T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAVADAN BAĞIMSIZ TAHRİK SİSTEMLERİNDE KULLANILAN OKSİ-YANMALI GAZ TÜRBİNİ GÜÇ SİSTEMLERİNİN TERMOEKOLOJİK VE TERMOEKONOMİK PERFORMANS ANALİZİ

İbrahim ÖZSARI

DOKTORA TEZİ

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı

Danışman

Prof. Dr. Yasin ÜST

Haziran, 2021

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAVADAN BAĞIMSIZ TAHRİK SİSTEMLERİNDE KULLANILAN OKSİ-YANMALI GAZ TÜRBİNİ GÜÇ SİSTEMLERİNİN TERMOEKOLOJİK VE TERMOEKONOMİK PERFORMANS ANALİZİ

İbrahim ÖZSARI tarafından hazırlanan tez çalışması, 23.06.2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Yasin ÜST

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Yasin ÜST, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. İsmail EKMEKÇİ, Üye
İstanbul Ticaret Üniversitesi _____

Prof. Dr. Seyfettin BAYRAKTAR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Oğuz Salim SÖĞÜT, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Yasin ÜST sorumluluğunda tarafımca hazırlanan “Havadan Bağımsız Tahrik Sistemlerinde Kullanılan Oksi-Yanmalı Gaz Türbini Güç Sistemlerinin Termoekolojik ve Termoekonomik Performans Analizi” başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

İbrahim ÖZSARI

Bu çalışma, TÜBİTAK 2211-A Yurtiçi Doktora Burs Programı ile desteklenmiştir.

Aileme

ve

Zeyneplerime

TEŞEKKÜR

Doktora öğrenimim sırasında örnek bir bilim insanı olarak yaptığı yönlendirmeler ile yaşadığım sıkıntıları aşmama yardımcı olan muhterem hocam Prof. Dr. Yasin ÜST'e, tez izleme komitemde tezime önerileri ile katkı sağlayan değerli hocalarım Prof. Dr. İsmail EKMEKÇİ ve Doç. Dr. Mehmet ÇAKIR'a şükranlarımı sunuyorum. Ayrıca değerli vaktini benden esirgemeden tezimle ilgili bana fikirler veren, akademik anlamda ufkumu açan kıymetli hocam Prof. Dr. İbrahim DİNÇER'e müteşekkirim.

Doktora tez aşamasında bana tecribelerini aktararak ağabeylik yapan değerli dostlarım Dr. Ümit GÜNEŞ'e ve Dr. Asım Sinan KARAKURT'a, ayrıca her zaman yanımda olan ismini zikredemediğim diğer meslektaşlarıma teşekkürü borç bilirim.

Doktora tez çalışmalarım boyunca başarı bursları ile beni maddi manevi destekleyen, ülkemizin öncü kurumlarından TÜBİTAK ve Türk Loydu'na da teşekkürü bir borç bilirim.

Son olarak tüm başarımın arkasında olan, beni bugünlere getiren, bana inanan, her şartta ve koşulda yanımda olduklarını hissettiren aileme; en güzel zamanlarını sabretmekle geçiren kıymetli eşim ve biricik kızıma teşekkür ederim.

İbrahim ÖZSARI

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ viii

KISALTMA LİSTESİ x

ŞEKİL LİSTESİ xi

TABLO LİSTESİ xv

ÖZET xvi

ABSTRACT xviii

1 GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1

1.1.1 Oksi-Yanma Teknolojisinin Yıllara Göre Gelişimi 3

1.1.2 Oksi-Yanma Tekonolojisinde Araştırma Alanları 10

1.2 Tezin Amacı 16

1.3 Hipotez 17

2 OKSİ-YANMANIN TERMOKİMYASAL KARAKTERİSTİĞİ VE ANALİZİ 18

2.1 Giriş 18

2.2 Teorik Model 22

2.3 Yanmanın Ekserjisi 30

2.4 Farklı Doğal Gazlara Göre Enerji ve Emisyon Değerleri ve Kıyaslanması 31

2.5 Modelin Doğruluğunun Diğer Yanma Programları ile gösterilmesi 44

2.6 Farklı Yakıtlar İçin Yanma Ekserjisi Değerleri ve Kıyaslaması 48

2.7 Sonuç 58

3 OKSİ-YANMALI GAZ TÜRBİNİ GÜÇ ÇEVRİMLERİ 61

3.1 Oksi-Yanmalı Güç Çevrimleri 61

3.1.1 Yarı Kapalı Oksi-Yanmalı Kombine Çevrim (SCOC-CC) 61

3.1.2 MATIANT Çevrimi 63

3.1.3 CES Çevrimi 65

3.1.4 GRAZ Çevrimi 67

3.1.5 Allam Çevrimi....71
3.1.6 Diğer Oksi-Yanmalı Güç Çevrimleri....73
3.2 Oksi-Yanma Gaz Türbini Güç Çevrimi Analizi....74
3.3 Teorik Model....79
3.3.1 Enerji Yönünden Termodinamiksel Hesaplama....81
3.3.2 Termoekolojik ve Termoekonomik Hesaplama....85
3.3.3 Ekserji Hesaplaması ve Performans Katsayıları....88
3.4 Oksi–Yanmalı Gaz Türbini Güç Sisteminin Enerji, Ekserji, Ekoloji, Ekonomi Analizi ve Geleneksel Güç Sistemi Kıyaslaması....92
3.5 Sonuç....113

4 OKSİ-YANMALI GAZ TÜRBİNİ GÜÇ SİSTEMİNİN DENIZALTILARDA KULLANILMASI 116

4.1 Denizaltılarda Kullanılan Havadan Bağımsız Tahrik Sistemleri....116
4.1.1 Walter Türbini....116
4.1.2 Kapalı Devre Dizel....118
4.1.3 MESMA Sistemi....119
4.1.4 Stirling Motoru....121
4.1.5 Yakıt Pili....123
4.1.6 Üzerinde Çalışılan Yeni Teknolojiler....127
4.2 Denizaltı Havadan Bağımsız Tahrik Sistemleri Analizi....128
4.3 Yakıt Pili Termodinamiksel Hesaplaması....133
4.4 Oksi-Yanmalı Süperkritik Karbondioksit Gaz Türbini Güç Çevrimi Termodinamiksel Hesaplaması....143
4.5 Modelin Doğrulaması....150
4.6 Yakıt Pili ve Oksi-Yanmalı s-CO_2 Güç Sistemlerinin Kıyaslanması....152
4.7 Sonuç....162

5 SONUÇ VE ÖNERİLER 164

KAYNAKÇA 167

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 191

SİMGE LİSTESİ

Pr	Basınç oranı
q	Birim debi başına ısı (kJ/kg)
b	CO2 reaktan mol sayısı
K	Denge sabiti
χ	Egzoz türlerinin mol sayısı
E	Enerji
ϕ	Eşdeğerlik oranı
V	Hacim
W	İş [kJ]
Q	Isı
C	Maliyet
α	Mol fraksiyonu
ε	Molar hava-yakıt oranı
c	N2 reaktan mol sayısı
a	O2 reaktan mol sayısı
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
s	Özgül entropi (kJ/kg K)
c	Özgül Isı (kJ/kg K)
T	Sıcaklık (K)
Q	Toplam azot atomu sayısı
Y	Toplam hidrojen atomu sayısı
X	Toplam oksijen atomu sayısı
N	Türlerin toplam mol sayısı
Ru	Üniversal gaz sabiti [kJ/kg]
CC	Yanma Odası

Alt indisler

ady	Adyabatik
fu	Akışkan
j	Anlık
q	Azot atomu sayısı
p	Basınç

pz	Birincil bölge
wf	Çalışma/iş akışkanı
env	Çevresel
e	Çıkış
o	Çıkış
i	Egzoz bileşenleri
k	Egzoz türleri
i	Faiz oranı / Giriş
Ph	Fiziksel
in	Giriş
a	Hava
y	Hidrojen atomu sayısı
x	Karbon atomu sayısı
Ch	Kimyasal
K	Kinetik
c	Kompresör
comp	Kompresör
cv	Kontrol hacmi
net	Net
oxy	Oksi / oksijen
ox	Oksidan
z	Oksijen atomu sayısı
P	Potansiyel
r	Reaktanlar
0	Referans noktası
s	Sitokiyometrik
cox	Soğutucu oksidan
tot	Toplam
t	Türbin
f	Yakıt
cc	Yanma odası
inv	Yatırım
D	Yıkım

KISALTMA LİSTESİ

AFC	Alkali yakıt pili
AIP	Havadan bağımsız tahrik
ASU	Hava ayrıştırma ünitesi
CCS	Karbon yakalama ve depolama
CES	Temiz enerji sistemi
COPD	Güç yoğunluğu maliyeti
CRF	Sermaye geri dönüş oranı
DG	Doğal gaz
DMFC	Doğrudan metanol yakıt pili
ECOP	Ekolojik performans katsayısı
EFECPOD	Efektif ekolojik güç yoğunluğu
EGR	Egzoz gaz resirkülasyonu
EPC	Ekserjetik performans katsayısı
FA	Yakıt/hava oranı
HRSG	ım buhar jeneratörü
LHV	Alt ısıl değer
LHV	Alt ısıl değer
MCFC	Eriyik karbonatlı yakıt pili
MED	Ortalama ekserji yoğunluğu
MW	Moleküler ağırlık
MW	Moleküler ağırlık
PAFC	Fosforik asitli yakıt pili
PEMFC	Proton değişim membranlı yakıt pili
s-CO2	Süperkritik karbondioksit
SCOC-CC	Yarı kapalı oksi-yanma kombine çevrimi
SFC	Özgül yakıt sarfiyatı
SFC	Özgül yakıt sarfiyatı
SOFC	Katı oksitli yakıt pili
YEP	Yayın etki parametresi

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 1985'den 2021'e kadar oksi-yanma alanındaki yayınlar ve atıflar 4

Şekil 1.2 1985'den 2021'e kadar oksi-yanma alanındaki yayın türleri. 4

Şekil 1.3 1985'den 2021'e kadar oksi-yanma alanındaki yayınların ülke bazında dağılımı (a) yayın, (b) atıf sayısına göre.....6

Şekil 1.4 Oksi-yanma alanındaki en verimli dergiler 9

Şekil 1.5 Oksi-yanma teknolojisinde en etkin kurumlar 10

Şekil 1.6 2001'den 2021'e kadar temel araştırma alanları ve yayın zaman çizelgesi 11

Şekil 1.7 Ana araştırma alanlarının oksi-yanmaya göre dağılımı 12

Şekil 1.8 Konulara göre oksi-yanma teknolojileri yayınlarının sınıflandırılması. 12

Şekil 1.9 (a) Atıf ve yayın sayılarına ve (b) h-indeksi ve yayın etki parametresi değerlerine göre 1985'den 2021'e kadar en üretken yazarlar ve puanları 14

Şekil 2.1 Karbon yakalama ve depolama teknolojilerinin gösterimi.....19

Şekil 2.2 Oksi-yanma teknolojisinin detaylı yanma analizi için gösterilen yanma odası 23

Şekil 2.3 Çeşitli oksijen oranlarında eşdeğerlik oranının değişmine göre; Adyabatik alev sıcaklığı (a), NOx emisyonu (b), sabit basınç özgül ısısı (c) ve entropi (d) değerleri. (P = 1 atm, T_i = 300 K) 33

Şekil 2.4 Çeşitli oksijen oranlarında yanma odası basınç değişmine göre; Adyabatik alev sıcaklığı (a), NO_X emisyonu (b), sabit basınç özgül ısısı (c) ve entropi (d) değerleri. (ϕ=1, T_i= 305 K).....36

Şekil 2.5 Çeşitli oksijen oranlarında yanma odası giriş sıcaklığı değişmine göre; Adyabatik alev sıcaklığı (a), NOx emisyonu (b), sabit basınç özgül ısısı (c) ve entropi (d) değerleri. (ϕ =1, P=1 atm).....39

Şekil 2.6 Farklı doğal gazlar için oksijen oranı değişmine göre; Adyabatik alev sıcaklığı (a), NO_X emisyonu (b), sabit basınç özgül ısısı (c) ve entropi (d) değerleri. (ϕ =1, P=1 atm, T_i=300 K).....41

Şekil 2.7 Çeşitli oksijen oranlarında eşdeğerlik oranının değişmine göre CO_2, H_2O, N_2, O_2 molar fraksiyonları (a), CO, NO, NO_2, HO_2 molar fraksiyonları (b), O, H_2, H, OH molar fraksiyonları (c) (P = 1 atm, Ti = 300 K).....43

Şekil 2.8 Model sonuçlarının program sonuçları ile karşılaştırılması 48

Şekil 2.9 Çeşitli oksijen oranlarında eşdeğerlik oranının değişmine göre; CO_2, H_2O, O_2, N_2 molar fraksiyonları (a), CO, H_2, H, O molar fraksiyonları (b), OH, NO, HO_2, NO_2 molar fraksiyonları (c) (P = 1 atm, T_i = 300 K) 50

Şekil 2.10 Dört farklı oksijen oranlı oksi-yanma ve geleneksel yanma için eşdeğerlik oranına göre sıcaklık oranı (a), kimyasal ekserji, fiziksel ekserji ve toplam özgül ekserji (b), ekserji yok etme (c) değerleri (P = 1 atm, Ti = 300 K) 52

