şekil 4. 12 Farklı sıcaklık oranlarında MCP ve $T_0 s_{Gen}$ değerlerinin net iş ile olan ilişkisi

MCP ve ekserji yıkımının üretilen net iş ile etkileşimleri hacimsel sıkıştırma oranının değişimine bağlı olarak Şekil 4.13'de verilmiştir. Sıcaklık oranındaki değişim ile sabit bir hacimsel sıkıştırma oranı için, hem net iş hem ekserji yıkımı hem de MCP değerleri artmaktadır. Bunun yanı sıra, daha yüksek hacimsel sıkıştırma oranları için, aynı net iş değerine karşılık gelen MCP değerleri artarken tersinmezlikler azalmaktadır.



Şekil 4. 13 Farklı hacimsel sıkıştırma oranlarında MCP ve $T_0 s_{Gen}$ değerlerinin net iş ile olan ilişkisi

Farklı hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranları için MCP ve ekserji yıkımı ilişkisi Şekil 4.14'de verilmiştir. MCP'nin farklı sıcaklık oranları için ekserji yıkımına göre maksimum noktalara sahip olduğu görülmektedir. Sıcaklık oranları arttığında maksimum MCP noktası ve maksimum MCP noktasına karşılık gelen hacimsel sıkıştırma oranı artar. Bu arada, sabit bir sıcaklık oranı için hacimsel sıkıştırma oranının arttırılması, aynı MCP değeri için entropi oluşumunu azaltır.



Şekil 4. 14 Farklı hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranlarında MCP ve $T_0 s_{Gen}$ değerlerinin değişimi

4.4 Sonuç

Bu çalışmada, daha küçük boyutlarda daha verimli bir makineler elde etmek için temel bir Joule-Brayton çevriminin parametrik analizleri ve optimizasyonu yeni önerilen performans ve boyut kriteri (MCP) ile gerçekleştirilmiştir. İlk olarak, EES yazılım programı kullanılarak bir termodinamik model oluşturuldu. Ardından Termodinamiğin I. ve II. kanunlarına göre çevrimin Ortalama Çevrim Basıncı (MCP) / Ortalama Çevrim Ekserji Yoğunluğu, Net İş, Termik Verim ve Ekserji yıkımı kriterlerine göre analizleri yapıldı. Daha sonra sonuçlar literatürdeki diğer performans kriterlerinden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırıldı. Sonuçlar, maksimum MCP koşulundaki termik verimin ve net işin, sırasıyla, MEP ve MPD'den yaklaşık %13-14 ve %23-24 daha yüksek olduğunu göstermektedir. Ayrıca, maksimum MCP koşuluna karşılık gelen termik verim, maksimum net iş koşulundaki değerden yaklaşık %15 daha yüksektir. Bununla birlikte, MEP, MPD ve W_{NET} kriterlerinin termik verimi maksimum yaptığı koşullara karşılık net iş değerleri sırasıyla MCP koşulundan yaklaşık %20, %26 ve %17 daha düşüktür. Diğer taraftan, sabit sıcaklık oranı ve değişken hacimsel sıkıştırma oranlarında maksimum net iş koşullarına karşılık gelen termik verim değerleri MCP, MEP ve MPD kriterleri için %45, %42.5 ve %41 civarındadır. Sabit bir hacimsel sıkıştırma oranı için sıcaklık oranının arttırılması MCP ve ekserji yıkımını arttırırken sabit bir sıcaklık oranı için hacimsel sıkıştırma oranının arttırılması MCP'yi maksimize etmektedir. Analizlere göre, ekserji yıkımı açısından MCP kriteri basit bir Brayton çevrimi için diğer kriterlerden daha iyi sonuçlar vermektedir. Buna ek olarak, MCP kriterinin daha verimli ve daha küçük termik sistemler tasarlamak için ekserji yıkımı açısından daha yararlı bilgiler verdiğini göstermektedir.

BÖLÜM 5

ORTALAMA ÇEVRİM BASINCI (MCP) / ORTALAMA ÇEVRİM EKSERJİ YOĞUNLUĞU KRİTERİNE GÖRE ATKİNSON, DİZEL VE OTTO ÇEVRİMLERİNİN MUKAYESELİ PERFORMANS ANALİZ VE OPTİMİZASYONLARI

5.1 Giriş

Yakıt olarak ister kömür ya da sıvı yakıtlar kullanılsın isterse nükleer kaynaklı yakıtlar kullanılsın dünya üzerindeki elektrik üretiminin çok büyük bir kısmı, ısı enerjisini mekanik enerjiye çeviren farklı tiplerdeki proseslere sahip ısı makineleri ile gerçekleştirilmektedir. Watt'ın buhar makinesini geliştirip ticarileştirmesinden bu yana geçen uzun yıllar boyunca ısı makinelerinin gelişimi artarak devam etmiş ve günümüzde buhar ve gaz türbinli kombine sistemlerde termik verimler %60'lara, klasik buhar veya gaz türbinli tesislerde %45'lere ve içten yanmalı motorlarda ise %50'lere ulaşmış durumdadır.

Çalışmamızın bu kısmında öncelikle, çok küçük boyutlardan devasa boyutlara kadar üretilebilen ve çok geniş bir çalışma (1 kW'tan 50 MW'a) ve kullanım aralığına (ulaşım araçlarının neredeyse tamamında) sahip içten yanmalı motor çevrimleri (Atkinson, Otto ve Dizel) için gerçekleştirilen performans, boyut ve ekolojik kriterler ile yapılan optimizasyon çalışmalarına değinilecek olup ardından da bu çevrimleri için MCP kriterinin uygulaması gerçekleştirilecektir.

Bu bağlamda ilk olarak ele alınan güç çevrimlerine ait maksimum güç, maksimum termik verim, güç yoğunluğu, ekolojik fonksiyon ve ekolojik performans katsayısı ile

ilgili çalışmalardan temel olanları ele alınmıştır. Raymond [5] tarafından ısı makinesi çevrimleri için önerilen yaklaşım Finfgeld ve Machlup [6] tarafından geliştirilerek farklı parametrelerin maksimum verim koşullarındaki davranışları da incelenmiştir. Qin vd. [139] tarafından tersinmez Atkinson, Otto, Dizel ve Brayton çevrimleri için dizayn parametrelerinin çevrimlerin net iş ve termik verimleri üzerindeki etkiler incelenmiştir. Maksimum güç yoğunluğu şartlarında farklı çalışma koşullarındaki tersinmez bir Atkinson çevriminin performans analizleri gerçekleştirilmiş [46–49] ve maksimum güç yoğunluğuna karşılık gelen termik verimin maksimum güç şartlarındakinden daha büyük olduğu gösterilmiştir. Atmaca ve Gümüş tarafından [50] farklı çalışma koşullarındaki tersinmez bir dizel çevrimi için tasarım parametrelerinin çevrimin performansı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Ancak, Güç Yoğunluğu bize Termodinamiğin I. yasası olan enerjinin korunumuna göre güç ve boyut ilişkisini vermektedir. Yukarıdaki çalışmalara ek olarak farklı konfigürasyonlarda ve farklı değişkenlere göre çalışan içten yanmalı motorların termik verimi, güç yoğunluğu, ekolojik fonksiyonu, entropi üretimi gibi performans çıktıları ile ilgili Ge vd. [67] tarafından kapsamlı bir literatür çalışması sunulmuştur.

Haseli tarafından [140] iç ve dış tersinmezliklerin dikkate alındığı Otto, Dizel ve Brayton çevrimlerinin minimum entropi üretimi şartlarındaki performansları araştırılmıştır. Moscato vd. [141] tarafından yapılan çalışmada, sonlu zaman termodinamiği kullanılarak tersinmez Otto ve Diesel çevrimlerinin ekolojik optimizasyonu için Ekolojik Fonksiyon temelli matematiksel bir model sunulmuştur. İç ve dış tersinmezliklerin dikkate alındığı çalışmada güç verim ve entropi üretimi kriterleri ile sunulan modelin ilişkisi incelenmiştir. Ahmadi vd. [142] tarafından farklı çalışma koşullarındaki tersinmez bir dizel çevrimi için tasarım parametrelerinin çevrimin ekolojik performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Nakonieczny [143] tarafından turboşarjlı bir dizel çevrimi için farklı dizayn ve çalışma parametrelerinin performans ve entropi üretimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Otto çevrimi için Ekolojik Performans Katsayısı (ECOP) temelli bir optimizasyon çalışması da Üst vd. [97] tarafından gerçekleştirilmiştir.

5.2 Termodinamik Model

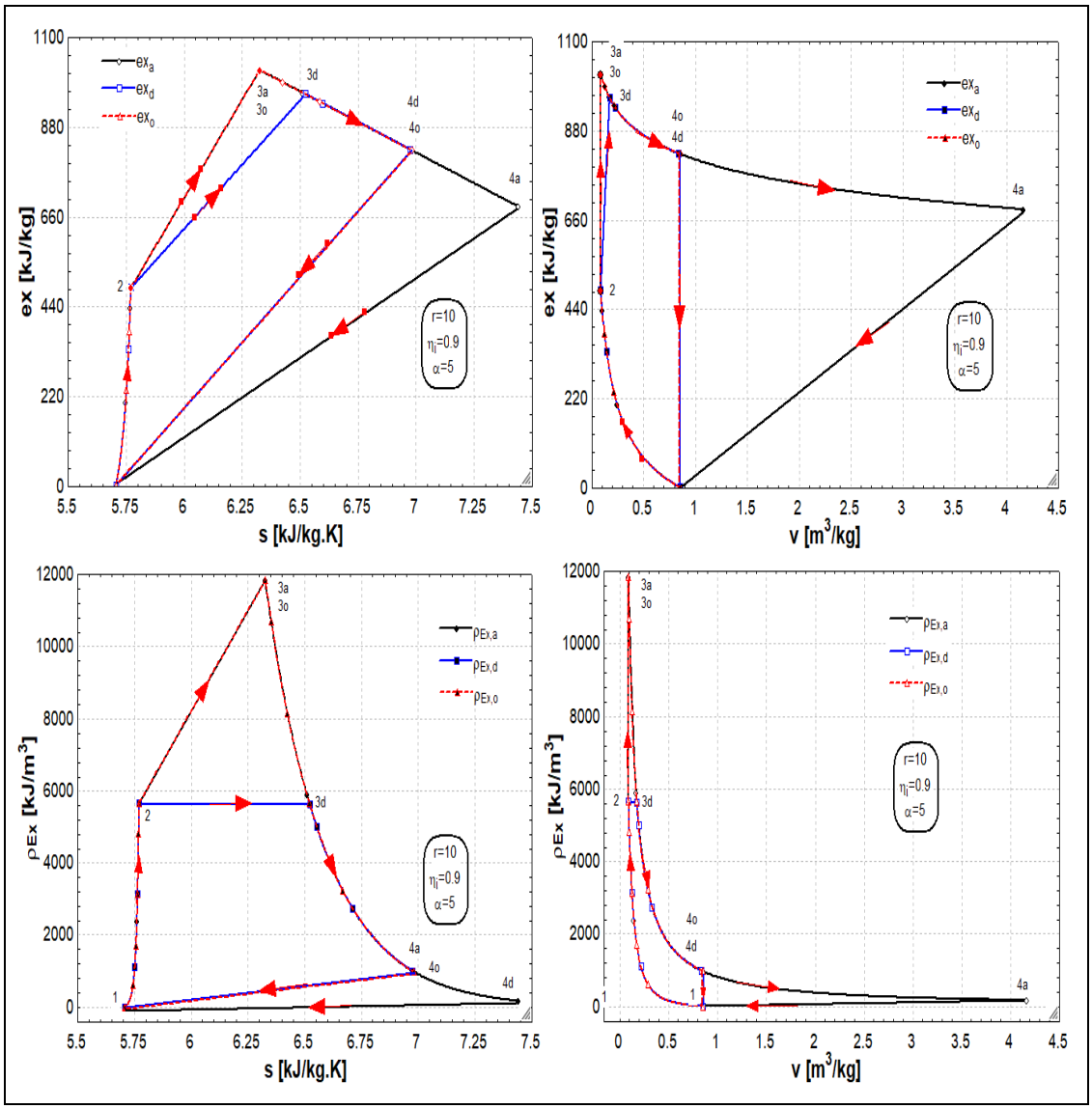
İçten yanmalı motorlarda sıklıkla kullanılan üç çevrim (Atkinson, Otto ve Dizel) Termodinamiğin I. ve II. yasaları temel alınarak Engineering Equation Solver (EES) [118] programında modellenmiştir. Çevrimler dört temel prosesten (izentropik sıkıştırma ve genişleme ile sabit basınçta ve/veya sabit hacimde sisteme ısı girişi ve ısı çıkışı) oluşmaktadır. Çevrimlerin her bir hal noktasındaki basınç, sıcaklık ve özgül hacim ve özgül entalpi değerleri Çizelge 5.1'deki formüller ile giriş değerleri, hacimsel sıkıştırma oranı ($r=v_1/v_2$), sıcaklık oranı ve izentropik katsayının fonksiyonu olarak hesaplanabilmektedir. Bunlara ek olarak ve çevrimlerin her bir hal noktasındaki özgül ekserji değerleri Denklem 4.3 ile hesaplanabilmektedir. Sıkıştırma işlemi başlangıcı ile ölü hal koşullarının aynı olduğu kabulü yapılarak sıcaklık 300 K ve basınç da 100 kPa olarak belirlenmiştir. Bununla birlikte sabit basınç ve sabit hacim özgül ısıları ile ısı kapasitesi katsayısının sıcaklıkla değişmediği yani her bir sıcaklık değerinde tek değeri olduğu kabul edilmiştir. Analizleri yapılacak kriterler ile ilgili bilgiler Bölüm 4'te detaylıca açıklandığı için bu bölümde detaya inilmeyecektir.

Çizelge 5. 1 Çevrimlere ait hal noktalarının basınç, sıcaklık ve özgül hacim değerlerini veren formüller

i	Atkinson			Dizel			Otto		
1	T_1 , P_1 , v_1								
2	$\frac{T_1.(\eta_{ic}+r^{k-1}-1)}{\eta_{ic}}$, $P_1.r^k$, $\frac{v_1}{r}$								
3	$T_1.\alpha$	$P_1.\alpha.r$	$\frac{v_1}{r}$	$T_1.\alpha$	$P_1.r^k$	$\frac{v_1.\alpha}{r^k}$	$T_1.\alpha$	$P_1.\alpha.r$	$\frac{v_1}{r}$
4	$T_1.\alpha.(1-\eta_{ie}.(1-(\alpha.r)^{\frac{1-k}{k}}))$	P_1	$\frac{v_1.\alpha^{\frac{1}{k}}}{r^{\frac{k-1}{k}}}$	$T_1.\alpha.(1-\eta_{ie}.(1-\frac{\alpha^{k-1}}{r^{k^2-k}}))$	$\frac{P_1.\alpha^k}{r^{k-k^2}}$	v_1	$T_1.\alpha.(1-\eta_{ie}.(1-r^{1-k}))$	$P_1.\alpha.r^{1-k}$	v_1

Analiz edilen çevrimlerin özgül ekserji (ex) ve ekserji yoğunluğu (ρ_{Ex}) değerlerinin özgül entropi (s) ve özgül hacim (v) ile olan ilişkisi Şekil 5.1'de verilmiştir. Bu grafikler yardımı hal noktalarının ve sistemin boyutları, tersinmezlikleri ve kalitesi hakkında bilgi

edinmek mümkündür. Şekilden de görüldüğü gibi, aynı çalışma ve tasarım koşulları için, genişleme işlemlerinin başlangıcında, Atkinson ve Otto çevrimleri en yüksek özgül ekserji değerine sahiptir ve genişleme sürecinin sonunda ise Atkinson çevrimi en düşük özgül ekserji değerine ve en büyük özgül hacme sahiptir. Bunlara ek olarak ekserji yoğunluğu ile ilgili olarak da özgül ekserji için yapılan açıklamaların benzeri yapılabilir. Yani genişleme işlemi öncesinde ekserji yoğunluğunun en fazla olduğu çevrimler Atkinson ve Otto iken genişleme işlemi sonrasında ekserji yoğunluğu en düşük olanı Atkinson çevrimidir.