Şekil 2.11 Dört farklı oksijen oranlı oksi-yanma ve geleneksel yanma için yanma odası giriş sıcaklığına göre sıcaklık oranı (a), kimyasal ekserji, fiziksel ekserji ve toplam özgül ekserji (b), ekserji yok etme (c) değerleri (P = 1 atm, Ti = 300 K) 54

Şekil 2.12 Oksi-yanma ve geleneksel yanma için dört farklı yakıt performansının eşdeğerlik oranına göre sıcaklık oranı (a), kimyasal ekserji, fiziksel ekserji (b), toplam özgül ekserji (c), ekserji yok etme (d) değerleri (P = 1 atm, Ti = 300 K) 57

Şekil 3.1 Yarı kapalı oksi-yanma kombine (SCOC-CC) çevrimi diyagramı [141] 62

Şekil 3.2 MATIANT çevrimi diyagramı [62] 65

Şekil 3.3 CES çevrimi çalışma diyagramı [62] 66

Şekil 3.4 GRAZ çevrimi çalışma diyagramı [166] 68

Şekil 3.5 S-GRAZ çevrimi çalışma diyagramı [166] 69

Şekil 3.6 Modified-GRAZ çevrimi çalışma diyagramı [167] 70

Şekil 3.7 Allam çevrimi çalışma diyagramı [47] 72

Şekil 3.8 Geleneksel gaz türbini güç santrali diyagramı (a) ve Oksi-yanma gaz türbini güç santrali diyagramı (b) 81

Şekil 3.9 Çeşitli oksijen oranları için giren ısı ve net gücün basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için giren ısı ve net gücün oksijen oranı ile değişimi (b). 93

Şekil 3.10 Çeşitli oksijen oranları için verim ve özgül yakıt sarfiyatının basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için verim ve özgül yakıt sarfiyatının oksijen oranı ile değişimi (b). 95

Şekil 3.11 Çeşitli oksijen oranlı oksi-yanma ve geleneksel yanma için basınç oranı değişimi ile net güç ve verim değişimi 96

Şekil 3.12 Çeşitli oksijen oranları için eşdeğerlik oranı ve yakıt-hava oranın basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için eşdeğerlik oranı ve yakıt-hava oranın oksijen oranı ile değişimi (b). 97

Şekil 3.13 Geleneksel gaz türbini güç çevrimi için basınç oranı ile $EINO_X$ ve EICO'nun değişimi 98

Şekil 3.14 Çeşitli oksijen oranları için basınç oranı değişimi ile sermaye yatırım maliyeti, çevre/oksijen maliyeti ve yakıt maliyetinin değeri (a), Çeşitli basınç oranları için oksijen oranı değişimi ile çevre/oksijen maliyeti ve yakıt maliyetinin değeri (b). 100

Şekil 3.15 Basınç oranı ve oksijen oranının farklı sistem bileşenleri maliyeti ile sermaye yatırımına etkisi (a). Basınç oranı ve oksijen oranının farklı

yatırım, yakıt ve çevre/oksijen maliyetleri ile toplam maliyet üzerindeki etkisi (b). 102

Şekil 3.16 Çeşitli oksijen oranları için toplam maliyet ve elektrik satış maliyetinin basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için giren ısı ve net gücün oksijen oranı ile değişimi (b) 103

Şekil 3.17 Çeşitli oksijen oranları için toplam kârın basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için toplam karın oksijen oranı ile değişimi (b). 104

Şekil 3.18 Basınç ve oksijen oranının toplam maliyet, satış maliyeti ve toplam kâra etkisi. 106

Şekil 3.19 Çeşitli oksijen oranları için ekserji yıkımı ve ekserji veriminin basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için ekserji yıkımı ve ekserji veriminin oksijen oranı ile değişimi (b). 107

Şekil 3.20 Çeşitli oksijen oranları için güç yoğunluğuna ve ekserjetik performans katsayısının basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için güç yoğunluğuna ve ekserjetik performans katsayısının oksijen oranı ile değişimi (b) 108

Şekil 3.21 Çeşitli oksijen oranları için ekolojik performans katsayısı ve efektif ekolojik güç yoğunluğunun basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için ekolojik performans katsayısı ve efektif ekolojik güç yoğunluğunun oksijen oranı ile değişimi (b) 110

Şekil 3.22 Çeşitli oksijen oranları için ekserji yoğunluğu ve güç yoğunluğu maliyetinin basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için ekserji yoğunluğu ve güç yoğunluğu maliyetinin oksijen oranı ile değişimi (b). 112

Şekil 4.1 Walter türbini genel çalışma prensibi gösterimi [280] 117

Şekil 4.2 Kapalı Devre Dizel genel çalışma prensibi gösterimi [283] 119

Şekil 4.3 MESMA genel çalışma prensibi gösterimi[285] 120

Şekil 4.4 MESMA Sistemi Modülü [286] 121

Şekil 4.5 Stirling motoru genel çalışma prensibi gösterimi [288] 122

Şekil 4.6 Stirling Motor Sistemi Modülü [293] 123

Şekil 4.7 Yakıt pilleri çalışma prensipleri [295] 124

Şekil 4.8 Yakıt pili ve çevre birimleri [300] 127

Şekil 4.9 Oksi-yanmalı s-CO_2 çevriminin denizaltındaki yerleşimi [302] 128

Şekil 4.10 Analiz için örnek olarak alınan Alman Tip 214 denizaltısı [315] 132

Şekil 4.11 Katı oksitli yakıt pili güç sistemi diyagramı 133

Şekil 4.12 Oksi-yanmalı s-CO_2 güç sistemi diyagramı 143

Şekil 4.13 Pil voltajı ve pil gücü için model ile literatürdeki deneysel sonuçlarının karşılaştırılması 151

Şekil 4.14 Yakıt pilinde egzoz sıcaklığı ve DC brüt elektrik verimi için model ile literatürdeki deneysel sonuçlarının karşılaştırılması 152

Şekil 4.15 Yakıt pili için model ile literatürdeki deneysel sonuçlarının karşılaştırılması 152

Şekil 4.16 Yakıt pili ile oksi-yanmalı s-CO2 güç sistemlerinin güç, giren ısı, verim ve ekserji verimi bakımından kıyaslanması 153

Şekil 4.17 Yakıt pili ile oksi-yanmalı s-CO_2 güç sistemlerinin özgül yakıt sarfiyatı ve yakıt debisi bakımından kıyaslanması 154

Şekil 4.18 Yakıt pili ile oksi-yanmalı s-CO_2 güç sistemlerinin güç/hacim ve güç/ağırlık bakımından kıyaslanması 155

Şekil 4.19 Yakıt pili güç sisteminin bileşenlerinin ekserji yıkımlarının yüzdesel değerleri 156

Şekil 4.20 Oksi-yanmalı s-CO_2 güç sisteminin bileşenlerinin ekserji yıkımlarının yüzdesel değerleri 156

Şekil 4.21 Yakıt pili güç sisteminin bileşenlerinin ekserji verimleri..... 157

Şekil 4.22 Oksi-yanmalı s-CO2 güç sisteminin bileşenlerinin ekserji verimleri . 157

Şekil 4.23 Oksi-yanmalı s-CO2 güç sistemi için hız ve debiye göre gereken şaft gücü..... 158

Şekil 4.24 Oksi-yanmalı s-CO2 güç sisteminin debi değişimine göre güç ve verimi 159

Şekil 4.25 Oksi-yanmalı s-CO_2 güç sisteminin basınç oranına göre güç ve verimi 160

Şekil 4.26 Oksi-yanmalı s-CO_2 güç sisteminin kompresör giriş sıcaklığına göre güç ve verimi 161

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 1985'den 2021'a kadar oksi-yanma alanında en üretken 20 dergi 8

Tablo 1.2 Oksi-yanma teknolojisinde en etkili 20 yayın 15

Tablo 2.1 Modelde kullanılan doğal gaz özellikleri [132], [133] 24

Tablo 2.2 Geleneksel yanma için yanma modeli ile CEA ve GASEQ programlarıyla doğrulaması 46

Tablo 2.3 %21 O_2 oranlı oksi-yanma için yanma modeli ile CEA ve GASEQ programlarıyla doğrulaması 46

Tablo 2.4 %26 O_2 oranlı oksi-yanma için yanma modeli ile CEA ve GASEQ programlarıyla doğrulaması 46

Tablo 2.5 %31 O_2 oranlı oksi-yanma için yanma modeli ile CEA ve GASEQ programlarıyla doğrulaması 47

Tablo 3.1 Sistem bileşenlerinin yatırım maliyeti fonksiyonları ve maliyet parametrelerinin 2020 yılına güncellenmiş hali.....87

Tablo 3.2 Sistem bileşenlerinin ekserji yıkımları ve ekserji verimi fonksiyonları 89

Tablo 4.1 TYPE 214 Denizaltısının bilgileri.....132

Tablo 4.2 Yakıt pili sisteminin noktasal olarak termodinamik verileri 141

Tablo 4.3 Yakıt pili güç sisteminin bileşenlerinin ekserji yıkımları ve ekserji verimi fonksiyonları 142

Tablo 4.4 Oksi-yanma s-CO2 güç sisteminin bileşenlerinin ekserji yıkımları ve ekserji verimi fonksiyonları 148

ÖZET

Havadan Bağımsız Tahrik Sistemlerinde Kullanılan Oksi-Yanmalı Gaz Türbini Güç Sistemlerinin Termoekolojik ve Termoekonomik Performans Analizi

İbrahim ÖZSARI

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Yasin ÜST

Yapılan bu çalışmada; yanma karakteristiği ve yakıt performansları, enerji, ekserji, ekolojik ve ekonomik boyutları, güç sistemleri ve bileşenleri üzerine detaylı hesaplamalar sunulmuştur. Ayrıca bu yeni sistemin bir örnek üzerinden sayısal sonuçlar ile önemi ve gerekliliği ortaya koyulmuştur.

Tezin birinci bölümünde oksi-yanma teknolojisinin tarihi, yıllara göre gelişimi, araştırma alanları ve en popüler çalışmalar açıklanmıştır. İkinci bölümde ise oksi-yanma teknolisinin en önemli kısmı olan yanma odası ve yanma karakteristiği üzerine analizler yapılmıştır. Yakıt olarak en çok kullanılan doğal gazın 4 farklı türü yanı sıra benzin, dizel ve methanol de analizlerde kullanılmıştır. Yapılan analiz sonuçları ile güç sistemlerinin enerji ve ekserji analizleri için çok önemli olan adyabatik alev sıcaklığı, özgül ısı, entalpi, entropi, ürün molar kütleleri, spesifik ekserji ve ekserji yıkımı sonuçları elde edilmiştir. Yanma modelinden elde edilen tüm sonuçlar, iki popüler yanma programı (GASEQ ve CEA) ile denetlenerek doğruluğu ortaya koyulmuştur.

Tezin üçüncü bölümünde aynı sistem komponentlerine sahip geleneksel gaz türbini güç sistemi ile oksi-yanmalı güç sisteminin enerji, ekserji, çevre ve ekonomi bakımından detaylı bir termodinamik analizi yapılarak kıyaslaması sunulmuştur. Çevrim basınç oranına göre net güç, giren ısı, verim, özgül yakıt sarfiyatı, eşdeğerlik oranı, yakıt-hava oranı, ekserji verimi, ekserji yıkımı, güç yoğunluğu, EPC, ECOP, EFECPOD, MED ve COPD, ilk yatırım maliyeti, yakıt maliyeti, oksijen maliyeti, toplam maliyet, tesis satış kazancı ve toplam kâr sonuçları hesaplanmıştır. Dördüncü bölümde, denizaltılarında havadan bağımsız tahrik sistemleri olarak kullanılan tüm sistemler tanıtılmıştır. Günümüzdeki bir denizaltı örnek alınarak eşit güç, eşit oksijen tüketimi ve eşit maksimum sıcaklık şartları altında iki havadan bağımsız sevk sistemi olan yakıt pili ve oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin ayrıntılı termodinamik analizi yapılmıştır. Yakıt pili ve oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin analiz sonucu; giren ısı, termal verim, ekserji verimi, özgül yakıt sarfiyatı, güç/hacim ve güç/ağırlık bakımından kıyaslamaları ile sunulmuştur. Tezin son kısmında ise elde edilen sonuçlar özetlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Oksi-yanma, Gaz türbini, Havadan bağımsız tahrik, Denizaltı, Yeni motor teknolojisi

ABSTRACT

Thermo-Ecological and Thermo-Economic Performance Analyses of Oxy-Combustion Gas Turbine Power Systems Used in Air-Independent Propulsion Systems

İbrahim ÖZSARI

Department of Naval Architecture and Maritime Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Advisor: Prof. Dr. Yasin ÜST

In this study, detailed calculations on combustion characteristics and fuel performances, energy, exergy, ecological and economic dimensions, power systems and components are presented. In addition, the importance and necessity of this new system are revealed with the numerical results from an example.

The first section of the thesis explains the history of oxy-combustion technology, its development over the years, its areas of research, and the most popular relevant studies. As the most important part of the oxy-burning technology, the second section analyzes the combustion chamber and its combustion characteristics. The analyses also use gasoline, diesel and methanol in addition to the 4 different reserves of natural gas most commonly used as fuel. Results have been obtained from the analyses on adiabatic flame temperature, specific heat, enthalpy, entropy, molar mass of products, specific exergy, and exergy destruction, which have great importance in energy and exergy analyses of power systems. All the results obtained from the combustion model have been verified using two popular combustion programs (GASEQ and CEA).

The third part of the thesis presents detailed thermodynamic analyses of the conventional gas turbine power system and the oxy combustion power system in terms of energy, exergy, environment, and economy using the same system components. Results have been calculated with respect to the cycle-pressure ratio for net power, input heat, efficiency, specific fuel consumption, equivalence ratio, fuel-air ratio, exergy efficiency, exergy destruction, power density, exergy performance coefficient, ecological performance coefficient, effective ecological power density, mean exergy density and power density cost, initial investment cost, fuel cost, oxygen cost, total cost, total revenue, and total profit. The fourth section introduces all the systems used as air-independent propulsion systems in submarines. A detailed thermodynamic analysis of the fuel cell and oxy-combustion s-CO_2 gas turbine power system is performed over two air-independent propulsion systems where the conditions for power, oxygen consumption, and maximum temperature are equal. The analysis results regarding the fuel cell and oxy-combustion s-CO_2 gas turbine power system are presented in terms of input heat, thermal efficiency, exergy efficiency, specific fuel consumption, power/volume and power/weight. The final section of the thesis summarizes the results.

Keywords: Oxy-combustion, Gas turbine, Air independent propulsion, Submarine, New engine technology

1
GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Oksi-yanma kavramı ilk olarak 1982 yılında Abraham ve arkadaşları [1] tarafından geliştirilmiş, petrol geri kazanımı için büyük miktarlarda karbondioksit (CO_2) sağlamanın bir yolu olarak önerilmiştir. Bu teknoloji ilk olarak Kuzey Dakota Üniversitesi'nde 3 MW'lık pilot ölçekli bir tesiste incelenmiştir [2]. Argonne Ulusal Laboratuvarı (ANL) oksi-yanmada ileriye dönük olumlu sonuçlar elde edileceğini öngörmesi nedeniyle, tekno-ekonomik değerlendirmeler ve pilot ölçekli çalışmalar dâhil olmak üzere birçok araştırma gerçekleştirmiştir [3]–[5]. Ayrıca bu kavram, uzun süre endüstriyel fırınlarda da kullanılmıştır [6]. Oksi-yanma; üretkenliği artırmak, enerji tüketimini ve NO_X emisyonunu azaltmak amacıyla endüstri alanında araştırılmaya başlanmıştır [7]. Bu endüstriyel uygulamalar, güç üretim uygulamalarından çok daha küçük ölçekliydi ve ayrıca bu uygulamalarda geri dönüştürülmüş baca gazı (RFG) kullanılamazdı. Uluslararası Alev Araştırma Vakfı (IFRF), 1990'lı yılların başlarında Avrupa'da pilot ölçekli bir tesiste geri dönüştürülmüş baca gazı (RFG) ile ilk oksi-kömür yanma çalışması gerçekleştirmiştir. Japonya'daki Yeni Enerji ve Endüstriyel Teknoloji Geliştirme Örgütü (NEDO), bu teknolojiyle Japon buhar kazanlarının güçlendirilmesine odaklanarak geri dönüştürülmüş baca gazı (RFG) ile oksi-kömür yanma konusunda da araştırma yapmış ve yanma denemeleri tamamlamıştır [8]–[11]. 1990'ların sonlarından bu yana, sera gazı emisyonları ve iklim değişikliği ile ilgili endişeler nedeniyle geri dönüştürülmüş baca gazı (RFG) ile oksi-yanma teknolojisine olan ilgi artmıştır. Air Liquide ve B&W, oksi-yanma teknolojisi üzerinde daha fazla çalışma yapılması için bir araştırma ittifakına öncülük etmiştir [12]. Vattenfall'un Schwarze Pumpe pilot tesisi (30 MW) [13] gibi son 10 yılda birçok başarılı proje gerçekleştirilmiştir. Total'in Lacq pilot Projesi (30 MW) [14], CIUDEN'in Teknoloji Geliştirme Platformu (30 MW oksi-PC ve 20 MW oksi-CFB) [15] ve HUST'ın Yingcheng 35 MW pilot tesisi [16] oksi-yanmalı uygulamalara örnektir. Böylece oksi-yanma teknolojisi, pilot ölçekli çalışmalardan

endüstriyel uygulamalara doğru yönelmiştir. Uluslararası Enerji Ajansı (IEA), bu teknolojinin ticarileştirilebileceğini ve tam ölçekli bir oksi-yanmanın olduğunu açıkça belirten CO_2 yakalamalı kömürle çalışan elektrik santrallerinde oksijenli yakıt yakma için teknoloji yol haritasını sunmuştur [17]. Oksi-yanmasında, NO_X yeniden yanma kimyası ve oksidanlarda azot bulunmaması nedeniyle azot oksit üretimi azalır, bu da baca gazındaki kirleticilerin azalmasına neden olur. Böylece kirletici emisyonların ayrılması kolaylaşır, baca gazı desülfürizasyonu (FGD) ve NO_X giderimi için gerekli sistemlerin büyüklüğü (ağırlık ve hacimsel olarak) azalır. Bu nedenle techizat ucuzlayarak daha ekonomik bir hale gelir. CO_2 tutumu için ise su, yoğunlaştıralarak geri kalan gazlardan uzaklaştırılır. Su yoğunlaştırma işlemi sırasında asitte suda çözünen kirleticiler ile partiküller çözülür ve uzaklaştırılır. Yoğuşan su, ekstra yöntem ve sistemlerle temizlenebilir. Oluşan baca gazlarının çoğu yoğunlaşabilir, bu şekilde sıkıştırılır ve ayrılır. Oksi-yanmalı enerji santrallerinde özenli bir tasarım ile sadece NO_X ve CO_2 için değil, diğer kirleticiler için de tutum ve engelleme yapılarak sıfır emisyonlu yeşil enerji sistemi elde edilebilir.

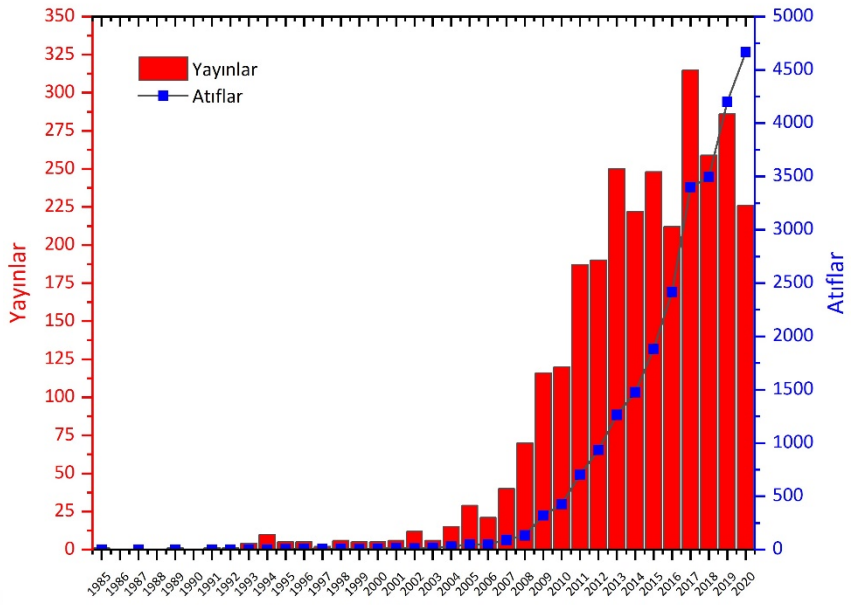
Bibliyometri; belirli bir alanda, belirli bir dönemde ve belirli bir bölgede kişiler ya da kurumlar tarafından üretilmiş kitapları, makaleleri ve diğer yayınları üç tür gösterge kullanarak (miktar, performans ve yapısal olarak) analiz etmek için istatistiksel yöntemlerin kullanılmasıdır [18]. Miktar göstergeleri, bir araştırmacının veya grubun üretkenliğini, en yaygın olarak belirli bir süre boyunca yayınlanan makalelerin sayısını sayarak ölçer. Kalite, bu basit yöntemle ele alınmaz. Miktar göstergelerinin en üst sıradaki dergilerdeki yayın sayısını kullanması, kalite sorununun ele alınmasına yardımcı olur. Ancak yine de farklı grup boyutları için sonuçlardaki varyasyonları ele almaz. Performans göstergeleri, bir yazarın veya grubun çalışma kalitesini ölçer ve bir çalışmanın veya derginin bilimsel bir alan üzerindeki etkisini ölçmek için faydalıdır. Dergi performans göstergeleri, bir derginin kendi alanındaki önemini ölçmek için etki faktörünü içerir, ancak multidisipliner dergiler genellikle uzmanlaşmış dergilerden daha yüksek etki faktörü değerlerine sahiptir. Popülerlik, alıntı alışkanlıkları ve 5 yıllık dergi etki faktörleri, dergi performans göstergelerinin doğruluğunu etkileyen bireysel faktörlerin ele alınmasına yardımcı olur [19].

Literatür ayrıntılı olarak incelendiğinde; birçok farklı araştırmacının, oksi-yanma ile doğrudan ve yakından ilgili olarak çeşitli konuları incelediği görülmüştür. Aslında oksi-yanma çalışmalarının hangi konularda yoğunlaştığı ve yakın gelecekte çalışmaların nereye doğru gelişeceği, kapsamlı bir analizle elde edilmiştir. Oksi-yanma ile ilgili çalışmalar 1982 yılında başlamış olmasına rağmen ancak son 20 yılda önemsendiği ve hakettiği değeri gördüğü için özellikle bu yıllar üzerinde durulmuştur. Bu dönemde yayımlanan bilimsel araştırma makaleler dikkate alınarak oksi-yanma alanındaki araştırma faaliyetlerinin küresel eğilimi nicel ve nitel olarak değerlendirilmiştir. Böylece bu alanda bir yaklaşım benimseyen ve aktif olan araştırmacılara faydalı bir genel bakış sunulacak ve gelecekteki araştırma yönleri üzerine kapsamlı bir inceleme ortaya konulmuş olacaktır.

Bu bölümdeki literatür araştırmasında yapılan tüm analizlerde kullanılan veriler, Scopus tarafından sağlanmıştır. Sonuç olarak; dergileri, araştırmacıları ve bireysel yayınları içeren, oksi-yanma ile yakından ilgili 2876 çalışmaya ulaşılmış ve bu çalışmalar analiz edilmiştir. Oksi-yanma teknolojisi ile ilgili çalışmaların literatür araştırmasının niceleyici analizi, küresel oksi-yanma teknolojisi araştırmalarının uluslararası durumunu makro bir perspektiften göstermektedir ve oksi-yanma için çalışma konularına genel bir bakış sağlamaktadır.

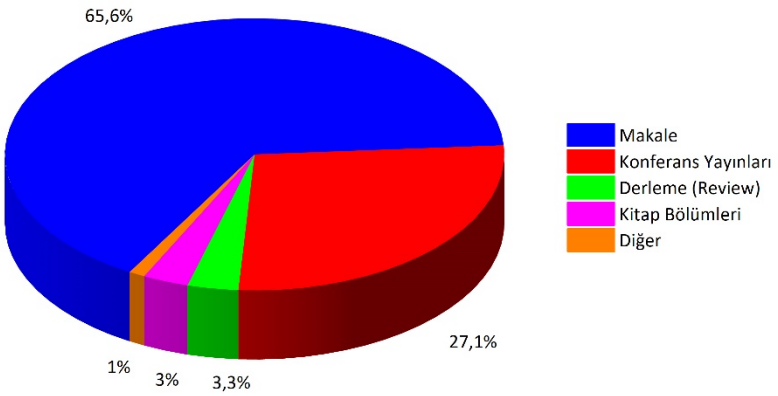
1.1.1 Oksi-Yanma Teknolojisinin Yıllara Göre Gelişimi

Oksi-yanma ile ilgili çalışmaların eğilimini belirlemeye yönelik analiz olarak 1985-2021 dönemi için konu ile ilgili makale sayıları ile bu makalelere verilen toplam atıf sayıları Şekil 1.1'de gösterilmektedir. Çalışmalar, 1985 ile 2021 yılları arasında yıl bazında gösterilmiştir. Oksi-yanma alanında yapılan yayınlar, özellikle 2017 yılında 300'ün üzerine çıkarak önemli bir artış kaydetmiştir. 1985'ten 2006'ya kadar araştırmalarda seyrek olarak konu edinilse de son 15 yılda önemli noktaya gelen oksi-yanma konusunda sürekli artan yayın sayısı 200'ün üzerine, alıntı sayısı ise yılda 4000'in üzerine çıkmıştır.