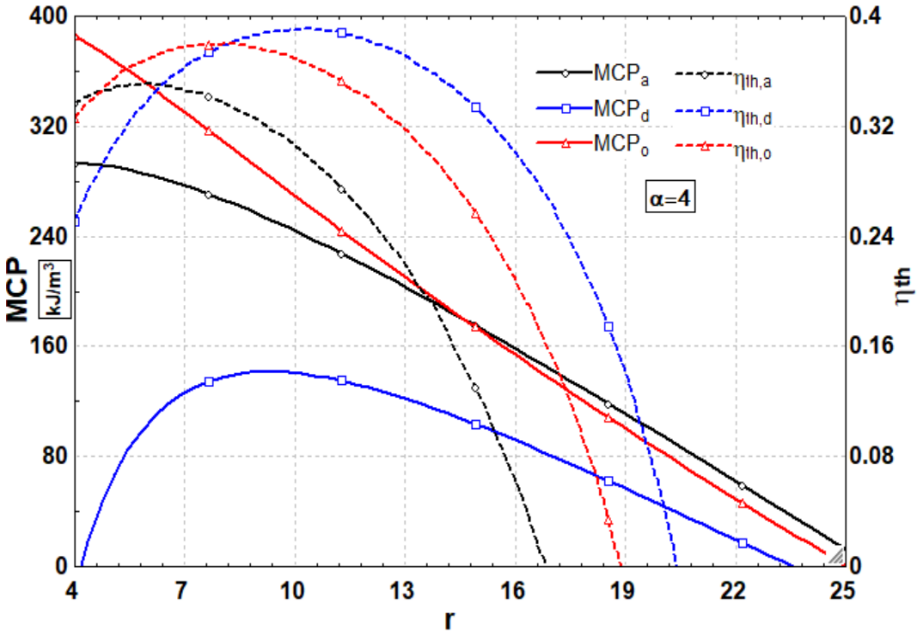
Şekil 5. 1 Atkinson, Dizel ve Otto çevrimlerine ait özgül ekserji ve ekserji yoğunluğu değerlerinin özgül hacim ve özgül entropi ile olan ilişkisi

5.3 Bulgular ve Tartışma

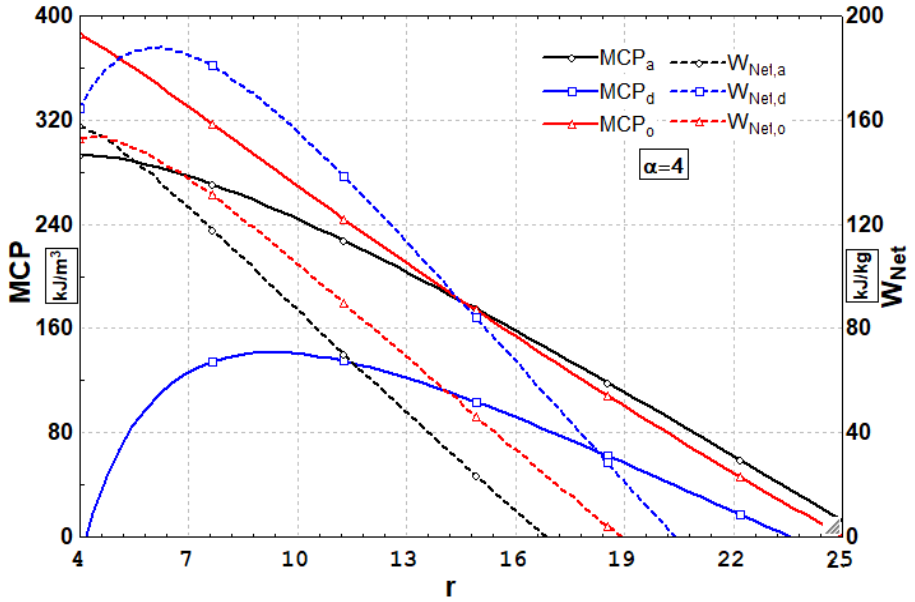
Aynı sıcaklık oranlarına sahip Atkinson, Dizel ve Otto çevrimleri için MCP'yi, termik verimi ve net işi maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranları birbirlerinden farklı olduğu Şekil 5.2'de ve Şekil 5.3'te görülmektedir. Sıcaklık oranının 4 olarak sabit tutulduğu ve hacimsel sıkıştırma oranının da parametrik olarak değiştirildiği koşullardaki Atkinson, Dizel ve Otto çevrimlerinin MCP değerlerini maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranları sırasıyla yaklaşık olarak 4, 9 ve 3 olarak belirlenmiştir.

Buna ek olarak yine Atkinson, Dizel ve Otto çevrimlerinin termik verimlerini maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranı değerleri de sırasıyla 6, 11 ve 7 olmaktadır. Çevrimlerin net işlerini maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranları ise yaklaşık olarak 3, 6 ve 5 olarak hesaplanmıştır. Bu koşullarda çalışan çevrimlerin maksimum MCP değerleri büyükten küçüğe doğru Otto, Atkinson ve Dizel olurken, maksimum termik verim değerleri Dizel, Otto ve Atkinson ve maksimum net iş değerleri de Dizel, Atkinson ve Otto olarak sıralanmaktadır.

Çevrimlerin maksimum MCP şartlarında yani birim hacim değişiminden en fazla ekserji elde edecek şekilde tasarlanması durumunda Atkinson, Dizel ve Otto çevrimlerinin maksimum termik verimlerine göre kayıpları sırasıyla yaklaşık olarak %3, %1.5 ve %20 olurken maksimum net iş değerlerine göre kayıpları sırasıyla yaklaşık olarak %12, %11 ve %13.5 olmaktadır. Buna karşılık, maksimum MCP şartlarındaki bir sistem maksimum termik verim şartlarında dizayn edilecek sisteme göre sırasıyla %33, %18 ve %57 daha küçük olacaktır.



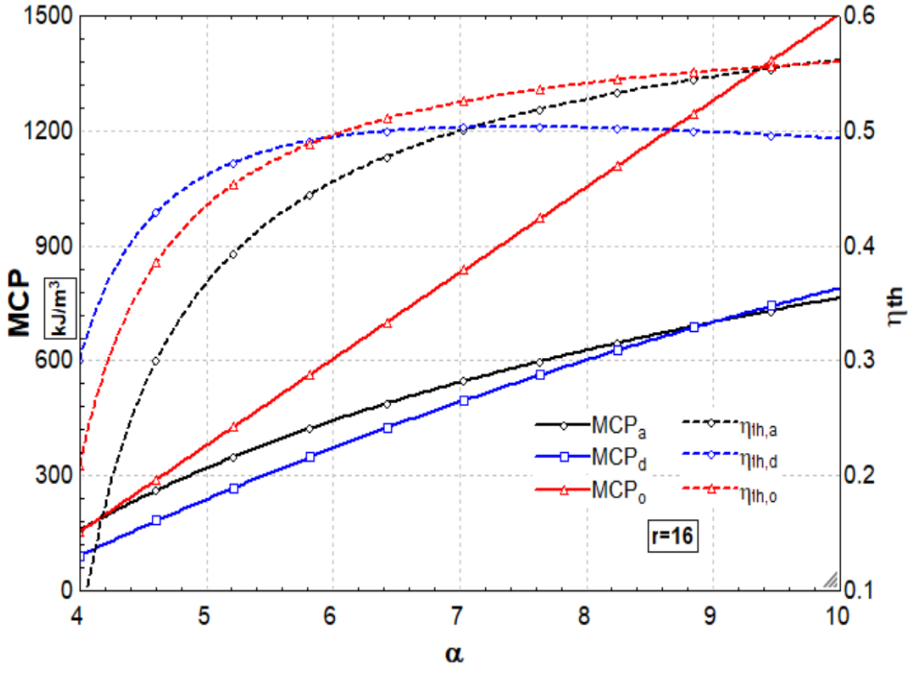
Şekil 5. 2 Farklı hacimsel sıkıştırma oranlarının çevrimlerin MCP ve η_{th} değerlerine etkisi



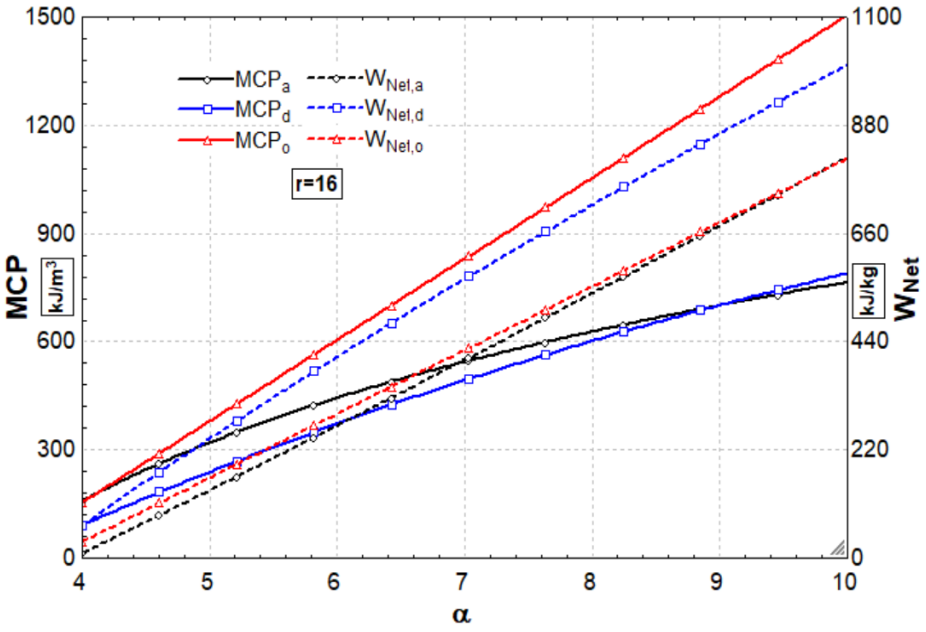
Şekil 5. 3 Farklı hacimsel sıkıştırma oranlarının çevrimlerin MCP ve W_{Net} değerlerine etkisi

Hacimsel sıkıştırma oranının sabit tutularak sıcaklık oranının parametrik olarak değişiminin Atkinson, Dizel ve Otto çevrimlerinin MCP, net iş ve termik verim değerleri üzerindeki etkileri Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'te gösterilmektedir. Yapılan analizlerde hacimsel sıkıştırma oranı 16 olarak sabit tutulmuş ve buna karşılık sıcaklık oranları da 4 ile 10 arasında değiştirilmiştir. Ele alınan parametrik değere aralığında her çevrim için termik verimini maksimum yapan bir sıcaklık oranının olduğu görülmektedir. Verilen

şartlardaki değişimlere bağlı olarak bu oranlar Atkinson ve Otto çevrimleri için 10 değerinden büyük olurken ki yaklaşık olarak belirlenebilmesi için sıcaklık oranlarının daha büyük olması gerekmektedir. Dizel çevrimi için bu değer 7 civarında olduğu Şekil 5.4'te görülmektedir. Yine aynı şartlarda çevrimlerin net iş değerlerindeki değişimler de Şekil 5.5'te görülmektedir. Buna göre sabit tutulan hacimsel sıkıştırma oranında sıcaklık oranın artması ile net iş değerleri lineere yakın bir karakteristikle artmaktadır. Örneğin sıcaklık oranın 5'ten 6'ya çıkması yani %20 oranında artması ile çevrimlerin net iş değerlerindeki değişim de yaklaşık olarak %100'e yakın bir artış gerçekleşmiştir. Çevrimlere ait MCP değerlerindeki değişimler için ise hacimsel sıkıştırma oranının sabit olduğu ve dolayısıyla boyutun sabit kaldığı göz önüne alınırsa sıcaklık oranının artması birim hacimden elde edilecek net işi veya ekserjiyi arttırdığı görülmektedir. Bu artışın hızları birbirinde farklı olmakla birlikte verilen şartlar için Otto çevriminde daha büyük olmaktadır. Buna ek olarak sıcaklık oranlarının değişmesi ile maksimum net iş, maksimum termik verim ve maksimum MCP değerlerine sahip olan çevrimler de değişmektedir.

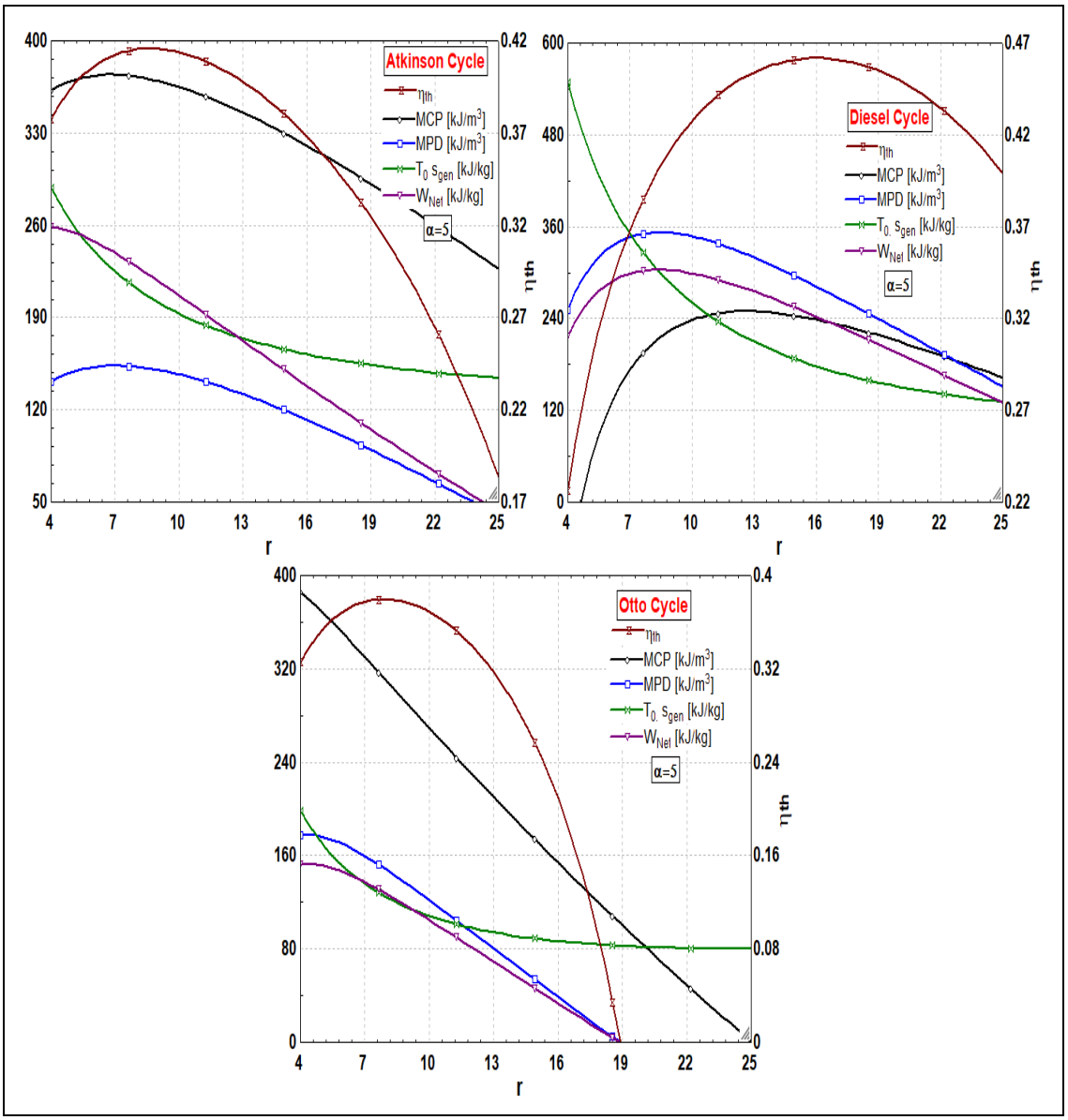


Şekil 5. 4 Farklı sıcaklık oranlarının çevrimlerin MCP ve η_{th} değerlerine etkisi



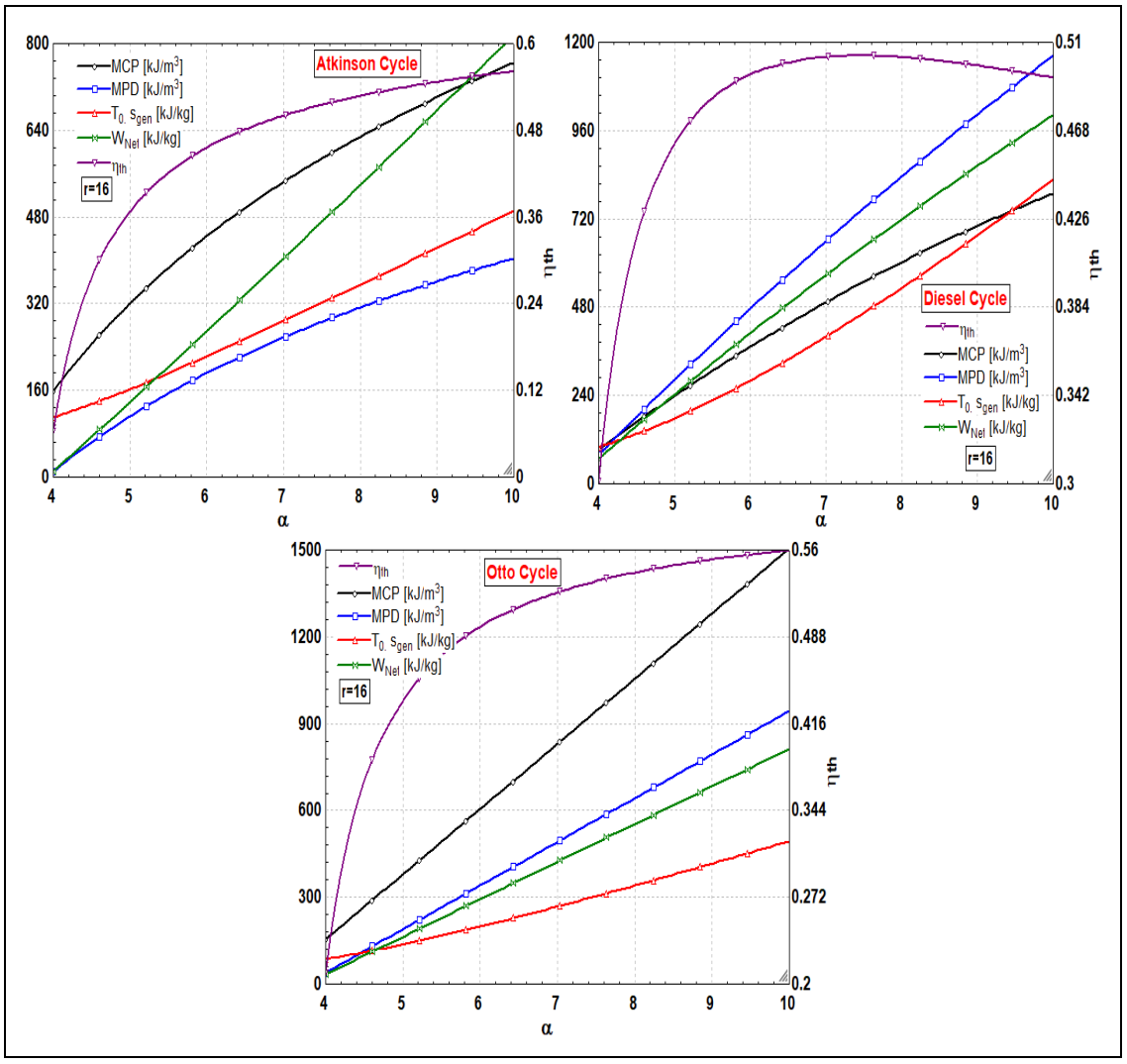
Şekil 5. 5 Farklı sıcaklık oranlarının çevrimlerin MCP ve W_{Net} değerlerine etkisi