Şekil 1.1 1985'den 2021'e kadar oksi-yanma alanındaki yayınlar ve atıflar

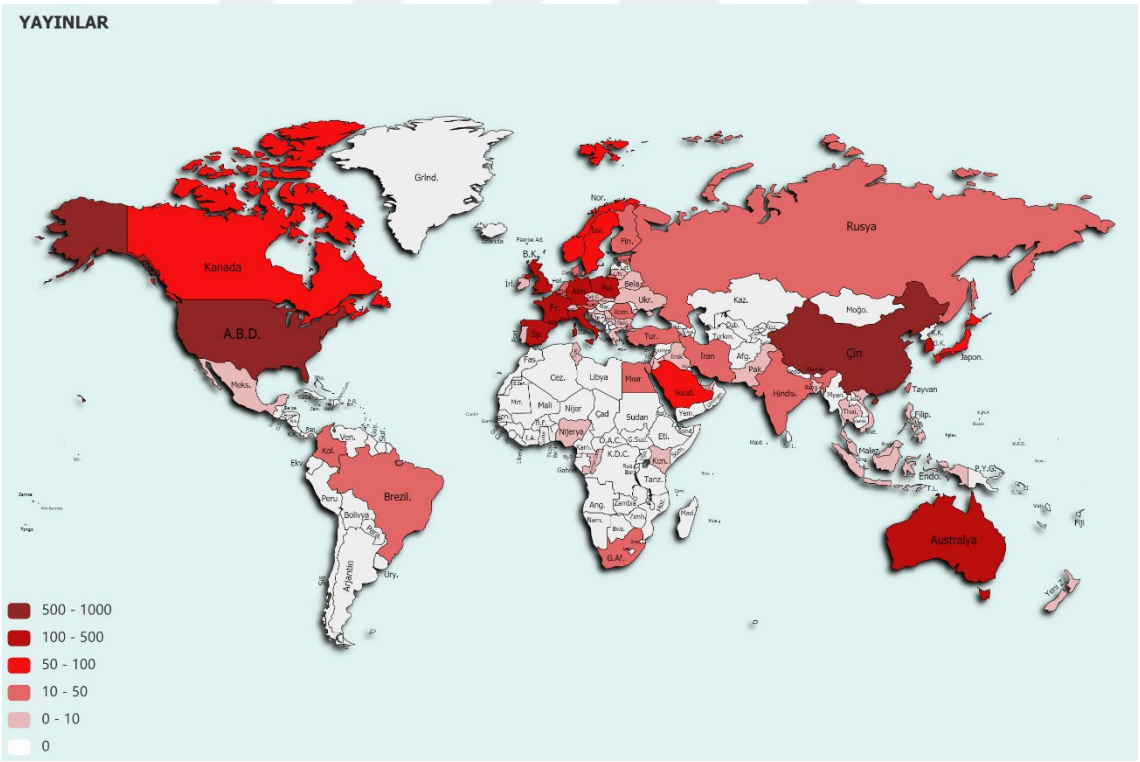
Yayın sayıları türe göre analiz edilirken yarıdan fazlasının araştırma makaleleri olduğu; bunu sırasıyla konferans yayınları, araştırmalar ve kitap bölümlerinin takip ettiği görülmektedir (Şekil 1.2). "Diğerleri" olarak tanımlanan diğer yayın türleri arasında notlar, konferans incelemeleri, iş makaleleri, kısa incelemeler, kitaplar, özet raporları, veriler ve mektuplar bulunmaktadır.



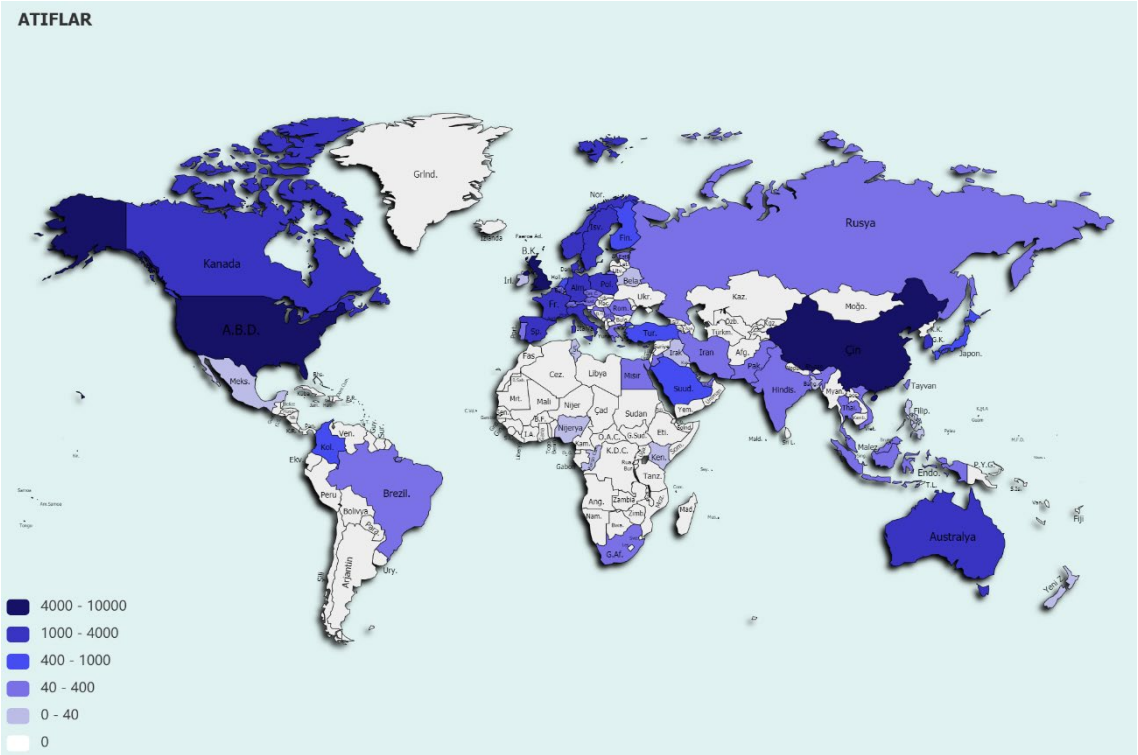
Şekil 1.2 1985'den 2021'e kadar oksi-yanma alanındaki yayın türleri

Şekil 1.3a ve 1.3b sırasıyla, ülke bazında oksi-yanma ile ilgili yayınların ve atıfların sayılarını göstermektedir. Şekil 1.3a (koyu renkler daha yüksek sayıda yayın) analiz edildiğinde; en yüksek performansı 864 yayınla Çin, ardından 542 yayınla ABD ve 170 yayınla Birleşik Krallık göstermektedir. Oksi-yanma ile ilgili en fazla

yayın yapan bu ülkeleri sırasıyla İspanya, Polonya, Avustralya, Almanya, Fransa, İtalya, Güney Kore ve Kanada takip etmektedir. Şekil 1.3b incelendiğinde; ABD, 7639 alıntı ve toplamın %18.07'si ile en yüksek performansı sergilerken onu 6428 alıntı ve toplamın %11,65'iyle Çin ve 4,245 alıntı ve toplamın % 6,81'iyle Birleşik Krallık izlemektedir. Yayın etki paremetresine göre hesaplama yapılırken oksi-yanma ile ilgili en az 15 yayını bulunan ülkeler dikkate alınmıştır (YEP: Atıf/Yayın) . Buna göre; Danimarka 27 yayın ve 1827 atıf (YEP = 67,67) ile yayın etki parametresi (YEP) sıralamasında başı çekmektedir. Daha sonra 17 yayın ve 568 atıfla Hollanda (YEP = 33,41), 21 yayın ve 666 atıfla Kolombiya (YEP = 31,71), 131 yayın ve 1.826 atıfla Avustralya (PIP = 26,54) ve 170 yayın ve 4245 atıfla Birleşik Krallık (YEP = 24,97) 5. olarak yer almaktadır. Çin 864 yayın ve 6428 atıfla 26. sırada yer almaktadır (YEP = 7,44). Ayrıca burada belirtmek gerekir ki bazı ülkelerde yayın sayısına göre atıf sayısının düşük olma nedenlerinden biri de yayınların ingilizce yerine kendi dillerinde yapmış olmasıdır.



(a)



(b)

Şekil 1.3 1985'ten 2021'e kadar oksi-yanma alanındaki yayınların ülke bazında dağılımı (a) yayın, (b) atıf sayısına göre

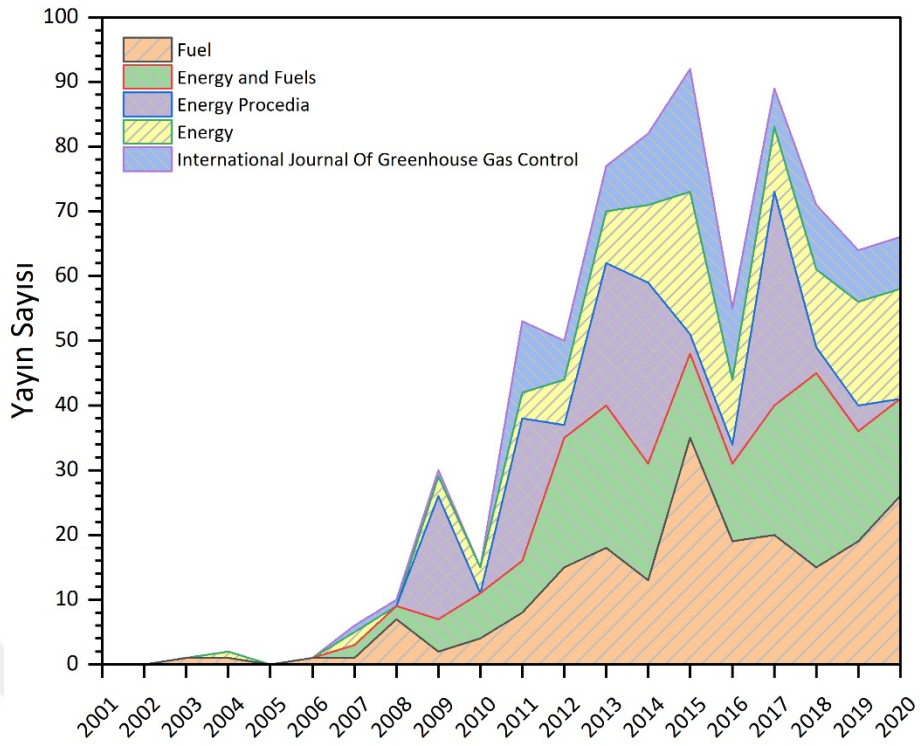
Bazı önemli göstergeleri belirtmek gerekirse; Hirsch indeksi veya Hirsch numarası olarak da bilinen h-indeksi, bir araştırmacının yayınlarının sahip olduğu hem üretkenliği hem de alıntı etkisini ölçmenin bir göstergesidir. Bu indeks, bilim adamının en çok alıntı yapılan makalelerini ve diğer yayınlardan kaç kez atıf aldığını gösterir. CiteScore (CS), bir akademik derginin önceki üç yıl içinde o dergide yayımlanan makaleler için o yıl aldığı ortalama atıf sayısını ölçer. Bir derginin kendi alanı içinde sahip olduğu göreceli önemi belirlemek için yararlıdır ve dergilerin konu kategorisi açısından yüzdeye göre sıralanmasına izin verir [20]. SCImago Dergi Sıralaması (SJR) göstergesi, bir derginin aldığı atıfların sayısını ve alıntıların geldiği dergilerin önemini/prestijini dikkate alarak bilimsel dergilerin sahip olduğu bilimsel etkiyi ölçer [21]. Makale Başına Normalleştirilmiş Etki (SNIP) ayrıca alıntıların sayısını da ölçer ancak farklı alanların alıntı yöntemlerindeki farklılıkları açıklar. Aynı alandaki ve disiplinler arası dergileri, her yayın için ayrı ayrı dergilerin atıflarını, o dergiden alıntı yapan potansiyel yayın setiyle karşılaştırmak için kullanılır. SNIP, farklı konu alanlarındaki

dergilerin doğrudan karşılaştırılmasına olanak tanıyan alana özgü bir bağlamda atıf etkisini ölçer [22]. Mevcut tüm atıfların toplam sayısını tüm yayınların toplam sayısına bölerek bir kuruluş, ülke, kurum, dergi veya yazar için belirli bir zaman aralığında karşılaştırılabilir. Bu karşılaştırma, zaman içindeki performans ve üretkenliğin genel bir göstergesidir ve bir alan üzerindeki genel etkiyi ölçmek için farklı zaman dönemlerini karşılaştırarak veya kuruluşlar arasında performans artışı modellerini göstermek için kullanılabilir. Ayrıca, zaman içinde üretkenliğe göre iki veya daha fazla varlığı sıralamak için de kullanılabilir. Daha yüksek değerler, daha yüksek performans veya üretkenliği gösterir. Tablo1.1'de oksiyanma teknolojisinde en üretken 20 bilimsel derginin yayın, atıf, yayın etki parametresi ve diğer performans göstergeleri sunulmuştur.

Tablo 1.1 1985'den 2021'a kadar oksi-yanma alanında en üretken 20 dergi

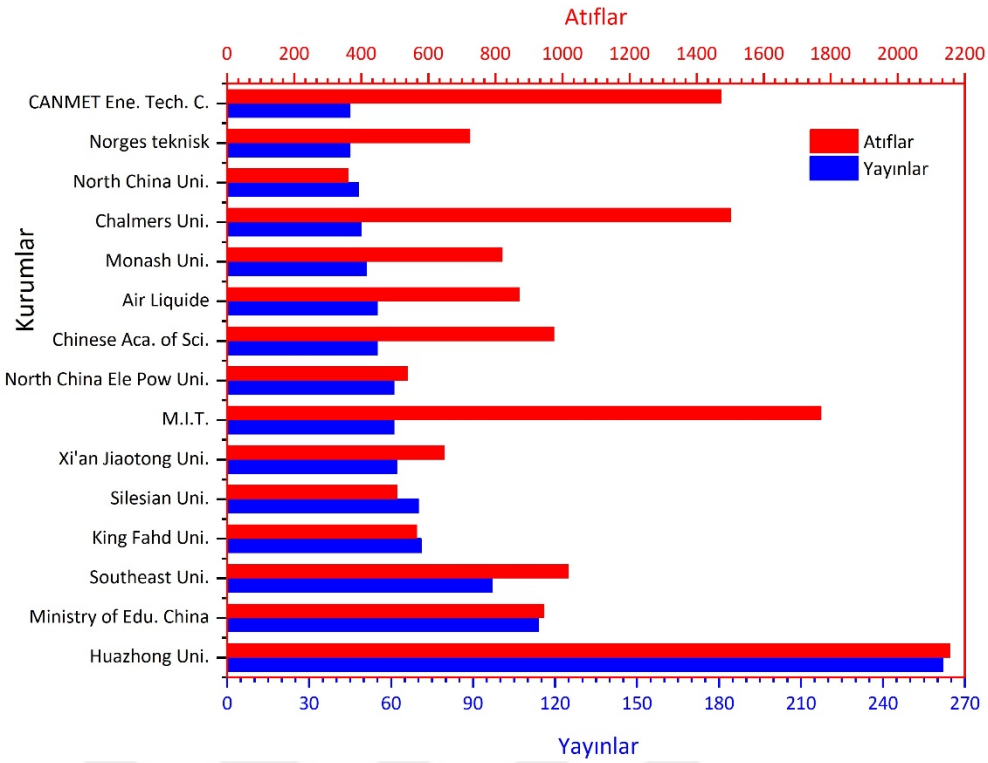
	YAYIN	ATIF	YEP	H index	CiteScore	SJR	SNIP
1) Fuel	205	4204	20.51	199	9.1	1797	2.138
2) Energy and Fuels	191	3007	15.74		5.7	1.044	1.257
3) Energy Procedia	140	2021	14.44	73	2.7	0.545	0.782
4) Energy	128	2672	20.88	173	9.9	2.166	2.012
5) International Journal Of Greenhouse Gas Control	100	3825	38.25	107	7	1.131	1.256
6) Applied Energy	87	2500	28.74	189	16.4	3.607	2.865
7) Fuel Processing Technology	68	1634	24.03	137	9.5	1.551	1.75
8) Proceedings Of The Combustion Institute	62	1334	21.52	133	6.5	2.116	2.449
9) Combustion And Flame	60	2129	35.48	168	8.2	2.079	2.142
10) Applied Thermal Engineering	52	1147	22.06	144	8.8	1.78	1.933
11) Energy Conversion And Management	45	1067	23.71	177	13.6	2.924	2.364
12) Proceedings Of The ASME Turbo Expo	40	190	4.75	42			
13) International Journal Of Energy Research	31	505	16.29	88	4.2	0.785	1.204
14) Kung Cheng Je Wu Li Hsueh Pao Journal Of Engineering Thermophysics	30	54	1.80	22	0.4	0.159	0.274
15) Ceramic Engineering And Science Proceedings	27	46	1.70	33			
16) Dongli Gongcheng Xuebao Journal Of Chinese Society Of Power Engineering	27	35	1.30	15	0.8	0.275	0.724
17) International Journal Of Hydrogen Energy	26	438	16.85	202	8	1.141	1.377
18) Journal Of The Energy Institute	26	177	6.81	36	6.5	1.262	1.774
19) Journal Of Thermal Analysis And Calorimetry	21	290	13.81	87	4.3	0.415	1.078
20) Zhongguo Dianji Gongcheng Xuebao Proceedings Of The Chinese Society Of Electrical Engineering	21	151	7.19	97	4.1	0.882	1.186

Oksi-yanma içeren yanma ve dolayısıyla yakıt konularında yayınlar, Şekil 1.4'te gösterildiği gibi çoğunlukla Fuel, Energy and Fuels, Energy Procedia, Energy ve International Journal of Green Gas Control gibi yüksek kaliteli bilimsel dergilerde yer almıştır. Şekil detaylı incelendiğinde yirmi yıllık dağılım net bir şekilde görülmektedir. Öne çıkan bu 5 bilimsel dergide, son 10 yılda etkin bir şekilde oksi-yanma teknolojileri hakkında çalışmaların yayımlandığı görülmektedir. Bunun yanı sıra bu alandaki çalışmalar, 2015 ve 2017 yıllarında en yüksek sayılara ulaşırken 2016 yılında bu sayılarda ciddi bir düşüş yaşanmıştır.



Şekil 1.4 Oksi-yanma alanındaki en verimli dergiler

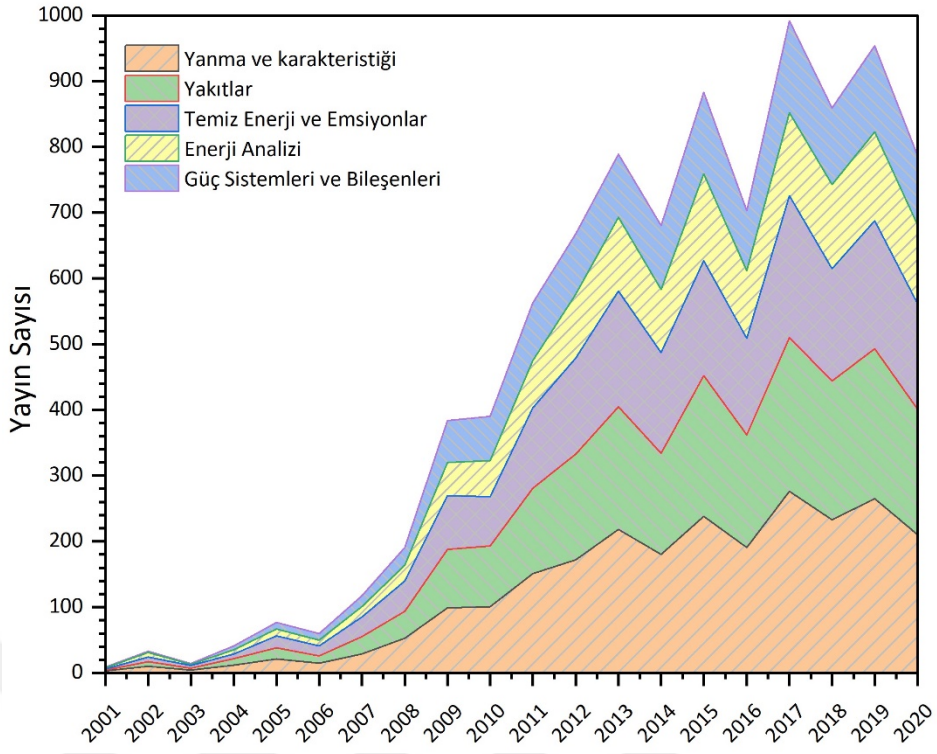
Şekil 1.5'te, oksi-yanma tekonoljileri ile ilgili en çok yayını yapan üniversiteler ve enstitüler gösterilmektedir. Bu şekil, bir açıdan da oksi-yanma tekonolojileri üzerine yapılan yayın sayısının coğrafi dağılımını göstermektedir. Oksi-yanma teknolojisi üzerine çalışma sunan en etkili 15 kurumdan 7 tanesi Çin kurumlarını oluşturmaktadır. Neredeyse tüm kurumların yarısını bünyesinde bulunduran Çin'in bu konuya ne kadar önem verdiği görülmektedir. Diğer 8 etkin kuruma bakınca ise ABD, Suudi Arabistan, Polonya, Fransa, Avustralya, İsveç, Norveç, Kanada üniversite, kurum ve şirketleri bulunmaktadır. Böylece net bir şekilde görülmektedir ki oksi-yanma teknolojilerinin önemini tüm dünya kabul etmiş ve geleceğe yön verecek bir teknoloji olduğu için çalışmalarına bu alanda ağırlık vermiştir. Ayrıca CANMET, Air Liquide gibi şirketlerin ve Massachusetts Teknoloji Enstitüsü (M.I.T.) gibi deneysel ve ürün bazlı çalışmalar ortaya koyan üniversitelerin yayın etki paremetrelerinin çok yüksek olduğu görülmektedir. Bu nedenle bu tarz kurumların Ar-Ge çalışmaları ve oksi-yanma alanına bilimsel katkı sağlamaları büyük önem arz etmektedir.



Şekil 1.5 Oksi-yanma teknolojisinde en etkin kurumlar

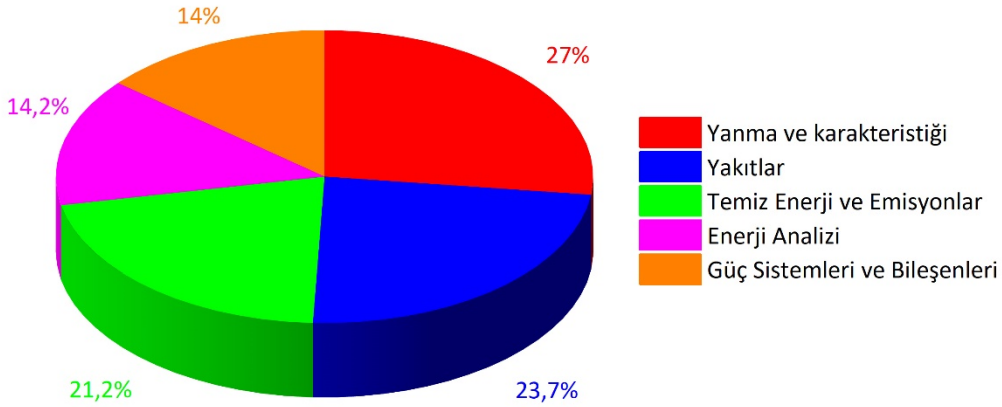
1.1.2 Oksi-Yanma Tekonolojisinde Araştırma Alanları

Temel araştırma alanları, oksi-yanma teknolojileri üzerine yapılmış çalışmaların ilgi düzeyini göstermek amacı ile 100'den fazla farklı anahtar kelimeden elde edilen sonuçlarla oluşturulmuş beş ana başlığı içermektedir. 2001 ile 2020 yılları arasında temel araştırma alanlarına ilişkin yayın sayısı, 2006 yılından 2013 yılına kadar keskin ve sürekli bir artış ile devam etmiştir. Bunun yanı sıra 2013 ile 2020 yıllarında popüleritisini korurken yıllar arasında dalgalanma görülmüştür. Bununla birlikte en fazla yayının 2017 yılında ortaya koyulduğu da Şekil 1.6'da gösterilmiştir. Oksi-yanma teknolojisi üzerine yapılmış çalışmaların yanma karakteristiği ve yakıtlar üzerine diğer araştırma alanlarına göre daha fazla önem verildiği de net bir şekilde görülmüştür.



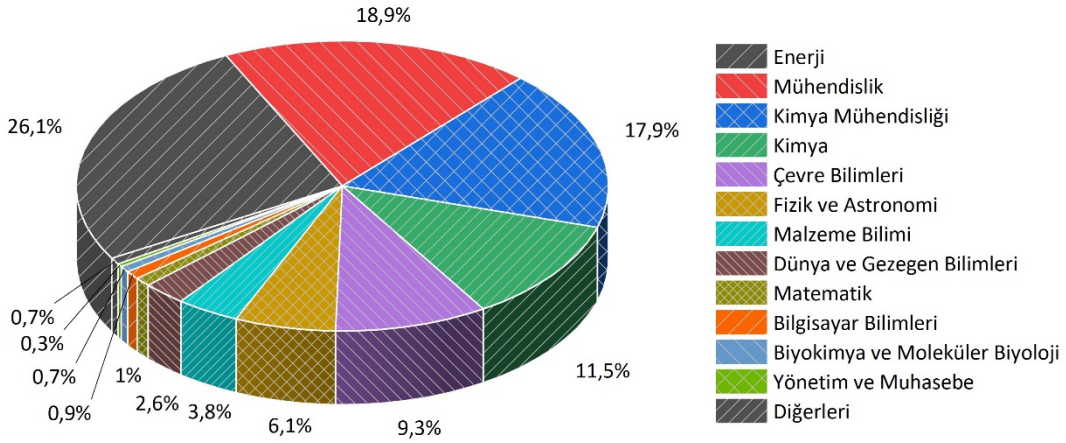
Şekil 1.6 2001'den 2021'e kadar temel araştırma alanları ve yayın zaman çizelgesi

Oksi-yanma teknolojilerine genel olarak baktığımızda birçok konuyu ele almaktadır. Fakat bu tekonolojinin temelini hava yerine saf oksijen ve seyreltme gazının yanması oluşturduğu için yanma ve yanma karakteristiği üzerine yapılan çalışmaların, %27'lik bir oran ile ilk sırayı alması oldukça normaldir. Oksi-yanma kavramı ile yanma karakteristiği başka bir boyuta taşınmıştır. Hava yerine saf oksijenin yanma için kullanılması, çok yüksek sıcaklıklara neden olacağı için oksijeni seyreltici başka bir gazla karıştırarak yanma oluşturulmaktadır. Bu yanma karakteristiklerini incelerken hangi yakıtların bu teknolojide kullanıldığı da çok önemlidir. Gazlaştırılmış kömür gibi yeni yakıtlar, oksi-yanma teknolojisi ile birlikte popüler hale gelmiştir. Diğer tüm yakıtların oksi-yanmada kullanımının incelenmesi de %23,7 gibi bir oranla ikinci sırada yer almıştır. Bunun yanı sıra oksi-yanma teknolojisinin ortaya çıkmasının önemli bir nedeni de zararlı emisyonlardan kurtulmak ve temiz enerji sistemi oluşturmaktır (%21,2). Şekil 1.7'de görüldüğü gibi; oksi-yanmalı güç sistemlerinin enerji analizleri (%14,2) ve sistem bileşenleri (%14) üzerine araştırmalar önemli bir yer tutmaktadır.