Sabit bir sıcaklık oranı ve değişken hacimsel sıkıştırma oranlarının Atkinson, Dizel ve Otto çevrimlerinin Termik Verim (η_{th}), Ortalama Çevrim Basıncı (MCP) / Ortalama Çevrim Ekserji Yoğunluğu, Maksimum Güç Yoğunluğu (MPD), Ekserji yıkımı ($T_0 s_{gen}$) ve Net İş (W_{Net}) değerlerine etkileri Şekil 5.6'da görülmektedir. Termik verime ait değerler grafiklerin sağında kalan eksenden, farklı birimlere sahip diğer kriterler ise grafiklerin solunda yer alan eksenden okunmaktadır. η_{th}, MCP ve W_{Net} eğrileri ile ilgili detaylı açıklamalar Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'te detaylıca yapılmıştı. Bu kısımda MPD ve $T_0 s_{gen}$ kriterlerinin değerlendirmesini yapacağız. Sabit bir sıcaklık oranında hacimsel sıkıştırma oranın artmasıyla MPD bir maksimum değere ulaşırken $T_0 s_{gen}$ üstel olarak azalmaktadır. MPD'yi maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranları genelde net işi maksimum yapan değerlere oldukça yakındır. Bunula birlikte küçük hacimsel sıkıştırma oranlarındaki değişimlerde ekserji yıkımı hızla düşerken büyük hacimsel sıkıştırma oranlarında meydana gelen değişimlerde ise düşüş miktarı azalmaktadır. Ekserji yıkımı haricindeki tüm kriterlerin değerleri belirli bir hacimsel sıkıştırma oranından sonra negatif işaretli olmaktadır.



Şekil 5. 6 Farklı hacimsel sıkıştırma oranlarının çevrimlerin performans kriterleri üzerindeki etkisi

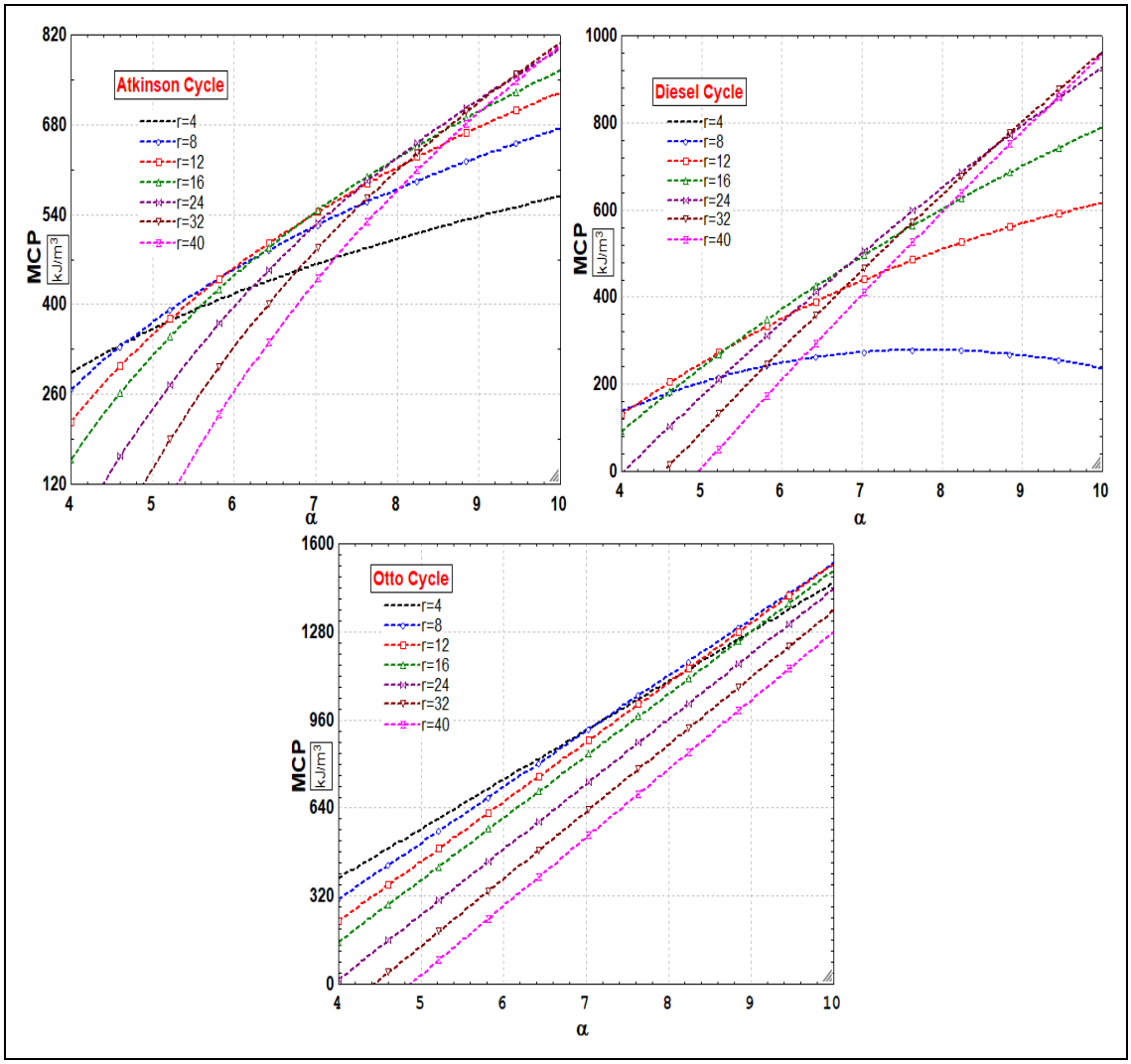
Hacimsel sıkıştırma oranın sabit tutularak sıcaklık oranındaki değişimlerin çevrimlere ait performans kriterleri üzerindeki etkileri Şekil 5.7'de gösterilmiştir. Termik verime ait değerler grafiklerin sağında kalan eksenden, farklı birimlere sahip diğer kriterler ise grafiklerin solunda yer alan eksenden okunmaktadır. Çevrimlere ait η_{th}, MCP ve W_{Net} kriterleri ile ilgili detaylı açıklamalar Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'te detaylıca yer almaktadır. İncelenilen sıcaklık aralığında (4-10) MPD ve $T_0 s_{gen}$ değerleri farklı eğimlerde lineer bir artış göstermektedir.



Şekil 5. 7 Farklı sıcaklık oranlarının çevrimlerin performans kriterleri üzerindeki etkisi

Farklı hacimsel sıkıştırma oranların ve parametrik olarak değişen sıcaklık oranlarının çevrimlerin MCP değerleri üzerindeki etkileri Şekil 5.8'de gösterilmiştir. İncelenen sıcaklık oranı aralığında MCP değerinin lineere yakın bir artış gösterdiği görülmektedir. Ancak, hacimsel sıkıştırma oranının 8 olarak alınması durumunda dizel çevrimine ait MCP değerini maksimum yapan bir sıcaklık oranı bulunmaktadır ve bu karakteristik her bir çevrime ait tüm hacimsel sıkıştırma değerleri için geçerlidir. Yani sıcaklık oranının daha büyük olması durumunda farklı hacimsel sıkıştırma oranlarındaki Atkinson ve Otto çevrimlerine ait MCP değerlerinin de maksimum bir noktası olduğu görülebilecektir. Ancak, analizlerde dikkate alınan sıcaklık oranlarında bu dönüm noktaları tam olarka görülememektedir. Düşük sıcaklık oranlarında hacimsel sıkıştırma oranın artması MCP değerlerini azaltırken yüksek sıcaklık oranlarında hacimsel sıkıştırma oranın artması MCP değerlerini arttırmaktadır. Bununla birlikte aynı sıcaklık

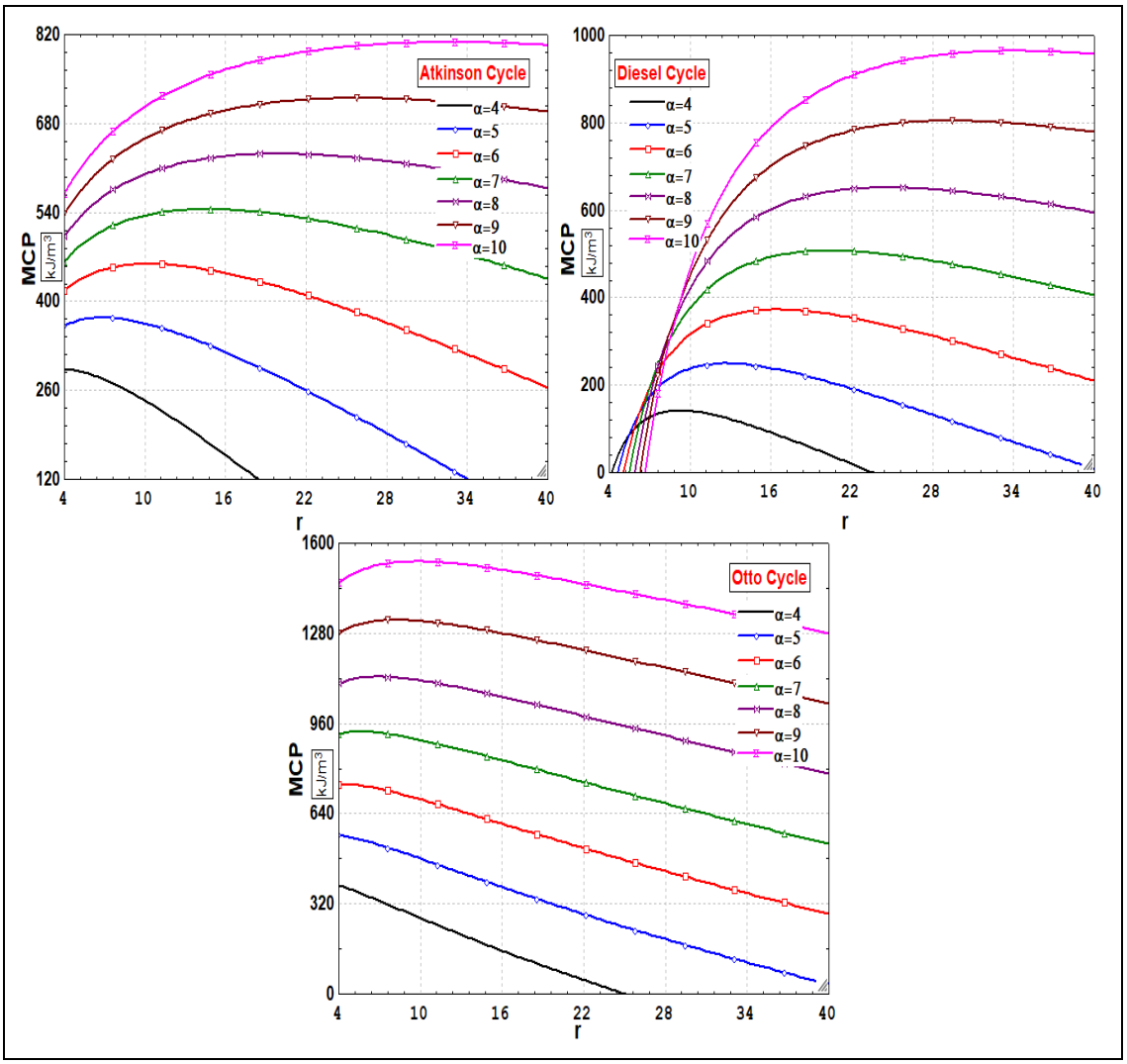
oranında farklı hacimsel sıkıştırma oranları aynı MCP değerini verebilmektedir. Örneğin, Dizel çevriminde sıcaklık oranının yaklaşık olarak 6.2 olması durumunda hacimsel sıkıştırma oranı 8 ve 40 değerlerine ait MCP değerleri aynı olmaktadır. Bu bilgiden hareketle düşük sıcaklık oranlarında düşük hacimsel sıkıştırma oranlarına, yüksek sıcaklık oranlarında ise yüksek hacimsel sıkıştırma oranlarına sahip sistemlerin tasarlanması MPC yönünden daha optimum olacaktır. Sıcaklık oranının 6 olması durumunda maksimum MCP değerlerine ait hacimsel sıkıştırma oranıları Atkinson, Dizel ve Otto çevrimleri için sırasıyla yaklaşık olarak 12, 4 ve 16 olurken sıcaklık oranının 9 olması durumunda bu değerler 32, 8 ve 32 olarak değişmektedir.



Şekil 5. 8 Sıcaklık ve hacimsel sıkıştırma oranlarının çevrimlerin MCP değerleri üzerindeki etkisi

Sıcaklık oranının sabit ve hacimsel sıkıştırma oranın parametrik olarak değişken olması durumunda çevrimlerin MCP değerlerindeki değişim Şekil 5.9'da verilmektedir. Her bir

sıcaklık oranında MCP değerini maksimum yapan bir hacimsel sıkıştırma oranı bulunmaktadır. Maksimum MCP değerleri ve bu değerlere karşılık gelen hacimsel sıkıştırma oranları sıcaklık oranın artması ile birlikte artmaktadır. Sıcaklık oranın 6'dan 7'ye çıkarılması yani maksimum sıcaklığın 1800 K'den 2100 K'e ulaşması durumunda Atkinson, Dizel ve Otto çevrimlerinin maksimum MCP değerlerindeki artış yüzdeleri sırasıyla yaklaşık olarak 20, 36 ve 25 olurken MCP'yi maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranlarının yani boyuttaki artış oranları da %43, %25 ve %25 olmaktadır. Aynı hacimsel sıkıştırma oranlarında ulaşılabilecek maksimum MCP değerleri Otto çevriminde en büyük değerlere ve en küçük hacimsel sıkıştırma oranlarına yani boyutlara sahip olmaktadır.

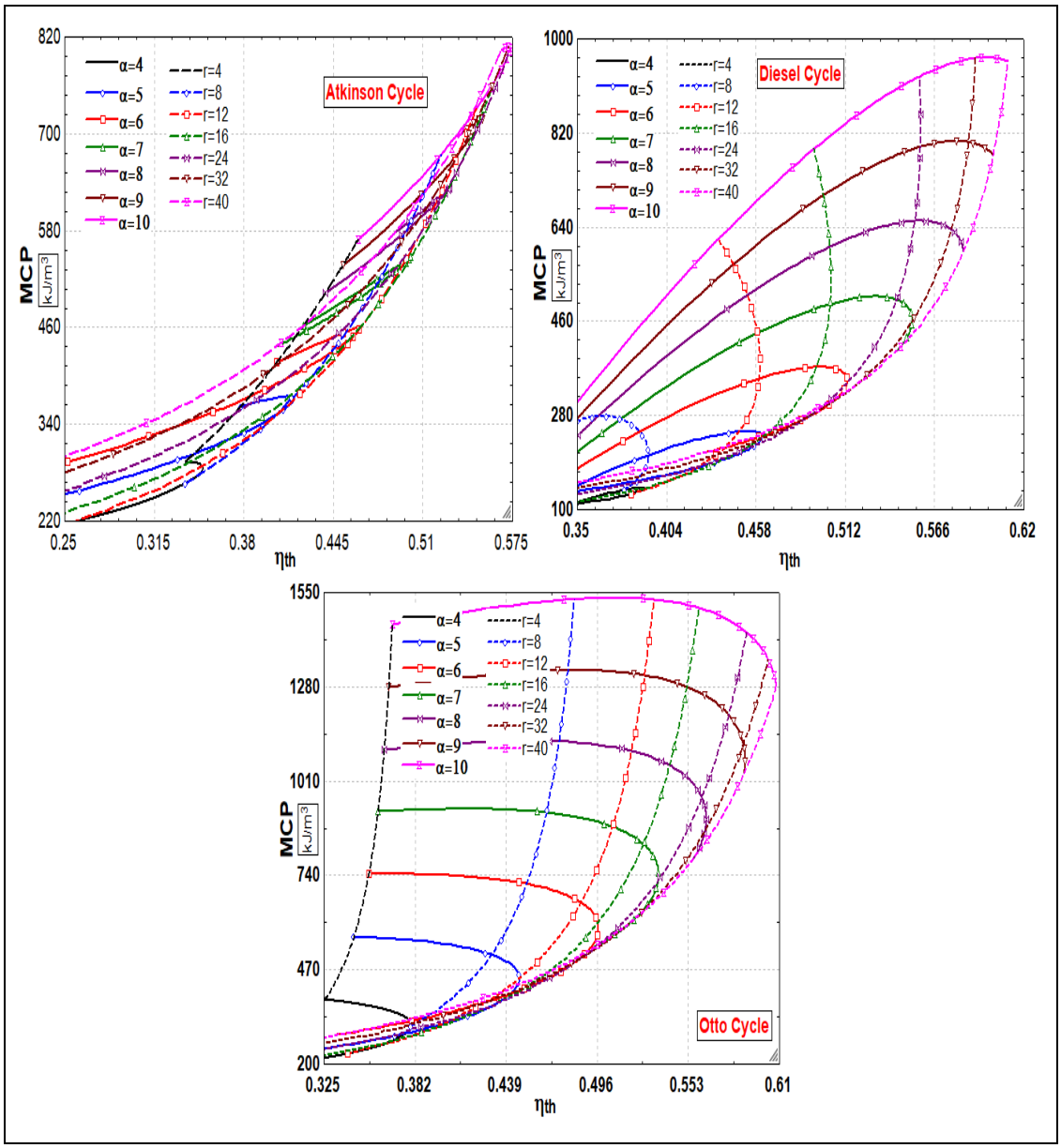


Şekil 5. 9 Hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranlarının çevrimlerin MCP değerleri üzerindeki etkisi

Farklı sıcaklık ve basınç oranlarının çevrimlerin MCP ve termik verim değerleri üzerindeki etkileri Şekil 5.10'da görülmektedir. Bu bağlamda sıcaklık oranlarının sabit tutulduğu durumlarda hacimsel sıkıştırma oranlarının, hacimsel sıkıştırma oranlarının sabit tutulduğu durumlarda ise sıcaklık oranlarının parametrik olarak değiştirildiği durumlara göre analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlere göre sıcaklık oranın sabit tutulduğu durumda çevrimlere ait hem termik verim hem de MCP değerleri farklı hacimsel sıkıştırma oranlarında maksimum olmaktadır. Yani termik verim ve MCP yönünden bir tasarım yapılacaksa her iki değerin maksimum olduğu şartlar arasında kullanım amacına göre optimum bir nokta belirlenmelidir.

Buna ek olarak daha önce de bahsedildiği üzere sıcaklık oranın artması ile hem maksimum termik verim ve maksimum MCP değerleri ile hem de bu noktaları maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranları artmaktadır. Örnek olarak sıcaklık oranının 5'ten 6'ya çıkması durumunda Atkinson, Dizel ve Otto çevrimlerinin maksimum termik verim değerleri yaklaşık olarak %11.5, % 11.1 ve %11 artarken maksimum MCP değerlerindeki artış oranları %22, %50 ve %31 olmaktadır. Buna mukabil MCP'yi maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranları %52, %25 ve %10 artarken termik verimi maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranları %38, %45 ve %43 artmaktadır. Sabit sıcaklık oranında artan hacimsel sıkıştırma oranları Otto çevriminde düşük sıcaklık oranlarında MCP'yi azaltırken yüksek oranlarda bir maksimuma ulaştıktan sonra azaltmaktadır. Buna mukabil Atkinson ve Dizel çevrimlerinin MCP değerleri ise Otto çevriminin yüksek sıcaklık oranlarında olduğu gibi sürekli artarak bir maksimuma ulaşmakta ve ardından da azalmaktadır.

Hacimsel sıkıştırma oranın sabit tutularak sıcaklık oranın parametrik olarak değiştirildiği durumlarda MCP değeri sıcaklık oranının artması ile artarken termik verim değerleri ise ele alınan aralıklarda Atkinson ve Otto çevrimlerinde artarken Dizel çevriminde maksimum bir noktaya ulaşmakta ve ardından da azalmaktadır. Dizel çevriminin karakteristiğine benzer özelliklerin, çalışma aralıklarının genişletilmesi ile diğer çevrimler için de elde edilmesi mümkündür.

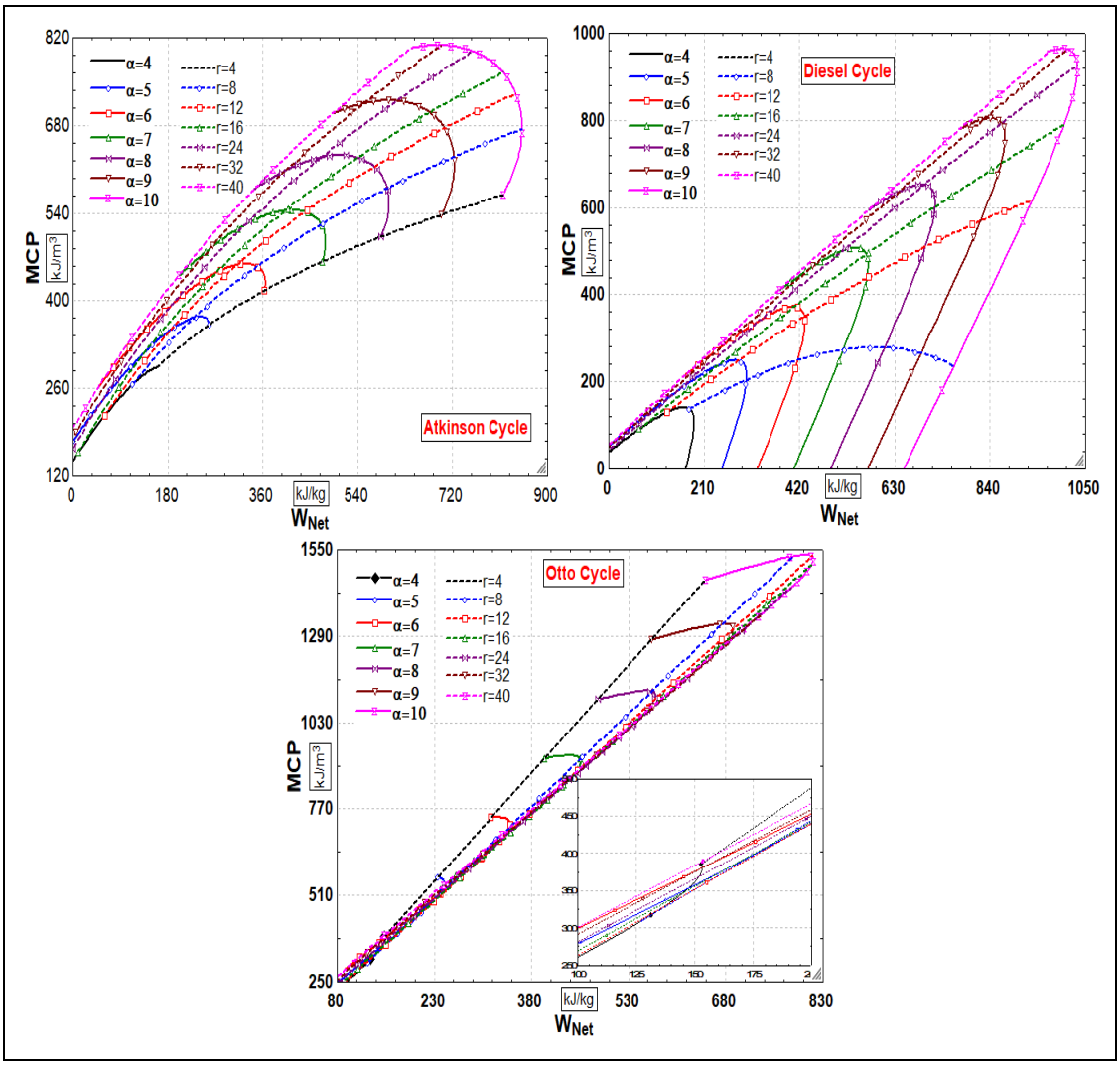


Şekil 5. 10 Farklı hacimsel sıkıştırma ve farklı sıcaklık oranlarının çevrimlerin MCP ve η_{th} değerleri üzerindeki etkileri

Farklı hacimsel sıkıştırma ve farklı sıcaklık oranlarının çevrimlerin MCP ve net iş değerleri üzerindeki etkileri Şekil 5.11'de görülmektedir. Bu bağlamda sıcaklık oranlarının sabit tutulduğu durumlarda hacimsel sıkıştırma oranlarının, hacimsel sıkıştırma oranlarının sabit tutulduğu durumlarda ise sıcaklık oranlarının parametrik olarak değiştirildiği durumlara göre analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlere göre sıcaklık oranın sabit tutulduğu durumda çevrimlere ait hem net iş hem de MCP değerlerini maksimum yapan farklı hacimsel sıkıştırma oranlarının olduğu belirlenmiştir. Bir önceki grafiği açıklarken de ifade edildiği gibi sabit sıcaklık

oranlarında hacimsel sıkıştırma oranının arttırılması ile MCP değerleri de kendi maksimumlarına ulaşana dek artmakta ve ardından azalmaktadırlar. Yine sıcaklık oranlarının artması ile maksimum MCP ve net iş değerleri ve bu noktaları maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranı değerleri de artmaktadır. Örnek olarak sıcaklık oranın 5'ten 6'ya çıkması durumunda Atkinson, Dizel ve Otto çevrimlerinin maksimum MCP değerlerindeki artış yüzdeleri sırasıyla yaklaşık olarak %22, %50 ve %31 olurken maksimum net iş değerlerindeki artışlar da sırasıyla %41, %43 ve %41 civarında olmaktadır. Bununla birlikte MCP değerlerini maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranlarının değerindeki artışların yüzdeleri ise sırasıyla yaklaşık olarak %52, %25 ve %10 olurken net iş değerlerini maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranlarının değerindeki artışların yüzdeleri ise sırasıyla %50, %50 ve %33 civarında olmaktadır.

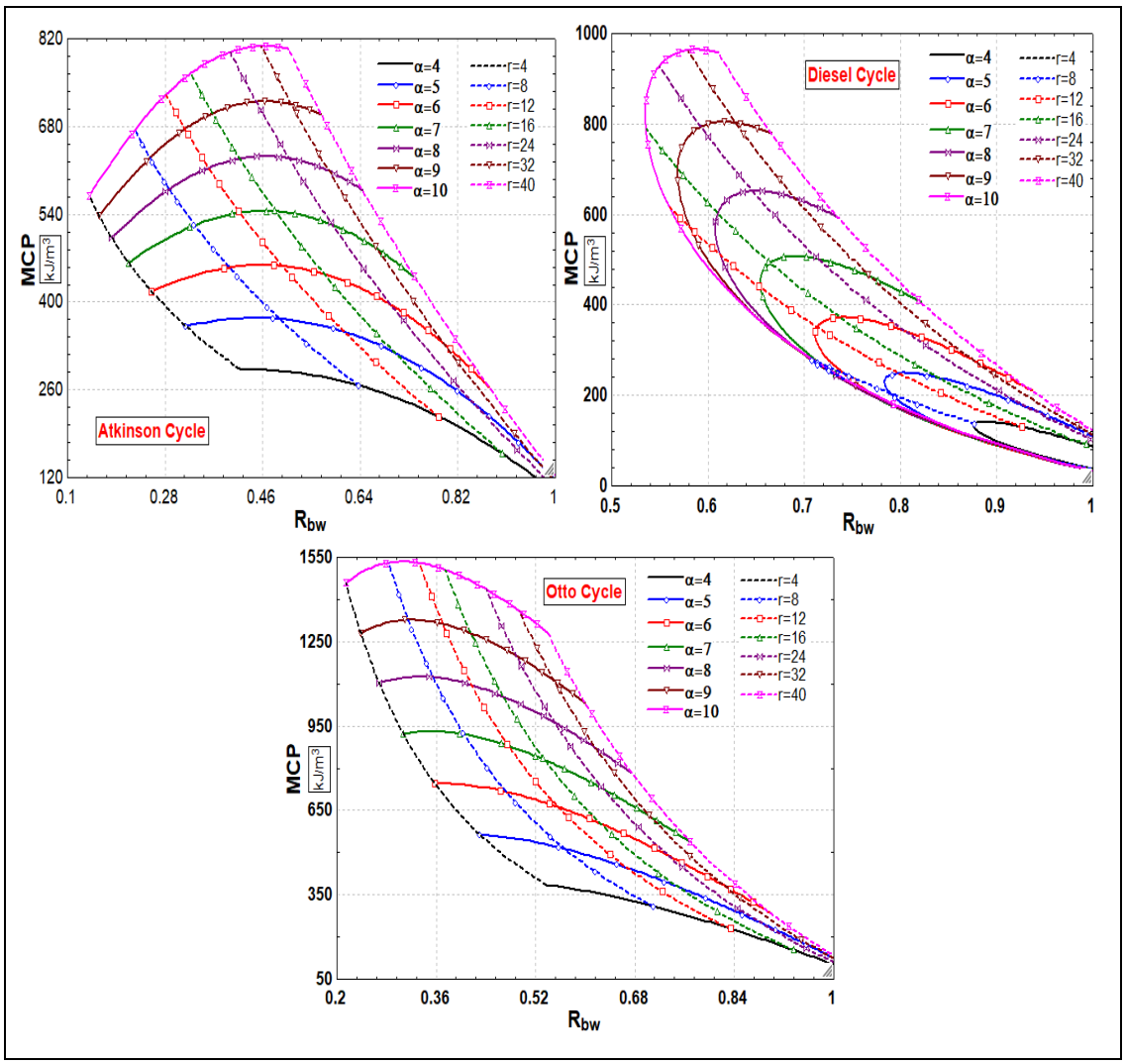
Hacimsel sıkıştırma oranın sabit tutularak sıcaklık oranın parametrik olarak değiştirildiği durumlarda MCP değeri sıcaklık oranının artması ile artarken net iş değerleri ise ele alınan aralıklarda Atkinson ve Otto çevrimlerinde artmakta Dizel çevriminde ise maksimum bir noktaya ulaşmakta ve ardından da azalmaktadır. Hacimsel sıkıştırma oranının 4 olması durumunda Dizel çevrimine ait MCP değerlerinin negatif işaretli olması sebebiyle grafikte yer verilmemiştir. Bununla birlikte dizel çevriminde hacimsel sıkıştırma oranın 8 olması durumunda MCP'yi maksimum (280 kJ/m^3) yapan bir sıcaklık oranı (8) ve bunlara karşılık gelen bir net iş değeri (590 kJ/kg) mevcuttur. Dizel çevriminin karakteristiğine benzer özelliklerin, çalışma aralıklarının genişletilmesi ile diğer çevrimler için de elde edilmesi mümkündür.



Şekil 5. 11 Farklı hacimsel sıkıştırma ve farklı sıcaklık oranlarının çevrimlerin MCP ve W_{Net} değerleri üzerindeki etkileri

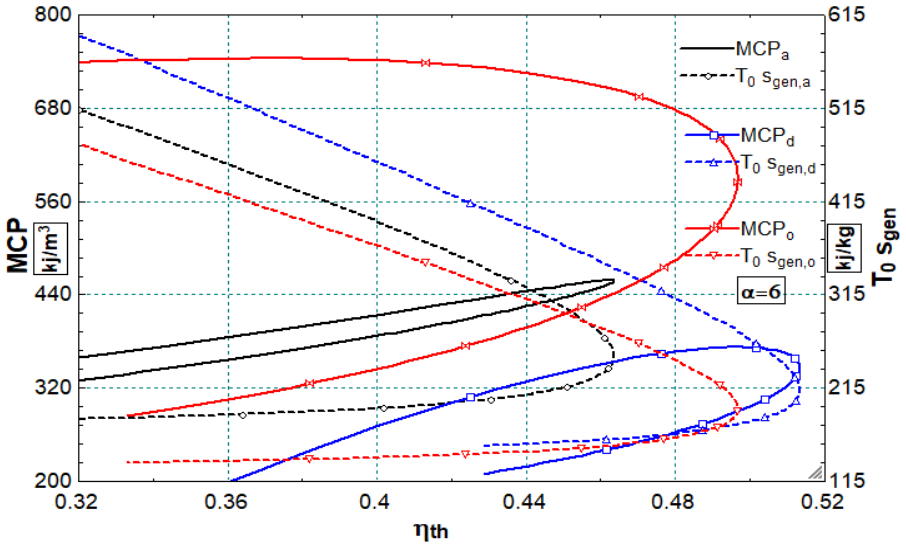
Değişken hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranlarının MCP ve genelde gaz türbinli çevrimlerde kullanılan ve kompresörde tüketilen işin türbinde üretilen işe oranı olarak tanımlanan ve ilgili çevrimler için hacimsel sıkıştırma işinin genişleme işine oranı olarak kabul edilen geri iş oranı üzerindeki etkileri Şekil 5.12'de verilmektedir. Bu bağlamda MCP değerindeki değişimler ile ilgili bilgiler önceki iki grafikte detaylıca verilmektedir. Bunlara ek olarak sıcaklık oranın sabit tutularak hacimsel sıkıştırma oranın arttırılması ile Atkinson ve Otto çevrimlerinde geri iş oranları artmakta ve MCP'yi maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranlarına karşılık gelen geri iş oranları da bulunmaktadır. Bunula birlikte Dizel çevriminde maksimum MCP'ye karşılık gelen hacimsel sıkıştırma oranlarının yanında geri iş oranlarını minimum yapan hacimsel sıkıştırma oranları da

mevcuttur. Sabit tutulan hacimsel sıkıştırma oranlarında sıcaklık oranlarının arttırılması ile çevrimlerin geri iş oranları da azalmaktadır.