Şekil 1.7 Ana araştırma alanlarının oksi-yanmaya göre dağılımı

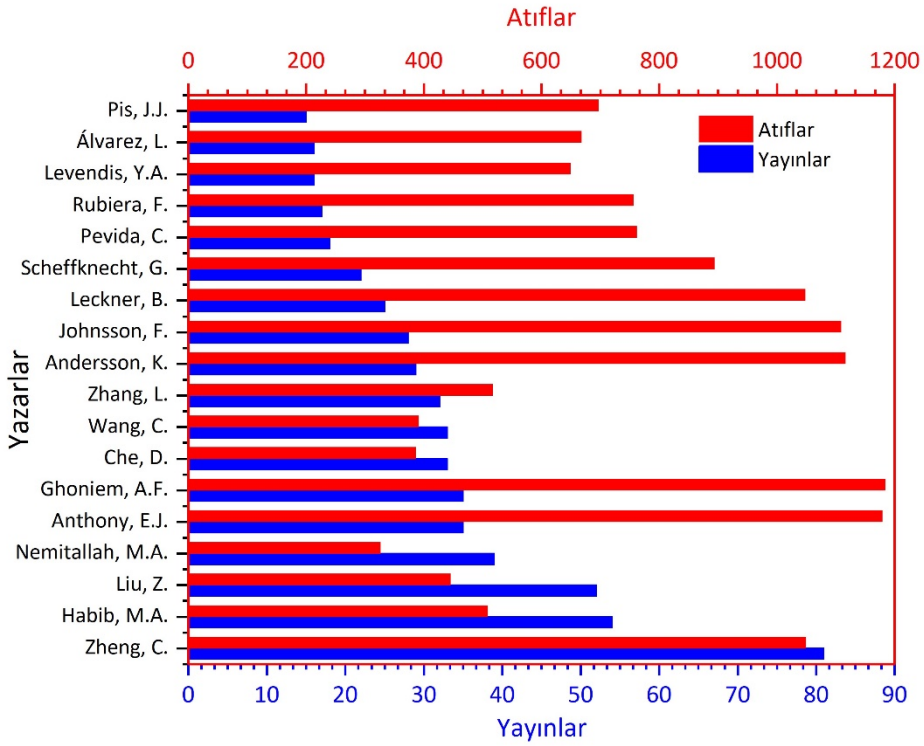
Şekil 1.8'de görüldüğü gibi; yapılan detaylı literatür araştırması ile konu kategorilerinde, yenilikçi bir mühendislik fikri ile enerji kaynağı olarak düşünülen oksi-yanma teknolojilerinin çalışma alanlarının daha çok enerji (% 26,1) ve mühendislik (% 18,9) üzerine yapılandığı görülmektedir. Bunlara ek olarak yanma içeriğinin detaylı araştırılması kimya bilimi alanında yoğun araştırmalar yapıldığını göstermektedir (%17,9+%11,5). Ayrıca çevre bilimleri, malzeme bilimi gibi açılardan da incelenen ve daha da incelenecek oldukça fazla konu olduğu bilinmektedir. Oksi-yanma teknolojileri uzay araştırmalarında da oldukça önemli bir yere sahip olduğu için, fizik ve astronomi, matematik ve bilgisayar bilimleri açısından derinlemesine incelenmiştir.



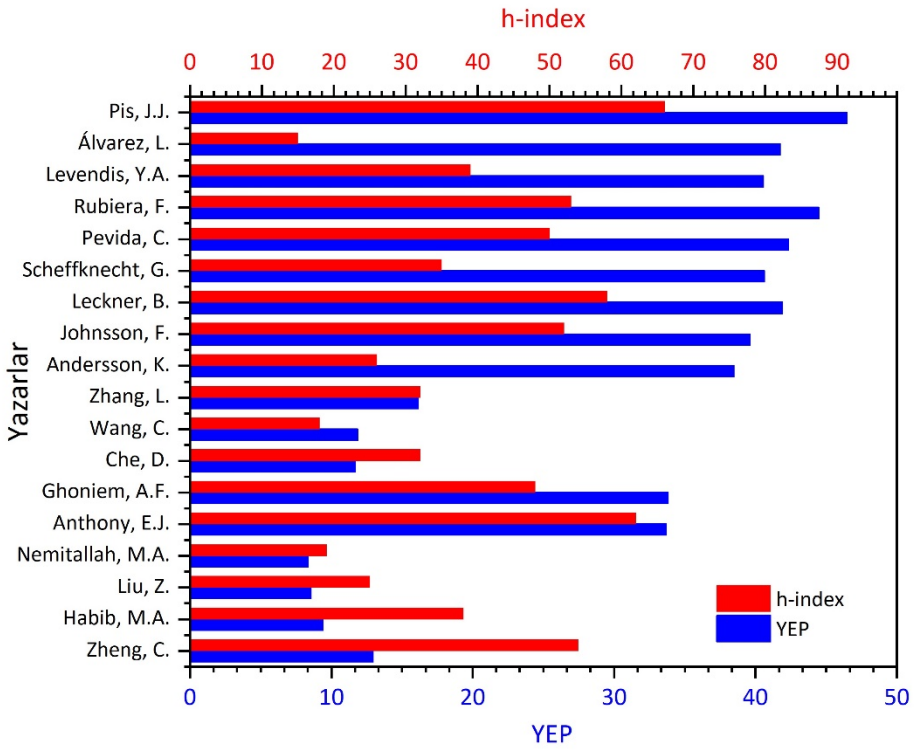
Şekil 1.8 Konulara göre oksi-yanma teknolojileri yayınlarının sınıflandırılması

En üretken yazarlar, oksi-yanma tekonolojileri ile ilgili yayınları, alıntıları, yayın etki parametreleri ve genel h-indeksleri Şekil 1.9a-1.9b'de gösterilmiştir. Yayın

sayısına göre en verimli yazarlar C. Zheng, M.A. Habib ve Z. Liu Sırasıyla 81, 54 ve 52 yayına sahiplerdir. Atıf sayısı açısından en üretken yazarlar 1184, 1179 ve 1116 atıf ile A.F. Ghoniem, E.J. Anthony, K. Andersson ilk üçteki yazarlardır. H-indeksi açısından en etkili yazarlar sırasıyla 66, 62 ve 58 h-indeksi değerleri ile J.J. Pis, E.J. Anthony ve B. Leckner'dir. Yayınların veya alıntıların sayısına göre ayrı ayrı sıralama, aslında bu yazarların etkinliği hakkında bazen yanıltıcı bilgiler verebilir. Bu nedenle, tıpkı h-indeksi gibi yayın ve atıfların yanı sıra yayın etki parametrelerinin de dikkate alınması gerekmektedir. Çünkü oksi-yanma tekonolojisi alanında az yayını olmasına rağmen yayınları çok sayıda atıf almış olan bazı yazarlar bulunmaktadır. Yayın etki parametresine göre en etkili ilk 3 yazar sırasyla J.J. Pis (46,47), F. Rubiera (44,47) ve C. Pediva'dır (42,33). Şekil 1.9a ve 1.9b'ye bakarak oksi-yanma teknolojisinde en etkili 18 yazarın durumları net bir şekilde görülebilir.



(a)



(b)

Şekil 1.9 (a) Atıf ve yayın sayılarına ve (b) h-indeksi ve yayın etki parametresi değerlerine göre 1985'ten 2021'e kadar en üretken yazarlar ve puanları

Tablo 2, Oksi-yanma teknolojileri hakkında en çok atıf almış 20 yayını (makaleler ve kitaplar) göstermektedir. Bu yayınların en azı 220 atıf alırken bu sayı 1. sıradaki yayın ile 1648 atıfa kadar yükselmiştir. Bu makalelere bakıldığında; karbondioksit yakalama teknolojileri, katı, sıvı ve gaz fazında yakıt performansı incelemeleri, güç üretimi santralleri gibi konular üzerinde durulduğu görülmektedir.

Tablo 1.2 Oksi-yanma teknolojisinde en etkili 20 yayın

Atıf	Yıl	Yayın Başlığı	Yazarlar	Yayıncılar	Atıf Sayısı
[23]	2008	Advances in CO2 capture technology-The U.S. Depart. of Energy's Carbon Sequ. Program	Figueroa, J.D., Fout, T., Plasynski, S., McIlvried, H., Srivastava, R.D.	Inter.Journal of Greenhouse Gas Control	1648
[24]	2005	Oxy-fuel combustion technology for coal-fired power generation	Buhre, B.J.P., Elliott, L.K., S., C.D., G., R.P., W., T.F.	Prog. in Energy and Comb. Sci.	1351
[25]	2010	Oxy-fuel combustion of solid fuels	Toftegaard, M.B., Brix, J., Jensen, P.A., G., P., J., A.D.	Prog. in Energy and Comb. Sci.	870
[26]	2012	Oxy-fuel comb. of pulv. coal: Characterization, fundamentals, stabilization and CFD modeling	Chen, L., Yong, S.Z., Ghoniem, A.F.	Prog. in Energy and Comb. Science	678
[27]	2007	Perform and costs of power plants with capture and storage of CO2	Davison, J.	Energy	538
[28]	2015	CCS and utilisation tech.: A critical analysis and comparison of their life cycle environmental impacts	Cuéllar-Franca, R.M., Azapagic, A.	Journal of CO2 Utilization	524
[29]	2010	Pre-combustion, post-combustion and oxy-combustion in thermal power plant for CO2 capture	Kanniche, M., Gros-Bonnivard, R., Jaud, P., Valle-Marcos, J., Amann, J.-M., Bouallou, C.	Applied Thermal Engineering	472
[30]	2013	Review of recent advances in carbon dioxide separation and capture	Kenarsari, S.D., Yang, D., Jiang, G., Zhang, S., Wang, J., R.,A.G., W,Q., F., M.	RSC Advances	449
[31]	2011	Oxy-fuel coal combustion-A review of the current state-of-the-art	Scheffknecht, G., Al-Makhadmeh, L., S., U., M., J.	Inter. Jour. of Gre. Gas Control	411
[32]	2006	Combustion characteristics of coal in a mixture of oxygen and recycled flue gas	Tan, Y., Croiset, E., Douglas, M.A., Thambimuthu, K.V.	Fuel	386
[33]	2015	The cost of CO2 capture and storage	Rubin, E.S., Davison, J.E., Herzog, H.J.	Intern. Jour. of Green. Gas Cont.	330
[34]	2008	Chemical effects of a high CO2 concentration in oxy-fuel combustion of methane	Glarborg, P., Bentzen, L.L.B.	Energy and Fuels	318
[35]	2008	Single-coal-particle combustion in O2/N2 and O2/CO2 environments	Bejarano, P.A., Levendis, Y.A.	Combustion and Flame	317
[36]	2012	The outlook for improved carbon capture technology	Rubin, E.S., M, H., Marks, A., Versteeg, P., Kitchin, J.	Prog. in Energy and Comb. Sci.	310
[37]	2009	Particle imaging of ignition and devol. of pulv. coal dur. oxy-f.com.	Shaddix, C.R., Molina, A.	Proce. of the Comb. Institute	297
[38]	2015	A review on solid adsorbents for carbon dioxide capture	Lee, S.-Y., Park, S.-J.	J. of Ind. and Eng. Chemistry	291
[39]	2009	Differences in reactivity of pulverised coal in air (O2/N2) and oxy-fuel (O2/CO2) conditions	Rathnam, R.K., Elliott, L.K., Wall, T.F., Liu, Y., Moghtaderi, B.	Fuel Processing Technology	260
[40]	2013	Opportunities and challenges in carbon dioxide capture	Spigarelli, B.P., Kawatra, S.K.	Journal of CO2 Utilization	234
[41]	2015	Status of FGD systems from coal-fired p.p: Overview of the phy-ch c. Proc. of wet limestone FGDs	Córdoba, P.	Fuel	221
[42]	2009	Emission control of nitrogen oxides in the oxy-fuel process	Normann, F., Andersson, K., Leckner, B., John, F.	Prog. in Energy and Comb. Sci.	220

Gazlaştırılmış kömür ve doğalgaz gibi meşhur yakıtların yanı sıra diğer fosil yakıtlarların da kullanıldığı oksi-yanma teknolojisinde elde edilen yüksek sıcaklık, genelde gaz türbinlerine aktarılır. Yüksek sıcaklık ve hareket potansiyeli yüksek olan gaz, basınçlı bir şekilde türbin kanatlarını döndürür ve ısıl enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürür. Oksi-yanmalı güç sistemlerinde bazen kombine olarak buhar türbinleri de kullanılabilmektedir. Burada da aynı mantıkla yüksek sıcaklıklar da ısıtılarak buhara dönüştürülür. Elde edilen kızgın buhar, türbin kanatlarının izole edilmiş boru sistemleri içerisinde bulunduğu bölüme girer. Aşırı ısınan ve hareket potansiyeli yüksek olan basınçlı buhar, türbin kanatlarını döndürür ve mekanik enerji oluşturur. Türbinlerden elde edilen mekanik enerji, genellikle türbine bir dişli kutusu ile bağlanan bir jeneratör yardımıyla elektrik enerjisine dönüştürülür ve bazen bir pompayı çalıştırmak için (örnek; gemilerde) kullanılabilir. Oksi-yanma teknolojisinin çalışma mantığı düşünüldüğünde yanma, yakıt ve emisyon oluşumu konularının yanı sıra; alt başlıklarda sistem verimliliği, malzemeler, tasarım, modelleme ve simülasyonlar gibi konulara odaklandığı görülmektedir. Yapılan bu detaylı analiz sayesinde; oksi-yanma teknolojisinin yıllar içinde hangi yönlere doğru geliştiği, bu konuda hangi ülkelerin daha aktif olduğu, hangi yazarların daha etkili olduğu ve çok atıf aldığı belirtilmiştir. Bununla beraber hangi konu başlıklarında, hangi kurumların ve çalışmaların etkili olduğu gösterilmiştir. Bu sayede oksi-yanma konusunda nereye doğru yönelmemiz gerektiği tespit edilmiştir. Ayrıca bu durum, ileride bu konuyu çalışacak araştırmacılar için yol gösterici olacaktır. Böylece oksi-yanma teknolojisini merak eden tüm araştırmacılar, konuyla ilgili öncü çalışmalara hızlı ve kolay bir şekilde ulaşabileceklerdir.

1.2 Tezin Amacı

Bu tezin amacı; oksi-yanma teknolojisinin deniz araçlarında, özellikle denizaltında havadan bağımsız tahrik sistemi olarak kullanılabileceğini gösterebilmek ve diğer kullanılan uygulamalar karşısında performansını sergilemektir. Bu düşünceyi geçekleştirmek için oksi-yanmalı güç sistemlerinin en önemli kısmı olan yanmanın detaylı bir termodinamiksel analizi yapılmıştır. Ayrıca geleneksel hava ile yanma ile oksi-yanmanın termodinamiksel olarak farklılıkları ortaya koyulmuştur. Oksi-

yanma ile alev sıcaklığı, emisyon, entalpi, entropi, ekserji sonuçlarının değişimi ve sisteme etkileri farklı yanma şartlarında araştırılmıştır. Bununla beraber oksi-yanma teknolojisini güç sisteminde enerji üretimi için entegre ederek güç sisteminin enerjik, ekserjik, ekolojik ve ekonomik bakımdan avantajlı ve dezavantajlı durumları gösterilmiştir. Çevresel açıdan temiz enerji sistemi olarak görülen bu yeni teknolojinin, ekonomik olarak tolere edilebilir bir seviyede olup olmadığı araştırılmıştır. Yeni bir güç sisteminin incelenmesi ve sunulması yapılırken performans, çevre ve maliyet olarak tüm yönleri ile ortaya koyulması gerekmektedir. Ayrıca elde edilen bu sonuçlarla yetinilmeyip örnek bir denizaltı için diğer havadan bağımsız tahrik sistemleri ile kıyaslanması çok önemlidir. Tüm havadan bağımsız tahrik sistemleri arasında en iyi performansa sahip olanın tespit edilmesiyle birlikte önerilen oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sistemi ile güç, verim, yakıt sarfiyatı, güç/ağırlık, güç/hacim yönünden sonuçları sunulmuş ve karşılaştırması yapılmıştır.

1.3 Hipotez

Dünyadaki tüm canlılar için çevre kirliği önemli bir yere sahip olduğu için yeşil enerji sistemlerinden biri olan oksi-yanmalı güç sistemlerinin araştırılması ve geliştirilmesi yapılmalıdır. Günümüz tekonolojisi ve şartları altında bile oksi-yanmalı güç sistemleri, alternatif sistemleri performans bakımından yakalamaktadır. Hatta birçok şartta daha iyi performans sergilemektedir. Askeri alanlar için deneysel kurulumun eksikliklerinin giderilmesi ve ticari kullanımlarda ekonomik bakımdan da istenilen seviyelere getirilmesi ile oksi-yanmalı güç sistemlerinin, çok yakın bir gelecekte vazgeçilmez bir teknoloji olacağı öngörülmektedir.

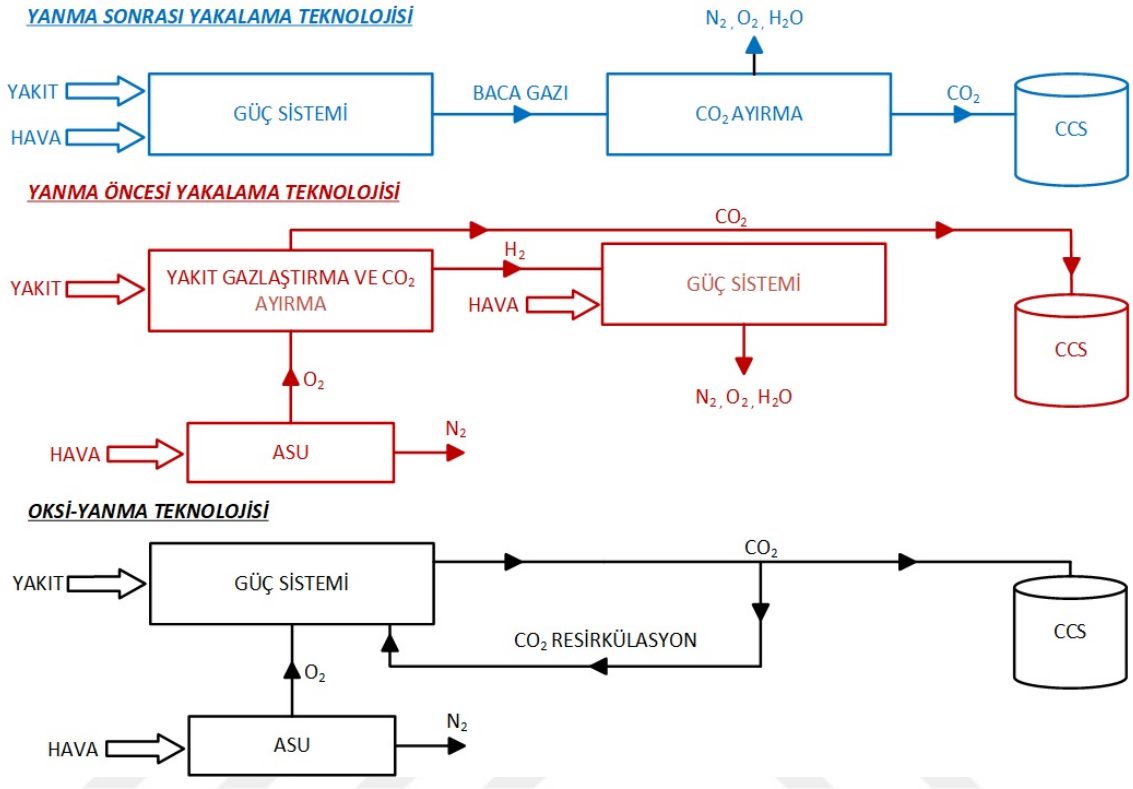
2
OKSİ-YANMANIN TERMOKİMYASAL KARAKTERİSTİĞİ VE ANALİZİ

Bu bölümde, oksi-yanmalı güç sistemlerinin en önemli bileşeni olan yanma odasındaki yanma karakteristiği analizi yapılmıştır. Oksi-yanmanın termokimyasal analizinin yanı sıra farklı yakıtların enerji ve ekserji performans sonuçları sunulmuştur. Geleneksel hava yanması ile farklı oksijen oranlarına sahip oksi-yanmanın enerji, ekserji ve emisyonlar bakımından sonuçları ortaya koyulmuştur.

2.1 Giriş

Son yıllarda artan enerji ihtiyacı ve küresel ısınma krizi ile birlikte kirletici emisyon oluşumuna karşı ceza ve yaptırımların artmasından dolayı, çevreci sistem arayışları önem kazanmıştır. Yenilenebilir enerji sistemlerine çok sayıda yatırım yapılmışsa da bunlar genel ve sürekli olarak gerekli enerji talebini karşılayamamaktadır. Fosil yakıtların yakılması, NO_X gibi çok zararlı emisyon oluşumuna sebep verdiği gibi atmosferdeki sera gazı emisyonlarının artmasına da sebep olmaktadır. Bu emisyonlar arasında CO_2 hiç şüphesiz büyük bir öneme sahiptir. CO_2 emisyonlarının, birim enerji üretimindeki miktarını azaltmak için uzun yıllardan beri çalışmalar yapılmaktadır. Küresel ısınma ve iklim değişikliği ile mücadelede etkili olabilmek için karbondioksidi tutma, taşıma ve depolama konusunda yoğun çalışmalar yapılmaktadır. Hidrokarbon (HC) yakıtların yanması sonucu oluşan CO_2 konsantrasyonlarının amaçlanan emisyon değerlerinde tutulması için üç temel teknoloji kullanılmaktadır. Bunlar; yanma sonrası yakalama, yanma öncesi yakalama ve oksi-yanma sistemleridir [43]. Bu sistemlerin kısaca çalışma prensipleri Şekil 2.1'de gösterilmiştir. Oksi-yanma teknolojisi, yakıtın esas olarak saf oksijenden oluşan bir oksidan akımıyla bir yanıcıda yakıldığı termodinamik bir prosestir. Geleneksel güç çevrimlerindeki gibi yakıtı hava ile yakma işleminde, havanın büyük bir kısmını oluşturan Azot (N_2), CO_2 yakalama işlemini zorlaştırmaktadır. Bu, geleneksel hava ile yanmalı güç çevrimlerinde daha zordur. Çünkü N_2, yanma sürecinde yakıtla reaksiyona girerek

NO_X emisyonlarına neden olur. Oksi-yanma ile karbondioksit kolayca yakalanabilir ve depolanabilir, böylece enerji ve yatırım maliyetleri önemli ölçüde azaltılabilir.



Şekil 2.1 Karbon yakalama ve depolama teknolojilerinin gösterimi

Oksi-yanmalı güç çevrimlerinde yakıtı saf oksijen ile yakılması durumunda çok yüksek sıcaklıklar oluşacaktır. Günümüz teknolojisinde malzeme dayanım sıcaklıklarına indirebilmek için oksi-yanma güç çevrimlerinde iki farklı çözüm bulunmuştur. Bunlar; seyreltici olarak CO_2 kullanılan yarı kapalı oksi-yanmalı kombine çevrim (SCOC-CC), MATIANT ve Allam çevrimleri [44]–[52] ile seyreltici olarak H_2O Graz ve CES çevrimleridir [53]. Böylece bu iki yaklaşım ile birinde çevrim akışkanı çoğunlukla su olurken diğerinde karbondioksit olmaktadır. Oksi-yanmalı güç çevrimlerinde bu iki akışkanının kullanılmasının yanında ikisi birlikte kombine güç çevrimlerinde de denenmiştir. Oksi-yanmalı güç çevrimlerinin karşılaştırmalı olarak termodinamik, çevresel ve ekonomik sonuçlarının araştırıldığı çalışmalar da yapılmıştır [54]–[56].

Mevcut çalışmaların odak noktasında geleneksel güç çevrimlerinde kullanılan hava yerine CO_2 kullanımı önemli bir yer almıştır. Oksi-yanma konusunda güç,

verimlilik, ekonomi ve kirletici emisyonlar gibi belirli kriterleri göz önünde bulundurarak oksi-yanma güç çevrimlerini karşılaştırmalı olarak inceleyen birçok çalışma bulunmaktadır [57]–[61]. Bu çalışmalarla bazı oksi-yanma çevrimlerinin ekonomi açısından daha iyi olduğu gösterilirken bazılarının ise kirletici emisyonlar açısından daha iyi olduğu gösterilmiştir [62]. Bazı çalışmalarda ise detaylı bir şekilde hava ayırma ünitesi (ASU), yanma odası ve karbon yakalama depolama (CCS) ünitesi gibi sistem bileşenlerine odaklanılmıştır [63]–[72]. Ayrıca bunların yanı sıra, oksi-yanma güç çevrimlerinin verimliliklerini artırmak için uygulanan birçok modifikasyon çalışmaları da yapılmıştır [73]–[81].

Oksi-yanmalı güç santrallerinde kapalı çevrim olarak süperkritik karbondioksit (s-CO_2) akışkanının kullanılması üzerine yapılan çeşitli termodinamik çevrim analizlerinde; süper kritik fazda karbondioksitin iş akışkanı olarak kullananılması sonucunda, oksi-yanma sistemlerinin termik verim açısından çok daha etkili olduğu ortaya çıkmıştır [73], [82]–[86].