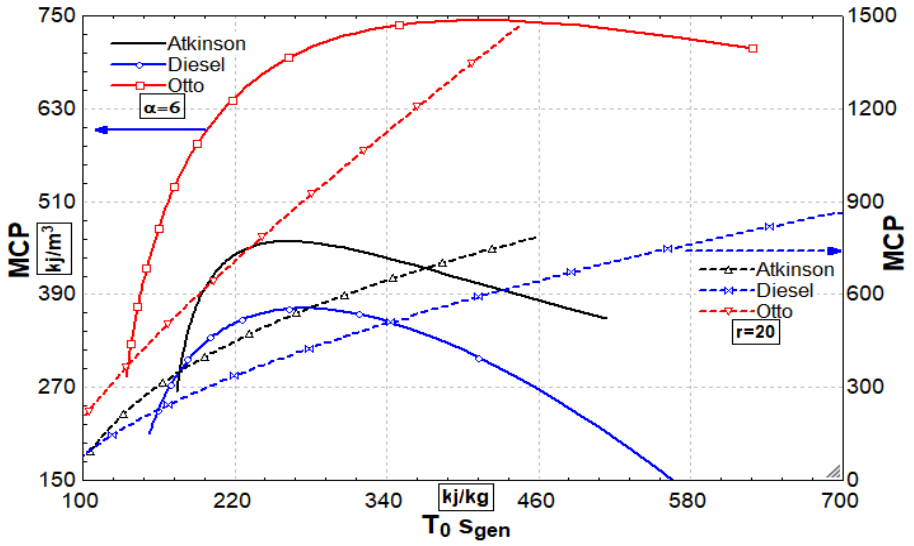
Şekil 5. 12 Farklı hacimsel sıkıştırma ve farklı sıcaklık oranlarının çevrimlerin MCP ve RBW üzerindeki etkileri

Şekil 5.13'te ortalama çevrim basıncı ve ekserji yıkımı ile termik verim arasındaki ilişkisi görülmektedir. Bu şekil, aynı çalışma koşullarında çalışacak termik sistem için hangi kriterin ve hangi çevrimin en iyi olduğu hakkında bilgi vermektedir. Yani aynı tersinmezlik değerinde veya aynı termik verim değerinde hangi çevrim ve kriterin daha uygun olduğu hususunda bilgi vermektedir. Sabit sıcaklık oranı ve değişen hacimsel sıkıştırma oranları için, maksimum MCP koşullarında Dizel çevrimi en yüksek termik verime (%49.2), Atkinson çevrimi ise en düşük ekserji yıkımına (263 kJ/kg) sahiptir. Bunların yanında Otto çevrimi en düşük termik verime (%36.5) ve en yüksek MCP değerine (744 kJ/m^3) sahiptir.



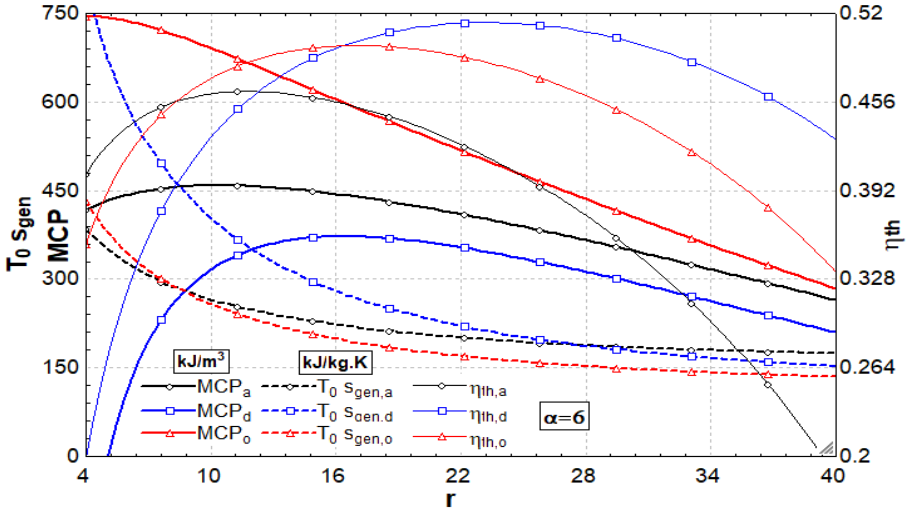
Şekil 5. 13 Sabit sıcaklık ve farklı hacimsel sıkıştırma oranlarında MCP, $T_0 s_{Gen}$ ve η_{th} ilişkisi

Sabit bir sıcaklık oranı ve sabit bir hacimsel sıkıştırma oranına göre MCP ve ekserji yıkımı ile ilişkisi Şekil 5.14'te görülebilir. Sıcaklık oranının 6 olması durumunda hacimsel sıkıştırma oranının 4'ten 40'a kadar değişimi için, aynı ekserji yıkımı değerinde (221.5 kJ/kg) Otto, Atkinson ve Dizel çevriminin MCP değerleri sırasıyla 646.5, 443 ve 354.4 kJ/m^3'tür. Buna ek olarak, hacimsel sıkıştırma oranının 20 ve sıcaklık oranının 4'ten 10'a değişmesi durumunda aynı MCP değeri (390 kJ/m^3) için Otto, Atkinson ve Dizel çevriminin ekserji yıkımı değerleri yaklaşık olarak sırasıyla 200, 310 ve 440 kJ/kg değerlerindedir.



Şekil 5. 14 Sabit sıcaklık ve sabit hacimsel sıkıştırma oranlarında MCP ve $T_0 s_{Gen}$ ilişkisi

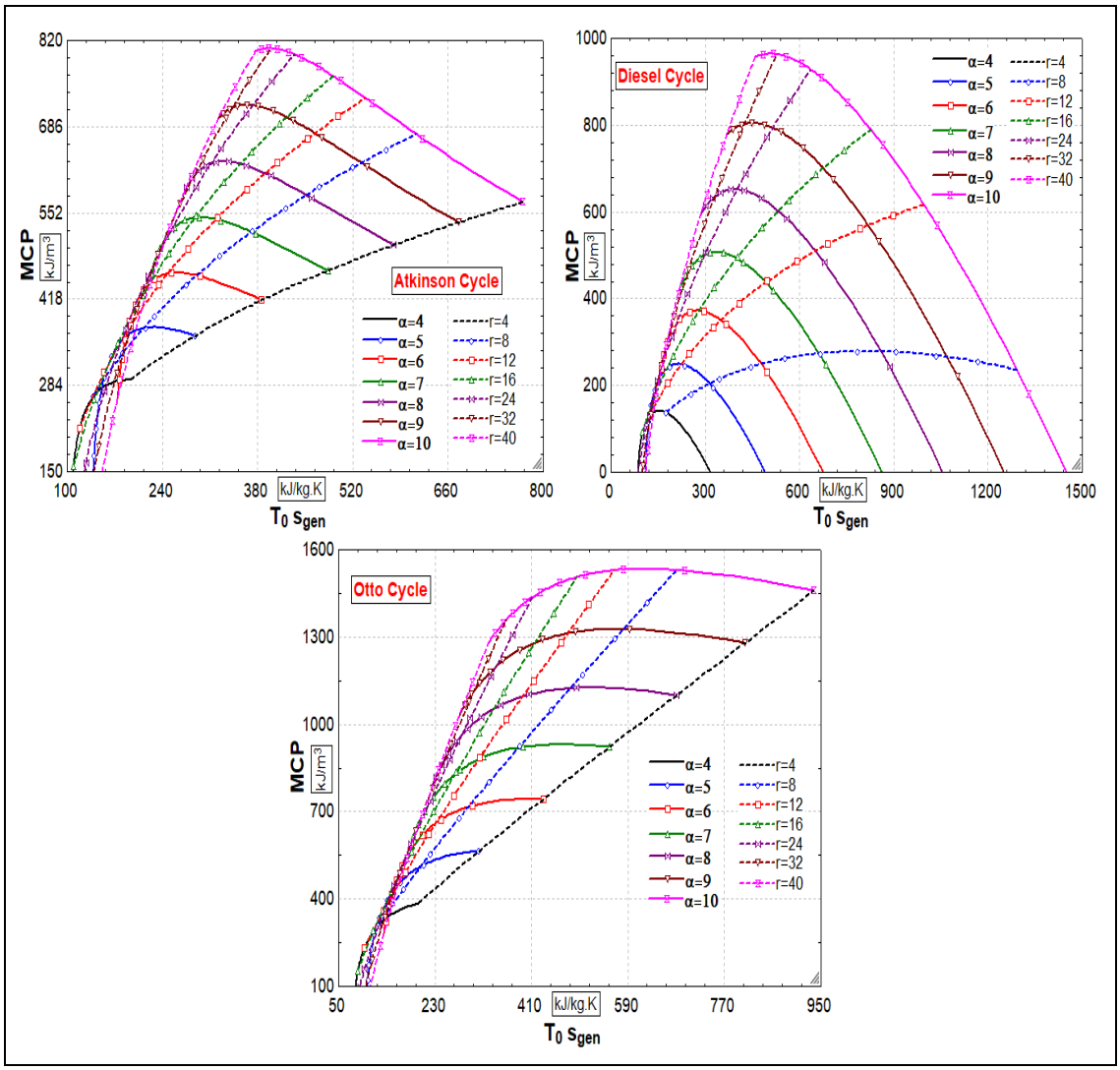
Hacimsel sıkıştırma oranına göre ortalama çevrim basıncı, ekserji yıkımı ve termik verim değişimleri Şekil 5.15'te verilmiştir. Maksimum MCP koşullarında, Otto çevrimi en küçük hacimsel sıkıştırma oranına ve en yüksek ekserji yıkımına sahiptir. Termik verimi maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranları en düşükten en yükseğe doğru şu şekildedir: Atkinson (11), Otto (16) ve Dizel (22). Maksimum MCP koşullarına karşılık gelen hacimsel sıkıştırma oranları Otto çevrimi için 4, Atkinson çevrimi için 10 ve Dizel çevrimi için 16 olarak belirlenmiştir. Sıcaklık oranının 6 olarak sabit tutulduğu ve hacimsel sıkıştırma oranının 4 ile 40 arasında değişimi için, aynı ekserji yıkımı (221.5 kJ/kg) değerinde Otto, Atkinson ve Dizel çevrimlerinin hacimsel sıkıştırma oranları sırasıyla yaklaşık olarak 13, 16 ve 22'dir. Bunların yanı sıra, hacimsel sıkıştırma oranının artırılması veya daha büyük sistemlerin yapılması ekserji yıkımını parabolik olarak azaltır. Öte yandan, aynı ekserji yıkımına karşılık gelen termik verim Otto'da %49, Atkinson'da %45 ve Dizel çevriminde %40 civarlarındadır.



Şekil 5. 15 Sabit sıcaklık ve değişken hacimsel sıkıştırma oranlarının η_{th}, MCP ve $T_0 S_{Gen}$ üzerindeki etkileri

Farklı hacimsel sıkıştırma ve sıcaklık oranları için analiz edilen çevrimlerin MCP ve ekserji yıkımı ilişkisi Şekil 5.16'da verilmiştir. Şekilde görülebileceği gibi, tüm çevrimler için farklı sıcaklık oranları için MCP'nin ekserji yıkımına göre bir maksimum noktası vardır. Sıcaklık oranları arttığında maksimum MCP noktası ve maksimum MCP noktasına karşılık gelen hacimsel sıkıştırma oranı da artar. Sıcaklık oranı 5'ten 6'ya çıkarken, maksimum MCP noktalarına karşılık gelen değerler yaklaşık olarak Atkinson'da %22, Dizel'de %50 ve Otto çevriminde %31 civarında artmaktadır. Buna ek

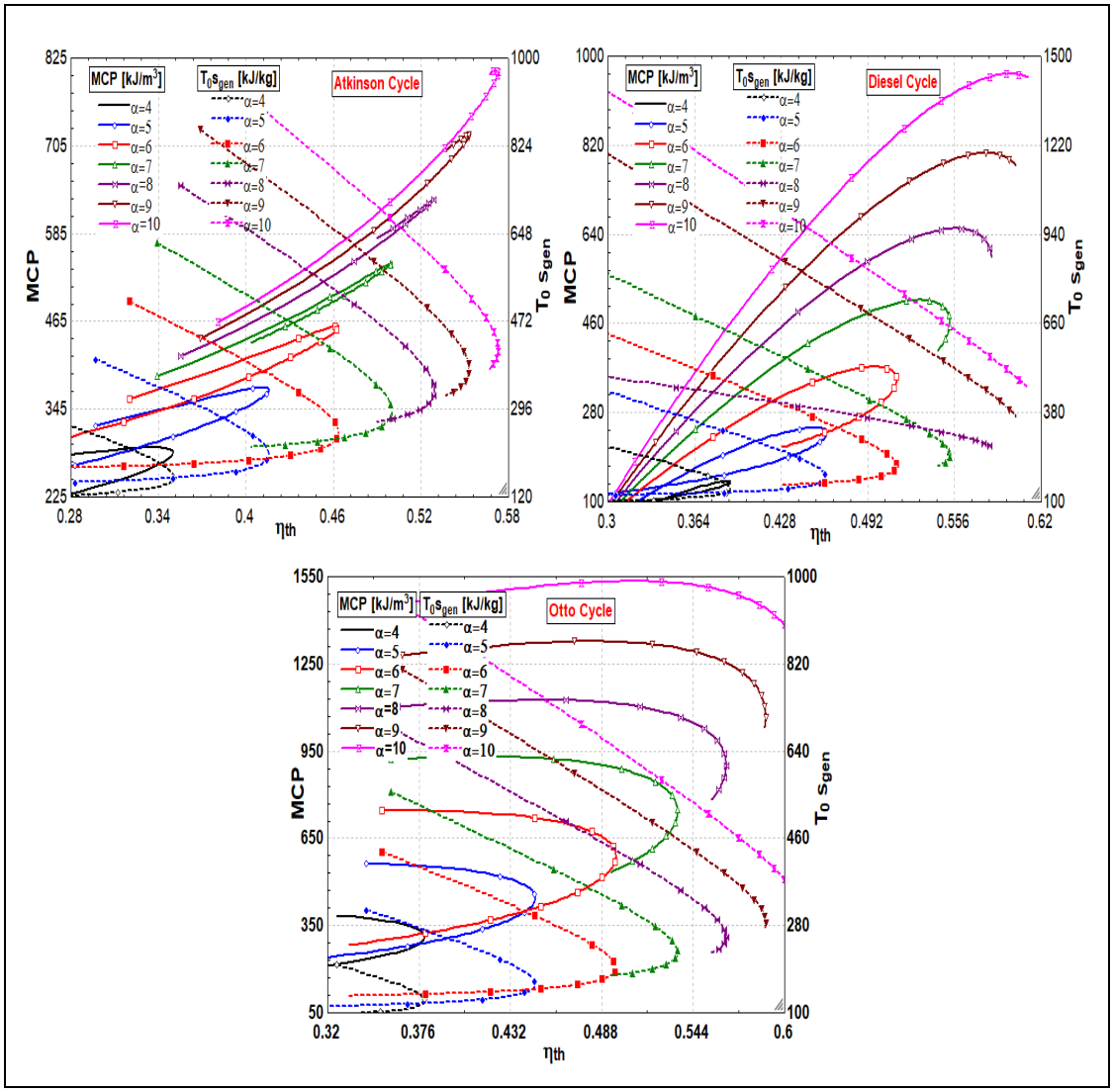
olarak MCP'nin maksimum olmasını sağlayan hacimsel sıkıştırma oranlarının yüzdelerini de Atkinson'da yaklaşık olarak %52, Dizel'de %25 ve Otto çevriminde %10 artırmaktadır. Ayrıca, maksimum MCP koşullarına karşılık gelen ekserji yıkımı değerleri Atkinson'da %15, Dizel'de %30 ve Otto çevriminde %32 artmaktadır. Diğer taraftan, sabit bir sıcaklık oranında hacimsel sıkıştırma oranının arttırılması ve sabit bir hacimsel sıkıştırma oranında sıcaklık oranının artması, aynı MCP değeri için ekserji yıkımını arttırır. Buna ek olarak, ekserji yıkımı değeri sabit sıcaklık oranlarındaki düşük hacimsel sıkıştırma oranlarında daha büyüktür.



Şekil 5. 16 Farklı sıcaklık ve farklı hacimsel sıkıştırma oranlarında MCP $T_0 s_{Gen}$ ilişkisi

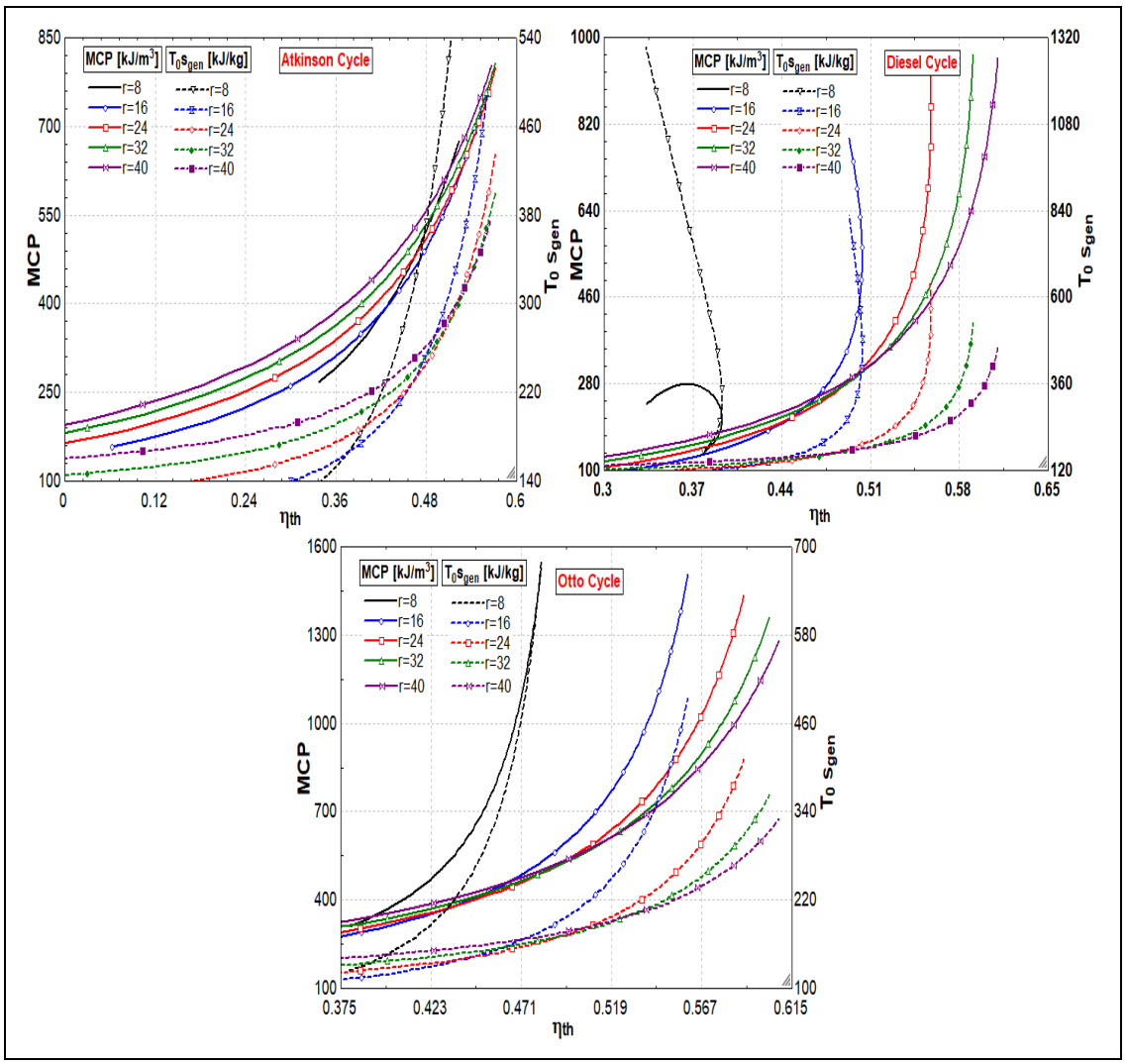
Şekil 5.17'de, sabit sıcaklık oranları için parametrik olarak değişen hacimsel sıkıştırma oranlarında MCP'nin ve ekserji yıkımının termik verim ile olan ilişkisi görülebilir. Hacimsel sıkıştırma oranının değişmesiyle sabit bir sıcaklık oranı için, çevrimlerin termik

verimi, MCP'ye ve ekserji yıkımına göre bir maksimum noktaya sahiptir. Şekilden, MCP ve EG'ye karşılık gelen maksimum termik verim değerlerinin, sabit bir sıcaklık değerinde hacimsel sıkıştırma oranındaki değişim için eşit olduğu görülebilir. Bu arada, sabit bir sıcaklık değerinde MCP'yi ve termik verimi maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranları birbirinden farklıdır. Ayrıca, daha yüksek sıcaklık oranları için, maksimum termik verime karşılık gelen MCP ve ekserji yıkımı değerleri de artar. Sıcaklık oranın 5'ten 6'ya çıkması durumunda Atkinson, Dizel ve Otto çevrimlerinde maksimum termik verim şartlarına karşılık gelen ekserji yıkımı değerleri yaklaşık olarak %20, %19 ve %20 artmaktadır.



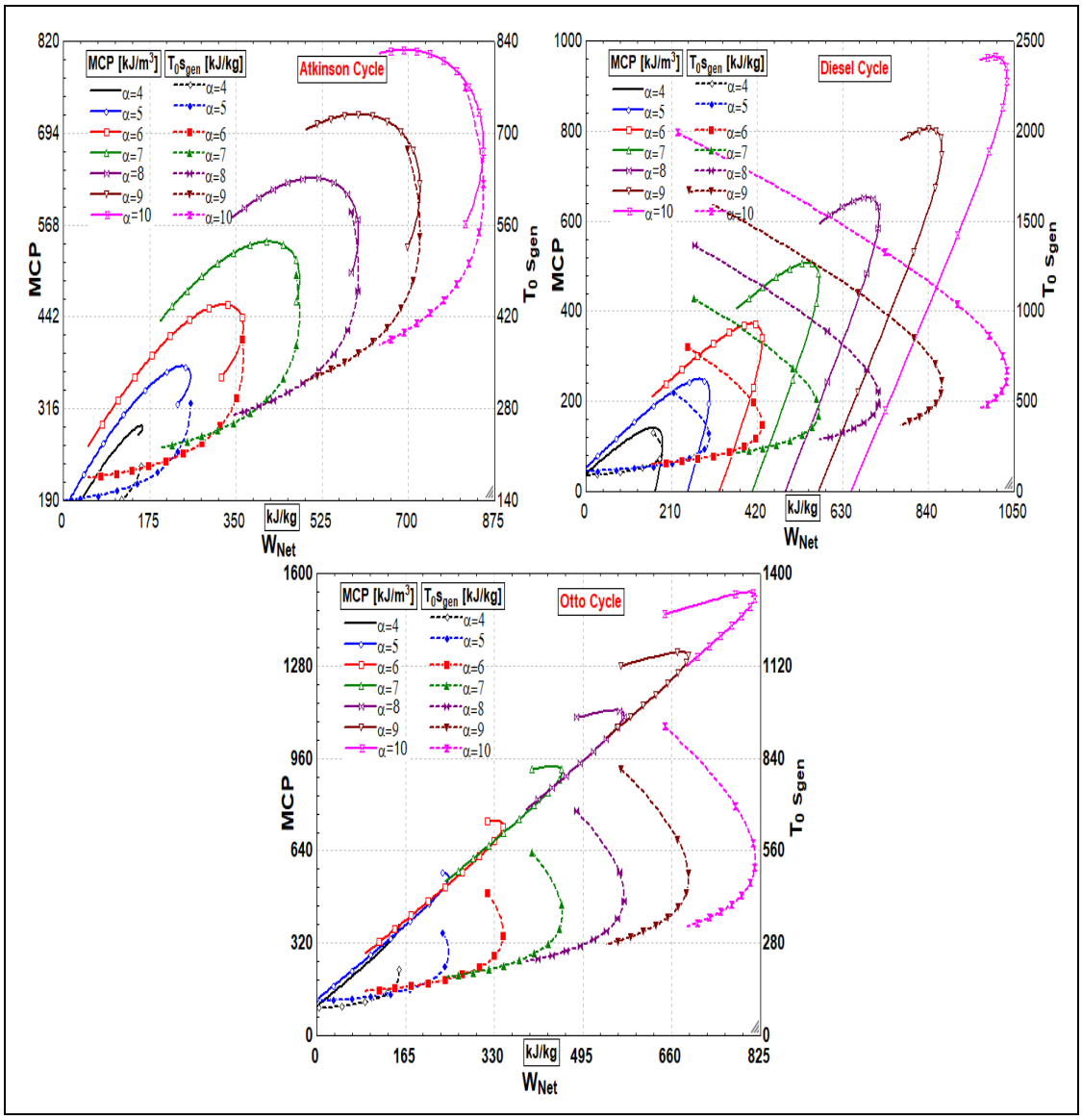
Şekil 5. 17 Sabit hacimsel sıkıştırma ve değişken sıcaklık oranlarında MCP, T_0s_{Gen} ve η_{th} ilişkisi

Şekil 5.18'de, sabit hacimsel sıkıştırma oranları için parametrik olarak değişen sıcaklık oranlarında MCP'nin ve ekserji yıkımının termik verim ile etkileşimleri verilmektedir. Sabit bir hacimsel sıkıştırma oranında sıcaklık oranının değişmesiyle, ele alınan çalışma aralıklarında, Atkinson ve Otto çevrimlerinin MCP ve ekserji yıkımı değerlerine karşılık gelen termik verim değerleri üstel olarak artarken Dizel çevriminde düşük hacimsel sıkıştırma oranlarında maksimum bir noktaya ulaştıktan sonra azalmaktadır. Bunun yanında hacimsel sıkıştırma oranın artmasıyla çevrimlerin MCP ve maksimum termik verim değerleri maksimum değerlerine ulaşana kadar arttıktan sonra azalırken maksimum ekserji yıkımı değerleri azalmaktadır. Özet olarak parametrik olarak değişen kriterlerimize göre artan MCP ve azalan ekserji yıkımı değerlerine karşılık gelen termik verim değerleri artmaktadır.



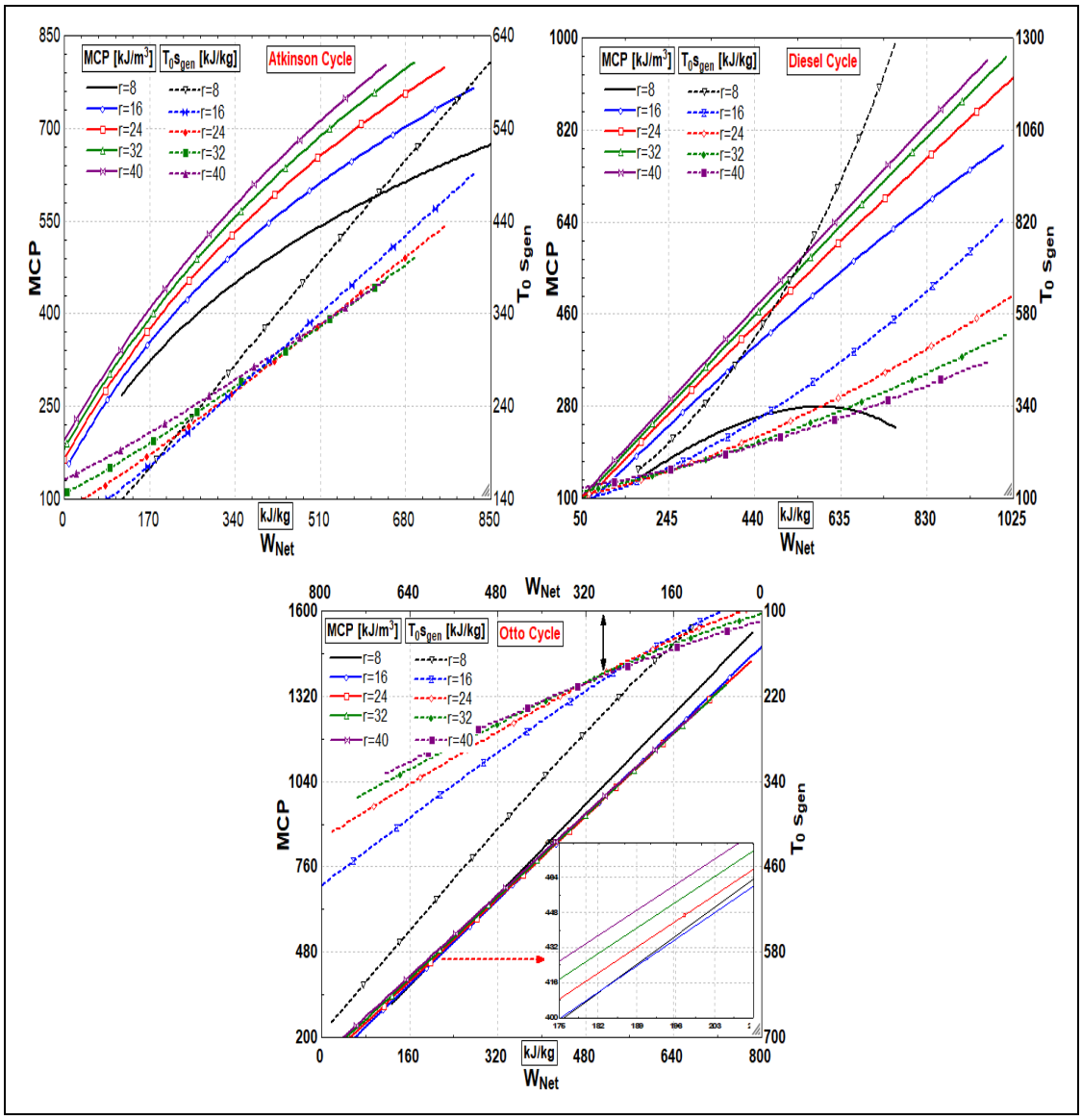
Şekil 5. 18 Sabit sıcaklık ve değişken hacimsel sıkıştırma oranlarında MCP, T_0s_{Gen} ve η_{th} ilişkisi

MCP ve ekserji yıkımının net iş ile olan etkileşimleri sabit sıcaklık oranlarında parametrik olarak değiştirilen hacimsel sıkıştırma oranları için Şekil 5.19'da görülebilir. Hacimsel sıkıştırma oranının değişmesiyle sabit bir sıcaklık oranı için çevrimlerin net işi, MCP'ye ve ekserji yıkımına göre maksimum bir noktaya sahiptir. Şekilden, MCP ve EG'ye karşılık gelen maksimum net iş değerlerinin, sabit bir sıcaklık değerinde hacimsel sıkıştırma oranındaki değişim için eşit olduğu görülebilir. Bu arada, sabit bir sıcaklık değerinde MCP'yi ve net işi maksimum yapan hacimsel sıkıştırma oranları birbirinden farklıdır. Yani her iki kriter de artan hacimsel sıkıştırma oranlarıyla birlikte kendi maksimumlarına ulaşana karar artmakta ve daha sonra azalmaya başlamaktadır. Benzer şekilde hacimsel sıkıştırma oranın artmasıyla ekserji yıkımı sürekli olarak artmakta ve buna karşılık gelen net iş değerleri de maksimum değerlerine ulaştıktan sonra azalmaya başlamaktadır. Sıcaklık oranının 5'ten 6'ya çıkması durumunda Atkinson, Dizel ve Otto çevrimlerinde maksimum net iş değerlerine karşılık gelen entropi üretimlerinde sırasıyla %40, %16 ve %20 civarında bir artış olurken maksimum MCP değerlerine karşılık gelen entropi üretimlerinde yaklaşık olarak %16, %29 ve %32 ve minimum ekserji yıkımı değerlerinde ise %21, %25 ve %30'luk bir artış gözlemlenmektedir. Bu bağlamda kullanım amacına göre en uygun seçim gerçekleştirilmelidir.



Şekil 5. 19 Sabit sıcaklık ve değişken hacimsel sıkıştırma oranlarında MCP, T_0s_{Gen} ve W_{Net} ilişkisi

Şekil 5.20'de, sabit hacimsel sıkıştırma oranları için parametrik olarak değişen sıcaklık oranlarında MCP'nin ve ekserji yıkımının net iş ile ilişkisi verilmektedir. Sabit bir hacimsel sıkıştırma oranında sıcaklık oranının değişmesiyle, ele alınan çalışma aralıklarında, Atkinson ve Otto çevrimlerinin MCP ve ekserji yıkımı değerlerine karşılık gelen net iş değerleri üstel olarak artarken Dizel çevriminde düşük hacimsel sıkıştırma oranlarında maksimum bir noktaya ulaştıktan sonra azalmaktadır. Bunun yanında hacimsel sıkıştırma oranın artmasıyla çevrimlerin MCP ve net iş değerleri maksimum değerlerine ulaşana kadar arttıktan sonra azalırken maksimum ekserji yıkımı değerleri ile bu noktalar karşılık gelen net iş değerleri azalmaktadır.



Şekil 5. 20 Sabit hacimsel sıkıştırma ve değişken sıcaklık oranlarında MCP, T_0s_{Gen} ve W_{Net} ilişkisi

5.4 Sonuç

Sonuçlar, ekserji yıkımı açısından Otto çevriminin diğer çevrimlere göre daha düşük hacimsel sıkıştırma oranı ile daha yüksek verime ve MCP değerlerine ulaşabileceğini göstermektedir. Otto çevriminin daha düşük hacimsel sıkıştırma oranına sahip olmasına ve bunula birlikte diğer çevrimlere nazaran boyutlarının 2-3 kat daha küçük olmasına rağmen, maksimum MCP koşullarındaki termik verim değeri diğerlerinden daha küçüktür. Bunun yanı sıra, MCP'yi maksimize eden hacimsel sıkıştırma oranı Otto çevriminde en düşüktür. Diğer taraftan, sabit bir hacimsel sıkıştırma oranında sıcaklık oranının arttırılması, MCP ve ekserji yıkımını arttırır ve sabit bir sıcaklık oranı için

hacimsel sıkıştırma oranının arttırılması ise tüm çevrimler için MCP'yi belirli bir maksimuma çıkarır. Otto çevriminin MCP değerleri, aynı ekserji yıkımı değeri için, sabit bir sıcaklık oranı ile değişken hacimsel sıkıştırma oranlarında ve sabit bir hacimsel sıkıştırma oranı için değişken sıcaklık oranlarında diğerlerinden daha büyüktür. Grafiklerden, sıcaklık oranının sadece genişleme proseslerini etkilediği görülürken hacimsel sıkıştırma oranının hem sıkıştırma hem de genişleme proseslerini etkilediği görülmektedir. Ayrıca, sabit bir sıcaklık oranın da MCP'yi maksimum yapan optimum bir hacimsel sıkıştırma oranı vardır. Maksimum MCP koşullarında, ekserji yıkımında hafif bir artışa ve termik verimde hafif bir düşüşe karşılık olarak daha küçük termik sistemler veya güç çevrimleri tasarlanabilir.

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER

19. yüzyılda endüstriyel sektörlerde ve ulaşımda makineleşmenin hız kazanmasına bağlı olarak insan ve hayvan gücü yerine makineler kullanılmaya başlandığı Endüstri Çağı'ndan 21. yüzyıla yani Endüstri 4.0 ve Toplum 5.0 gibi kavramların tartışılıp birçok dönüşümün gerçekleştiği günümüze kadar enerji üretimi ve tüketiminin gerek teknik gerekse sosyal boyutları ile bunların en çevreci, en ekonomik, en verimli ve en küçük boyutlarda nasıl yapılacağı soruları hep tartışılagelmiştir.

Bu bağlamda üretilecek gücün maksimizasyonunun ön planda olduğu emekleme yıllarından sonra üretilen gücün harcanan ısıya oranı olan termik verimin maksimizasyonu ve bunun ekonomik boyutları gerek teknik gerekse siyasi koşullardan dolayı büyük bir öneme haiz olmuştur. Bunların akabinde enerji üretiminin, hem ham madde kaynağı hem de atıkların atıldığı sonsuz bir depo özelliği taşıyan doğa üzerindeki etkileri bilim insanları tarafından araştırılmış ve doğaya en az zarar verecek sistemlerin tasarlanması noktasında büyük adımlar atılmıştır.

Yapmış olduğumuz bu çalışmada ise Termodinamiğin I. ve II. kanunları dikkate alınarak literatürde var olan bilgiler ve kriterler ışığında termik sistemlerin hem performans hem de boyutlarını aynı anda dikkate alan yeni bir kriterin geliştirilmesi amaçlanmış ve önerilen kriter ile bu kriterden yola çıkarak türetilen diğer kriterlerin termik sistemlerin performansı, boyutu ve çevre üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Bu kapsamda ilk olarak yeni sunulan kriterin (ρ_{Ex}) farklı termodinamik (gaz ve buhar akışkanlı) çevrimler için uygulanabilirliği gösterilmiştir. Ardından bir buhar türbini ele alınarak önerilen kriterin turbomakinelerin tasarımında ve ekonomik analizlerinde

kullanılabilirliği incelenmiştir. Bunu takiben de önermiş olduğumuz yeni kriteri esas alarak türetilen yeni bir kritere (MCP) göre gaz akışkanlı güç çevrimlerinin boyut, performans ve entropi üretimlerini dikkate alan ve farklı dizayn koşullarının dikkate alındığı parametrik optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Analizler neticesinde elde edilen sonuçlardan Ekserji Yoğunluğu'nun turbomakinelerin tasarımında boyut ve performans açısından faydalı bilgiler vereceği görülmüş ve buradan hareketle ısı değiştiricisi, içten yanmalı motorlar gibi sistemlerin tasarımında da faydalı olacağı öngörülmektedir. Buna ek olarak güç çevrimleri için elde edilen sonuçlar genel olarak incelendiğinde MCP kriterine göre gerçekleştirilecek optimizasyonlarda performans çıktıları açısından bir miktar kayba rağmen boyut yönünden avantaj sağlamaktadır.

KAYNAKLAR

[1] Carnot, S., (1824). "Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer atte puissance", Annales scientifiques de l'École Normale Supérieure, 2(1): 393-457.

[2] Odum, H. T., ve Pinkerton, R. C., (1955). "Time's speed regulator: the optimum efficiency for maximum power output in physical and biological systems", American Scientist, 43(2):331-343.

[3] Novikov, I. I., (1958). "The efficiency of atomic power stations", Journal of Nuclear Energy (1954), 7(1–2):125-128.

[4] El-Wakil, M. M., (1962). Nuclear Power Engineering, 1st Edition, McGraw-Hill New York.

[5] Raymond, R. C., (1951). "The Well-Informed Heat Engine", American Journal of Physics, 19(2):109-112.

[6] Finfgeld, C., ve Machlup, S., (1960). "Well-Informed Heat Engine: Efficiency and Maximum Power", American Journal of Physics, 28(4):324-326.

[7] Curzon, F. L., ve Ahlborn, B., (1975). "Efficiency of a Carnot engine at maximum power output", American Journal of Physics, 43(1):22-24.

[8] Vos, A. D., (1985). "Efficiency of some heat engines at maximum-power conditions", American Journal of Physics - 53(6).

[9] Mey, G. D., ve Vos, A. D., (1994). "On the optimum efficiency of endoreversible thermodynamic processes", Journal of Physics D: Applied Physics, 27(4):736.

[10] Gordon, J. M., ve Huleihil, M., (1992). "General performance characteristics of real heat engines", Journal of Applied Physics, 72(3):829-837.

[11] Şahİn, B., ve Kodal, A., (1995). "Steady-state thermodynamic analysis of a combined Carnot cycle with internal irreversibility", Energy, 20(12):1285-1289.

[12] Gyftopoulos, E. P., (2002). "On the Curzon–Ahlborn efficiency and its lack of connection to power producing processes", Energy Conversion and Management, 43(5):609-615.

[13] Cheng, C.-Y., ve Chen, C.-K., (1996). "Power optimization of an endoreversible regenerative Brayton cycle", Energy, 21(4):241-247.

[14] Wang, W., Chen, L., Sun, F., ve Wu, C., (2005). "Power optimization of an endoreversible closed intercooled regenerated Brayton-cycle coupled to variable-temperature heat-reservoirs", Applied Energy, 82(2):181-195.

[15] Wang, W., Chen, L., Sun, F., ve Wu, C., (2005). "Power optimization of an irreversible closed intercooled regenerated brayton cycle coupled to variable-temperature heat reservoirs", Applied Thermal Engineering, 25(8–9):1097-1113.

[16] Chen, L., Li, Y., Sun, F., ve Wu, C., (2004). "Power optimization of open-cycle regenerator gas-turbine power-plants", Applied Energy, 78(2):199-218.

[17] Chen, L., Wang, W., Sun, F., ve Wu, C., (2004). "Power and efficiency analysis of an endoreversible closed intercooled regenerated Brayton cycle", International Journal of Exergy, 1(4):475.

[18] Erbay, L. B., ve Yavuz, H., (1997). "Analysis of the stirling heat engine at maximum power conditions", Energy, 22(7):645-650.

[19] Parlak, A., (2005). "Comparative performance analysis of irreversible Dual and Diesel cycles under maximum power conditions", Energy Conversion and Management, 46(3):351-359.

[20] Wang, J., ve He, J., (2012). "Efficiency at maximum power output of an irreversible Carnot-like cycle with internally dissipative friction", Physical Review E, 86(5):051112.

[21] Wang, R., Wang, J., He, J., ve Ma, Y., (2013). "Efficiency at maximum power of a heat engine working with a two-level atomic system", Physical Review E, 87(4):042119.

[22] Wu, F., He, J., Ma, Y., ve Wang, J., (2014). "Efficiency at maximum power of a quantum Otto cycle within finite-time or irreversible thermodynamics", Physical Review. E, Statistical, Nonlinear, and Soft Matter Physics, 90(6):062134.

[23] Wang, J., Ye, Z., Lai, Y., Li, W., ve He, J., (2015). "Efficiency at maximum power of a quantum heat engine based on two coupled oscillators", Physical Review. E, Statistical, Nonlinear, and Soft Matter Physics, 91(6):062134.

[24] Sahin, B., Kodal, A., ve Yavuz, H., (1995). "Efficiency of a Joule-Brayton engine at maximum power density", Journal of Physics D: Applied Physics, 28(7):1309-1313.

[25] Şahi̇n, B., Kodal, A., ve Yavuz, H., (1996). "Maximum power density for an endoreversible carnot heat engine", Energy, 21(12):1219-1225.

[26] Kodal, A., (1999). "Maximum power density analysis for irreversible combined Carnot cycles", Journal of Physics D: Applied Physics, 32(22):2958.

[27] Kodal, A., Sahin, B., ve Yilmaz, T., (2000). "A comparative performance analysis of irreversible Carnot heat engines under maximum power density and maximum power conditions", Energy Con. and Management, 41(3):235-248.

[28] Maheshwari, G., Khandwawala, A. I., ve Kaushik, S. C., (2005). "Maximum power density analyses for an irreversible radiative heat engine", International Journal of Ambient Energy, 26(2):71-80.

[29] Koyun, A., (2004). "Performance analysis of a solar-driven heat engine with external irreversibilities under maximum power and power density condition", Energy Conversion and Management, 45(11):1941-1947.

[30] Sahin, B., Kodal, A., Yilmaz, T., ve Yavuz, H., (1996). "Maximum power density analysis of an irreversible Joule - Brayton engine", Journal of Physics D: Applied Physics, 29(5):1162-1167.

[31] Chen, L., Zheng, J., Sun, F., ve Wu, C., (2002). "Performance comparison of an irreversible closed Brayton cycle under maximum power density and maximum power conditions", Exergy, An International Journal, 2(4):345-351.

[32] Chen, L., Zheng, J., Sun, F., ve Wu, C., (2001). "Power Density Optimization for an Irreversible Closed Brayton Cycle", Open Systems & Information Dynamics, 08(03):241-260.

[33] Zheng, J., Chen, L., Sun, F., ve Wu, C., (2001). "Power density analysis of an endoreversible closed Brayton cycle", International Journal of Ambient Energy, 22(2):95-104.

[34] Chen, L., Zheng, J., Sun, F., ve Wu, C., (2001). "Optimum distribution of heat exchanger inventory for power density optimization of an endoreversible closed Brayton cycle", Journal of Physics D: Applied Physics, 34(3):422.

[35] Chen, L., Zheng, J., Sun, F., ve Wu, C., (2002). "Performance comparison of an endoreversible closed variable temperature heat reservoir Brayton cycle under maximum power density and maximum power conditions", Energy Conversion and Management, 43(1):33-43.

[36] Medina, A., Roco, J. M. M., ve Hernandez, A. C., (1998). "Regenerative gas turbines at maximum power density conditions", Journal of Physics D: Applied Physics, 29(11):2802-2805.

[37] Sahin, B., Kodal, A., ve Kaya, S. S., (1998). "A comparative performance analysis of irreversible regenerative reheating Joule-Brayton engines under maximum power density and maximum power conditions", Journal of Physics D: Applied Physics, 31(17):2125.

[38] Chen, L.-G., Zheng, J.-L., Sun, F.-R., ve Wu, C., (2001). "Power density analysis and optimization of a regenerated closed variable-temperature heat reservoir Brayton cycle", Journal of Physics D: Applied Physics, 34(11):1727.

[39] Chen, L., Wang, J., ve Sun, F., (2008). "Power density analysis and optimization of an irreversible closed intercooled regenerated Brayton cycle", Mathematical and Computer Modelling, 48(3–4):527-540.

[40] Wang, W., Chen, L., Sun, F., ve Wu, C., (2006). "Optimum performance comparison of an intercooled gas turbine cycle under power and power density conditions", International Journal of Ambient Energy, 27(3):115-124.

[41] Wang, J., Chen, L., ve Sun, F., (2007). "Power Density Optimization of an Irreversible Closed Intercooled Regenerated Brayton Cycle Coupled to Variable-Temperature Heat Reservoirs", International Conference on Power Engineering, 23-27 October 2007, Hangzhou.

[42] Chen, L.-G., Zheng, J.-L., Sun, F.-R., ve Wu, C., (2003). "Power, power density and efficiency optimization for a closed cycle helium turbine nuclear power plant", Energy Conversion and Management, 44(15):2393-2401.

[43] Gonca, G., Sahin, B., Ust, Y., ve Parlak, A., (2015). "Comprehensive performance analyses and optimization of the irreversible thermodynamic cycle engines (TCE) under maximum power (MP) and maximum power density (MPD) conditions", Applied Thermal Engineering, 85:9-20.

[44] Sahin, B., Kesgin, U., Kodal, A., ve Vardar, N., (2002). "Performance optimization of a new combined power cycle based on power density analysis of the dual cycle", Energy Conversion and Management, 43(15):2019-2031.

[45] Atmaca, M., Gümüş, M., ve Demir, A., (2011). "Comparative thermodynamic analysis of dual cycle under alternative conditions", Thermal Science, 15(4):953-960.

[46] Chen, L., Lin, J., Sun, F., ve Wu, C., (1998). "Efficiency of an Atkinson engine at maximum power density", Energy Conversion and Management, 39(3–4):337-341.

[47] A. Al-Sarkhi, B. A., ve E. Abu-Nada, I. A.-H., (2008). "Efficiency of Atkinson engine at maximum power density using temperature dependent specific heats", Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering, 2(2):71-75.

[48] Wang, P.-Y., ve Hou, S.-S., (2005). "Performance analysis and comparison of an Atkinson cycle coupled to variable temperature heat reservoirs under maximum power and maximum power density conditions", Energy Conversion and Management, 46(15-16):2637-2655.

[49] Ust, Y., (2009). "A comparative performance analysis and optimization of the ırreversible atkinson cycle under maximum power density and maximum power conditions", International Journal of Thermophysics, 30(3):1001-1013.

[50] Atmaca, M., ve Gumus, M., (2014). "Power and efficiency analysis of Diesel cycle under alternative criteria", Arabian Journal for Science and Engineering, 39(3):2263-2270.

[51] Al-Sarkhi, A., Akash, B. A., Jaber, J. O., Mohsen, M. S., ve Abu-Nada, E., (2002). "Efficiency of Miller engine at maximum power density", International Communications in Heat and Mass Transfer, 29(8):1159-1167.

[52] Sahin, B., Kodal, A., ve Yavuz, H., (1996). "A performance analysis for MHD power cycles operating at maximum power density", Journal of Physics D: Applied Physics, 29(6):1473.

[53] El Haj Assad, M., ve Wu, C., (2008). "Thermodynamic performance of an irreversible MHD power cycle running at constant Mach number", International Journal of Ambient Energy, 29(1):27-34.

[54] El-Sayed, Y., ve Tribus, M., (1983). "Strategic use of thermoeconomics for system ımprovement", American Chemical Society Symposium Series, 235: 215-238.

[55] Gong, M., ve Wall, G., (1997). "On exergetics, economics and optimization of technical processes to meet environmental conditions", TAIES'97 International Conference on Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems, Beijing.

[56] Keenan, J. H., (1941). Thermodynamics, 1st Edition, J. Wiley & Sons, New York

[57] Kakaç, S., (2016). "Evolution of the science of thermodynamics the history", Isi Bilimi ve Teknigi Dergisi (Journal of Thermal Science & Technology), 36(2).

[58] Keenan, J. H., (1932). "A steam chart for second law analysis", Mechanical Engineering, 195-204.

[59] Tribus, M. T., ve Evans, R. B., (1963). The thermo-economics of sea-water conversion, 1st Edition, University of California, Los Angeles.

[60] El-Sayed, Y. M., ve Evans, R. B., (1970). "Thermoeconomics and the Design of Heat Systems", Journal of Engineering for Power, 92(1):27-35.

[61] Tsatsaronis, G., ve Winhold, M., (1985). "Exergoeconomic analysis and evaluation of energy-conversion plants—I. A new general methodology", Energy, 10(1):69-80.

[62] Kotas, T. J., (1985). The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, 1st Edition, Butterworths, London.

[63] Tsatsaronis George, (1996). "Exergoeconomics: Is it only a new name?", Chemical Engineering & Technology, 19(2):163-169.

[64] Bejan, A., ve Tsatsaronis, G., (1996). Thermal Design and Optimization, 1st Edition, John Wiley & Sons, New York.

[65] El-Sayed, Y. M. (Ed.), (2003). The Thermoeconomics of Energy Conversions, 1st Edition, Elsevier, Amsterdam.

[66] Durmayaz, A., Sogut, O. S., Sahin, B., ve Yavuz, H., (2004). "Optimization of thermal systems based on finite-time thermodynamics and thermoeconomics", Progress in Energy and Combustion Science, 30(2):175-217.

[67] Ge, Y., Chen, L., ve Sun, F., (2016). "Progress in finite time thermodynamic studies for ınternal combustion engine cycles", Entropy, 18(4):139.

[68] Angulo-Brown, F., (1991). "An ecological optimization criterion for finite time heat engines", Journal of Applied Physics, 69(11):7465-7469.

[69] Yan, Z., (1993). "Comment on '"An ecological optimization criterion for finite-time heat engines"' [J. Appl. Phys. 69, 7465 (1991)]", Journal of Applied Physics, 73(7):3583-3583.

[70] Cheng, C.-Y., ve Chen, C.-K., (1997). "The ecological optimization of an irreversible Carnot heat engine", Journal of Physics D: Applied Physics, 30(11):1602.

[71] Zhu, X., Chen, L., Sun, F., ve Wu, C., (2003). "The ecological optimisation of a generalised irreversible Carnot engine for a generalised heat transfer law", International Journal of Ambient Energy, 24(4):189-194.

[72] Chen, L., Zhu, X., Sun, F., ve Wu, C., (2006). "Exergy-based ecological optimization of linear phenomenological heat-transfer law irreversible Carnot-engines", Applied Energy, 83(6):573-582.

[73] Velasco, S., Roco, J. M. M., Medina, A., White, J. A., ve Hernandez, A. C., (2000). "Optimization of heat engines including the saving of natural resources and the reduction of thermal pollution", Journal of Physics D: Applied Physics, 33(4):355.

[74] Cheng, C.-Y., ve Chen, C.-K., (1998). "Ecological optimization of an endoreversible Brayton cycle", Energy Conversion and Management, 39(1–2):33-44.

[75] Ust, Y., Safa, A., ve Sahin, B., (2005). "Ecological performance analysis of an endoreversible regenerative Brayton heat-engine", Applied Energy, 80(3):247-260.

[76] Wang, J., Chen, L., Ge, Y., ve Sun, F., (2014). "Ecological performance analysis of an endoreversible modified Brayton cycle", International Journal of Sustainable Energy, 33(3):619-634.

[77] Tyagi, S. K., Kaushik, S. C., ve Tiwari, V., (2003). "Ecological Optimization and Parametric Study of an Irreversible Regenerative Modified Brayton Cycle with Isothermal Heat Addition", Entropy, 5(5):377-390.

[78] Khaliq, A., ve Kumar, R., (2005). "Finite-time heat-transfer analysis and ecological optimization of an endoreversible and regenerative gas-turbine power-cycle", Applied Energy, 81(1):73-84.

[79] Wang, W., Chen, L., ve Sun, F., (2011). "Ecological optimisation of an irreversible-closed ICR gas turbine cycle", International Journal of Exergy, 9(1):66-79.

[80] He, J., Chen, J., ve Wu, C., (2001). "Ecological optimisation of an irreversible Stirling heat engine", International Journal of Ambient Energy, 22(4):211-220.

[81] Tyagi, S. K., Kaushik, S. C., ve Salhotra, R., (2002). "Ecological optimization and performance study of irreversible Stirling and Ericsson heat engines", Journal of Physics D: Applied Physics, 35(20):2668.

[82] Şahin, B., Özsoysal, O. A., ve Söğüt, O. S., (2002). "A comparative performance analysis of endoreversible dual cycle under maximum ecological function and maximum power conditions", Exergy, An International Journal, 2(3):173-185.

[83] Ge, Y., Chen, L., ve Sun, F., (2012). "Ecological Optimization of an Irreversible Otto Cycle", Arabian Journal for Science and Engineering, 38(2):373-381.

[84] Üst, Y., ve Yilmaz, T., (2005). "Performance analysis of an endoreversible Braysson cycle based on the ecological criterion", Turkish Journal of Engineering & Environmental Sciences, 29(5):271-278.

[85] Chen, L., Xiaoqin, Z., Sun, F., ve Wu, C., (2005). "Ecological optimization for generalized irreversible Carnot refrigerators", Journal of Physics D: Applied Physics, 38(1):113.

[86] Chen, L., Xiaoqin, Z., Sun, F., ve Wu, C., (2007). "Ecological optimisation of a generalised irreversible Carnot refrigerator for a generalised heat transfer law", International Journal of Ambient Energy, 28(4):213-219.

[87] Tyagi, S. K., Chen, J., Lin, G., ve Kaushik, S. C., (2005). "Ecological optimization of an irreversible Ericsson cryogenic refrigerator cycle", International Journal of Energy Research, 29(13):1191-1204.

[88] Ahmadi, M. H., ve Ahmadi, M. A., (2015). "Thermodynamic analysis and optimization of an irreversible Ericsson cryogenic refrigerator cycle", Energy Conversion and Management, 89:147-155.

[89] Bi, Y., Chen, L., Sun, F., ve Wu, C., (2009). "Exergy-based ecological optimisation for an endoreversible air heat pump cycle", International Journal of Ambient Energy, 30(1):45-52.

[90] Chen, L., Xiaoqin, Z., Sun, F., ve Wu, C., (2007). "Exergy-based ecological optimization for a generalized irreversible Carnot heat-pump", Applied Energy, 84(1):78-88.

[91] BI, Y., CHEN, L., ve SUN, F., (2009). "Exergy-based ecological optimization for an endoreversible variable-temperature heat reservoir air heat pump cycle.", Revista mexicana de física, 55(2):112.

[92] Üst, Y., (2005). Enerji Üretim Sistemlerinin Ekolojik Performans Analizi ve Optimizasyonu, Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

[93] Bejan, A., (1982). Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow, 1st Edition, Wiley, New York.

[94] Üst, Y., Sahin, B., ve Kodal, A., (2005). "Ecological coefficient of performance (ECOP) optimization for generalized irreversible Carnot heat engines", Journal of the Energy Institute, 78(3):145-151.

[95] Ust, Y., Sahin, B., ve Sogut, O. S., (2005). "Performance analysis and optimization of an irreversible dual-cycle based on an ecological coefficient of performance criterion", Applied Energy, 82(1):23-39.

[96] Gonca, G., ve Sahin, B., (2014). "Performance Optimization of an Air-Standard Irreversible Dual-Atkinson Cycle Engine Based on the Ecological Coefficient of Performance Criterion", The Scientific World Journal, 2014:e815787.

[97] Ust, Y., (2005). "Ecological performance analysis of irreversible Otto cycle", Journal of Engineering and Natural Sciences, 29(5)(3):106-117.

[98] Ust, Y., Sahin, B., Kodal, A., ve Akcay, I. H., (2006). "Ecological coefficient of performance analysis and optimization of an irreversible regenerative-Brayton heat engine", Applied Energy, 83(6):558-572.

[99] Ust, Y., Sogut, O. S., Sahin, B., ve Durmayaz, A., (2006). "Ecological coefficient of performance (ECOP) optimization for an irreversible Brayton heat engine with variable-temperature thermal reservoirs", Journal of the Energy Institute, 79(1):47-52.

[100] Sogut, O. S., Ust, Y., ve Sahin, B., (2006). "The effects of intercooling and regeneration on the thermo-ecological performance analysis of an irreversible-closed Brayton heat engine with variable-temperature thermal reservoirs", Journal of Physics D: Applied Physics, 39(21):4713.

[101] Al-Sood, M. M. A., Matrawy, K. K., ve Abdel-Rahim, Y. M., (2013). "Optimum parametric performance characterization of an irreversible gas turbine Brayton cycle", International Journal of Energy and Environmental Engineering, 4(1):37.

[102] Yeğiner, Y., Kenç, S., Kömürgöz, G., ve Özkol, İ., (2013). "Ecological Performance Analysis of Irreversible Brayton Cycle", 6th International Exergy, Energy and Environment Symposium, 1-4 Temmuz 2013, Rize.

[103] Sadatsakkak, S. A., Ahmadi, M. H., ve Ahmadi, M. A., (2015). "Thermodynamic and thermo-economic analysis and optimization of an irreversible regenerative closed Brayton cycle", Energy Conversion and Management, 94:124-129.

[104] Ust, Y., ve Sahin, B., (2007). "Performance optimization of irreversible refrigerators based on a new thermo-ecological criterion", International Journal of Refrigeration, 30(3):527-534.

[105] Ust, Y., (2009). "Performance analysis and optimization of irreversible air refrigeration cycles based on ecological coefficient of performance criterion", Applied Thermal Engineering, 29(1):47-55.

[106] Ngouateu Wouagfack, P. A., ve Tchinda, R., (2012). "The new thermo-ecological performance optimization of an irreversible three-heat-source absorption heat pump", International Journal of Refrigeration, 35(1):79-87.

[107] Ahmadi, M. H., Ahmadi, M. A., Mehrpooya, M., ve Sameti, M., (2015). "Thermo-ecological analysis and optimization performance of an irreversible three-heat-source absorption heat pump", Energy Con. and Management, 90:175-183.

[108] Sandler, S. I., ve Woodcock, L. V., (2010). "Historical Observations on laws of thermodynamics", Journal of Chemical & Engineering Data, 55(10):4485-4490.

[109] William John Macquorn Rankine, (1859). A Manual of the steam engine and other prime movers, 1st Edition, R. Griffin, London.

[110] Mollier, R., (1904). Neue diagramme zur technischen wärmelehre, Z.V.D.Z. 58:271-275

[111] Çengel, Y. A., ve Boles, M. A., (2015). Thermodynamics: An Engineering Approach, 8th Edition, McGraw-Hill, New York.

[112] Battino, R., Wood, S. E., ve Strong, L. E., (1997). "A brief history of thermodynamics notation", Journal of Chemical Education, 74(3):304.

[113] Howard, I. K., (2002). "H Is for Enthalpy, Thanks to Heike Kamerlingh Onnes and Alfred W. Porter", Journal of Chemical Education, 79(6):697.

[114] Howard, I. K., (2001). "S is for Entropy. U is for Energy. What was clausius thinking?", Journal of Chemical Education, 78(4):505.

[115] Dincer, I., ve Cengel, Y. A., (2001). "Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering", Entropy, 3(3):116-149.

[116] Corey, P. L., (2016). NIST guide to the SI, Chapter 4: The Two Classes of SI Units and the SI Prefixes, https://www.nist.gov/pml/nist-guide-si-chapter-4-two-classes-si-units-and-si-prefixes, 10 Temmuz 2017.

[117] Minea, A. A., (2017). Advances in New Heat Transfer Fluids: From Numerical to Experimental Techniques, 1st Edition, CRC Press, Florida.

[118] Klein, S. A., ve Alvarado, F. L., EES-Engineering Equation Solver. 4406 Fox Bluff Rd. Middleton, WI 53562: F-Chart Software.

[119] Karakurt, A. S., (2012). Analysis of the part load conditions effects on turbine performance, Master Thesis, Graduate School of Natural and Applıed Sciences, Yildiz Technical University, Istanbul.

[120] Karakurt, A. S., ve Güneş, Ü., (2017). "Performance analysis of a steam turbine power plant at part load conditions", Journal of Thermal Engineering, 3(2):1121-1128.

[121] Eyice, S., (1975). Buhar Türbinleri Hesap ve Konstrüksiyonu, Cilt 1, 4. Baskı, İDMMA Yayınları, İstanbul.

[122] Sungu, B., (1983). Karşı Basınçlı Aksiyon Türbinlerinde Optimum Basamak Sayısının Bulunması İçin Yeni Bir Yöntem Geliştirilmesi ve Komputer Uygulaması, Doktora Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yıldız Teknik Üniversitesi, Istanbul.

[123] Meher-Homji, C. B., (2000). "The histocial evolution of turbomachinery", 29th Turbomachinery Symposium, 18-21 September, Texas.

[124] U.S. Energy Information Administration (U.S. EIA), (2016). World energy demand and economic outlook, No. DOE/EIA-0484. Washington.

[125] Anheden, M., (2000). "Analysis of gas turbine systems for sustainable energy conversion", Doctoral thesis, KTH Royal Institute of Technology, Stockholm.

[126] Bejan, A., (1996). "Models of power plants that generate minimum entropy while operating at maximum power", American Journal of Physics, 64(8):1054-1059.

[127] Salamon, P., Nitzan, A., Andresen, B., ve Berry, R. S., (1980). "Minimum entropy production and the optimization of heat engines", Physical Review A, 21(6):2115-2129.

[128] Cheng, C.-Y., ve Chen, C.-K., (1999). "Ecological optimization of an irreversible Brayton heat engine", Journal of Physics D: Applied Physics, 32(3):350.

[129] Ust, Y., Sahin, B., ve Kodal, A., (2006). "Performance analysis of an irreversible Brayton heat engine based on ecological coefficient of performance criterion", International Journal of Thermal Sciences, 45(1):94-101.

[130] Gonca, G., (2017). "Exergetic and ecological performance analyses of a gas turbine system with two intercoolers and two re-heaters", Energy, 124:579-588.

[131] Açıkkalp, E., ve Yamık, H., (2013). "Limits and optimization of power ınput or output of actual thermal cycles", Entropy, 15(8):3219-3248.

[132] Açıkkalp, E., (2015). "Methods used for evaluation of actual power generating thermal cycles and comparing them", International Journal of Electrical Power & Energy Systems, 69:85-89.

[133] Tanbay, T., Durmayaz, A., ve Sogut, O. S., (2015). "Exergy-based ecological optimisation of a turbofan engine", International Journal of Exergy, 16(3):358.

[134] Ust, Y., Sahin, B., ve Kodal, A., (2009). "Performance optimisation of irreversible cogeneration systems based on a new exergetic performance criterion: exergy density", Journal of the Energy Institute, 82(1):48-52.

[135] Ust, Y., Sahin, B., ve Aydoğan, A., (2003). "Exergy density optimization of cogeneration systems", 1. Ege Enerji Sempozyumu, Mayıs 2003, İzmir.

[136] Ust, Y., Sahin, B., ve Aydoğan, A., (2003). "Exergy density analysis of irreversible cogeneration systems", 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 3-5 Eylül 2003, Isparta.

[137] Heywood, J. B., (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals, 1st Edition, McGraw-Hill, New York.

[138] Bejan, A., (1996). "Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes", Journal of Applied Physics, 79(3):1191-1218.

[139] Qin, X., Chen, L., Sun, F., ve Wu, C., (2003). "The universal power and efficiency characteristics for irreversible reciprocating heat engine cycles", European Journal of Physics, 24(4):359.

[140] Haseli, Y., (2013). "Performance of irreversible heat engines at minimum entropy generation", Applied Mathematical Modelling, 37(23):9810-9817.

[141] Moscato, A., Oliveira, S., Scalon, V., ve Padilha, A., (2018). "Optimization of an irreversible Otto and Diesel cycles based on ecological function", Thermal Science, 22(3):1193-1202.

[142] Ahmadi, M. H., Ahmadi, M.-A., Açıkkalp, E., Nazari, M. A., Yazdi, M. A. P., ve Kumar, R., (2018). "New thermodynamic analysis and optimization of performance of an irreversible Diesel cycle", Environmental Progress & Sustainable Energy, 37(4):1475-1490.

[143] Nakonieczny, K., (2002). "Entropy generation in a Diesel engine turbocharging system", Energy, 27(11):1027-1056.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Asım Sinan KARAKURT

Doğum Tarihi ve Yeri :30.07.1985, Ereğli/Konya

Yabancı Dili :İngilizce

E-posta :asimsinan@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	**Alan**	**Okul/Üniversite**	**Mezuniyet Yılı**
Y. Lisans	Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2012
Lisans	Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2010
Lise	Fen Bilimleri	Konya Ereğli Fen Lisesi	2004

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	**Firma/Kurum**	**Görevi**
2011-	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

YAYINLARI

Makale

1. Karakurt, A.S. ve Şahin, B., (2018). "Performance Analyses and Optimization of the Joule-Brayton Cycle via the Mean Cycle Pressure (MCP) Criterion", International Journal Of Exergy, 25 (4): 339-349.

Bildiri

1. Karakurt, A.S. ve Şahin, B., (2018). "Performance Analysis and Optimization of Power Cycles via the Mean Cycle Pressure Criterion (MCP) and Entropy Generation (EG)", ECOS 2018 - The 31th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, 17-22 Haziran 2018, Guimarães.