Oksi-yanmalı güç çevrimlerinin genel analizleri yapılırken sistemin temelini oluşturan oksi-yanma hakkında derinlemesine çalışmalar oldukça az ve yetersizdir. Oksi-yanma karakteristikleri hakkında farklı durum ve parametreler için çalışmaların sonuçları ortaya koyulmuştur [87]–[95]. Fakat bunlar oksi-yanmanın termodinamiksel karakterizasyonu bakımından eksik kalmıştır. Kayadalen ve Gonca [96], [97] su enjeksiyonlu yanma durumunu ve farklı durumlar için yanma sonuçlarını analiz etmişlerdir. Bu tarz yapılan çalışmalar oksi-yanma teknolojisi bakımından çok önemlidir. Benzer çalışmalar, gaz türbinli güç santrallerinde baca gazı geri kullanımı için de yapılmış olup sisteme etkisi gösterilmiştir [98]–[102]. Güç santrallerindeki baca gazı geri kullanımı üzerine başka çalışmalarda elde edilen sonuçlar ile yanma performansını iyileştirecek parametreler ortaya çıkarılmıştır [103]–[107]. Fakat bu termodinamik analizlerin hemen hemen tamamı enerji yönünden incelenmiş çalışmalardır. Yanmanın ekserji yönünden incelenmesinin, hem yanma performansı hem de çevresel etkiler bakımından önemi büyüktür. Ekserji konseptinin, termodinamik açıdan bilim ve mühendislik adına önemi birkaç çalışma ile izah edilmiştir [108], [109]. Bununla birlikte literatürde bu konuyla sürekli ilgilenilmiştir. Yanma işleminde rekuparatör

etkisi farklı yakıtlarla incelenmiştir. Bu çalışmalarda reaktantlar ve ürünleri oldukça basitleştirerek termodinamik analiz sonucu sunulmuştur [110]. Yanmanın yanında karışık fazlı akışkan düzenleyicilerinin de fiziksel ve kimyasal ekserjisi hesaplanarak ekonomik yönünün sonuçları incelenmiştir [111]. Deneysel olarak da dört zamanlı bir motorda farklı oktan sayılı benzinin, farklı devir ve tork koşullarında ekserji analizine etkisi incelenmiştir [112]. Yanmanın ekserji yıkımını inceleyen bir çalışmada ise farklı egzoz gazı resirkülasyon (EGR) oranları için farklı koşullardaki sonuçları sunulmuştur [113]. Türkiye'den çıkarılan kömürlerin bileşenlerine göre farklı bir yaklaşım ile kimyasal ekserji hesaplamaları yapılmıştır [114]. Bir başka çalışmada ise yakıtların katı, sıvı ve gaz fazda olması durumunda ekserji hesaplama yöntemleri ve sonuçları sunulmuştur [115]. Birçok kimyasal bileşenin, yanma tepkimesi sonucu varsayılan bazı kolerasyonlara göre kimyasal ekserjinin hesaplandığını gösteren bir çalışma da bulunmaktadır [116]. Dizel motorda NO_X emisyonu çözümlemesi için yanma ürünleri eşitlik konsantrasyonu yöntemi ile bir çalışma ortaya koyulmuştur. Farklı optimizasyon yöntemleri ile elde edilen sonuçlar sunulmuştur [117]. Tolüen yakıtlı, düşük sıcaklıklı yanma motorunun ekserji analizlerinin farklı krank açılarında ve farklı egzoz gazı resirkülasyon (EGR) oranlarında, iş, egzoz ve tersinmezlik yönünden sonuçları incelenmiştir [118]. Bunların yanında, güç elde edilen termik santralinin tüm bileşenlerinin ekserji analizi yapılmış ve yanma odasının ekserjisinin öneminden bahsedilmiştir. Bu çalışmalarda detaylı bir analiz yapılmadan kimyasal ekserji ve ekserji yıkımı değerleri hesaplanmıştır. Birçok farklı yakıtın sistem üzerine etkisi hakkında çalışılmıştır [119]–[122]. Bununla birlikte hem pistonlu motorlar hem de gaz türbini motorlarında yanma olayının ayrıntılı incelemeleri ile yanma karakterizasyonu, çalışmalarda sunulmuştur. Bunlar arasında hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizi yanında nümerik çalışmalar da bulunmaktadır [123]–[125]. Ayrıca biyodizel gibi, H_2 eklemesi veya $Ar/N_2/CO_2$ ile geleneksel hava ile yanmaya etkisinin ekserjetik olarak sonuçlarının incelendiği çalışmalar da yapılmıştır [126]–[129].

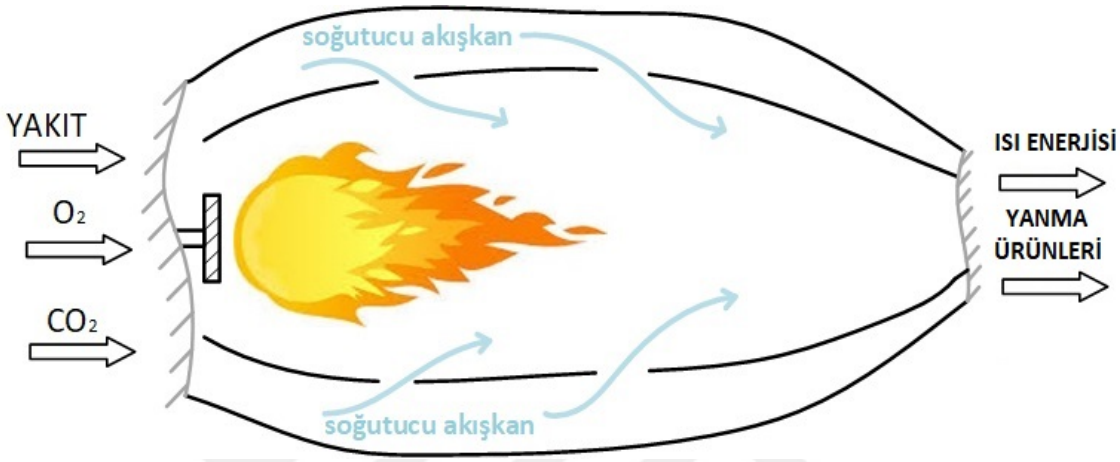
Bu bölümünde oksi-yanma teknolojisinin eksik kalan konuları tamamlanmış, ayrıntılı bir şekilde hesaplamaları yapılmıştır. Yanma odası üzerine odaklanılarak önceki çalışmalardan farklı olarak yakıcıda detaylı yanma analizi yapılmışıtır.

Yapılan termodinamik analiz ile hem enerji hem de ekserji yönünden sonuçlar irdelenmiştir. Bir sistemin termodinamik analizi için çok önemli olan entropi, entalpi, özgül ısı, adayabatik alev sıcaklığı gibi değerler hesaplanmıştır. Ayrıca sonuçlarla hangi durumda daha avantajlı olduğu gösterilmiştir. Bunların yanı sıra genelde kabul edilen yanma sonrası ürünler ve tüm yan ürünler hesaplanarak hassas sonuçları ortaya koyulmuştur. Ayrıca yanma süreci, ekserjinin yok edilmesinin ana nedenlerindendir. Bu nedenle yanma işlemlerinin ekserji analizine odaklanıldığında, farklı oksi-yanma fraksiyonları kullanılarak toplam ekserji tahribatı açıkça ayırt edilebilmiştir. Böylece sistem performansını detaylı ve net bir şekilde göstermek için ekserji analizi kullanılabileceği gösterilmiştir. Bu amaçla kimyasal ekserji, fiziksel ekserji, toplam spesifik ekserji ve ekserji yıkımı hesaplanarak sunulmuştur. Geleneksel hava yanması ile farklı oksijen oranlarındaki oksi-yanma arasındaki avantaj ve dezavantajlar, derinlemesine nedenleri ile birlikte değerlendirilmiştir. Elde edilen bu sonuçların da bilim dünyasında popüler olan NASA CEA ve GASEQ yanma programları ile doğrulaması yapılmıştır.

2.2 Teorik Model

Bu bölüm detaylı hesaplamalar için teorik yanma modelini kapsamaktadır. Teorik hesaplama modeli yanma kinetiğini, enerji ve ekserji dengesini içermektedir. Enerji ve ekserji analizi için MATLAB yazılımında geliştirilen kod kullanılmıştır. Önerilen yanma modelin hesaplamalarının temeli Olikara ve Borman [130] tarafından ortaya konulan yöntemdir. Bu yöntem, Ferguson [131] gibi bilim adamları tarafından geliştirilerek literatüre yön veren birçok çalışma sunulmuştur. Bu geliştirilme süreci günümüze kadar devam etmiş ve ilerleyen yıllarda da bilim dünyasına rehberlik edecektir. Üzerinde çalışılan adyabatik yanma modelinde, tüm gazlar için ideal gaz kabulü yapılmıştır. Yani gazların entalpileri ve özgül ısılarının sadece sıcaklıkla değiştiği varsayılmıştır. Oksi-yanma güç çevrimleri için düşünülen eşdeğerlik oranı üçten küçüktür ($\varphi<3$) ve yanma sonucu oluşan 12 adet yanma ürünü alınmıştır. Çalışmada hem geleneksel hava ile yanma hem de oksi-yanma dikkate alınacağı için yanma denklemi ikisini de kapsayacak şekilde hazırlanmıştır. Geleneksel hava ile yanmanın, kuru ve sadece %21 oranında O_2 ve

%79 oranında N_2'den oluştuğu kabul edilerek hesap yapılmıştır. Diğer yönden; oksi-yanmada yapılacak hesaplamalar çeşitli oranlarda O_2 oranı, seyreltme için kullanılan CO_2 gazı ve hava ayrıştırma sisteminden (ASU) kaçak gelen küçük miktarlarda da olsa N_2 olduğu göz önüne alınmıştır. Yüksek sıcaklıkta yanma sonunda meydana gelen ürünlerin denge halindeki miktarları, denge sabitleri kullanılarak sıcaklık ve eşdeğerlik oranına bağlı olarak hesaplanmıştır.



Şekil 2.2 Oksi-yanma teknolojisinin detaylı yanma analizi için gösterilen yanma odası

Yanma modelinin kimyasal denklemi aşağıda verilmiştir:

$$\varepsilon\varphi\sum_{k=1}^{k=n} m_k(C_{xk}H_{yk}O_{zk}N_{qk})+aO_2+bCO_2+cN_2 \rightarrow \chi_1CO_2+\chi_2H_2O+\chi_3N_2+ \chi_4O_2+\chi_5CO+\chi_6H_2+\chi_7H+\chi_8O+\chi_9OH+\chi_{10}NO+\chi_{11}HO_2+\chi_{12}NO_2 \quad (2.1)$$

Burada *x, y, z* ve *q* sırasıyla yakıtın karbon, hidrojen, oksijen ve azot atom sayılarını, χ_1'den χ_{12}'e kadar katsayılar ise her bir ürünün mol katsayısını ifade etmektedir. φ yakıt eşdeğerlik oranını, □ kütlesel olan φ'yi molar baza çevirecek olan molar stokiyometrik yakıt hava oranını, *a, b* ve *c* ise sırasıyla yanmaya katılan molar O_2, CO_2 ve N_2 miktarlarını ifade etmektedir. Sisteme gönderilecek oksijen oranına göre *a* sayısı değeri girilecektir ve hava ayrıştırma ünitesinden (ASU) ayrılan oksijen ve azot (çok ufak değerde) oranına göre *b* ve *c* değerleri girilmiştir. Geleneksel hava ile yanma için ise *a* ve *c* sırası ile 0.21 ve 0.79 olarak alınabilir. φ den □, X, Y, Z, Q, □ aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

Yakıtların stokiyometrik yakıt hava oranları literatürden temin edilebilir veya şu şekilde hesaplanabilir:

$$\phi = \frac{FA}{FA_s} \tag{2.2}$$

Birden fazla yakıt karışımının eşdeğerlik (ekivalans) oranını ise şu şekilde gösterilir:

$$\varphi = \sum_{k=1}^{k=n} \left(\frac{FA}{FA_s} \right)_k \tag{2.3}$$

Tablo 2.1 Modelde kullanılan doğal gaz özellikleri [132], [133]

Bileşenler	DG	Rusya DG	İran DG	Avustralya DG	ABD DG
CH_4 (Metan) [mol %]	90.82	92.54	87.81	86.26	99.7
C_2H_6 (Etan) [mol %]	4.97	4.47	4.09	8.23	0.09
C_3H_8 (Propan) [mol %]	2.93	1.97	1.25	3.26	0.03
C_4H_{10} (Bütan) [mol %]	1.01	0.95	0.87	0.96	0.01
N_2 (Azot) [mol %]	0.27	0.07	5.98	1.26	0.17

Oksi-yanma güç sistemlerinde en çok karşılaşılan yakıt olarak doğal gaz ele alınmıştır. Doğal gaz çıkarıldığı yere göre 5-6 gaz bileşenden oluşmaktadır. Literatürdeki birkaç çalışmada kullanılan doğal gaz bileşeni (DG) yanı sıra Rusya, Amerika Birleşik Devletleri (ABD) , Avustralya ve İran doğal gazları da çalışmada kullanılmıştır [132], [133]. Bu karışımlar için C, H, O ve N atomlarının değerlerini aşağıdaki şekilde vermemiz gerekir.

$$X = f_1 x_1 + f_2 x_2 + f_3 x_3 + \ldots + f_n x_n \tag{2.4}$$

$$Y = f_1 y_1 + f_2 y_2 + f_3 y_3 + \ldots + f_n y_n \tag{2.5}$$

$$Z = f_1 z_1 + f_2 z_2 + f_3 z_3 + \ldots + f_n z_n \tag{2.6}$$

$$Q = f_1 q_1 + f_2 q_2 + f_3 q_3 + \ldots + f_n q_n \tag{2.7}$$

$$\varepsilon = \frac{4a}{4X + Y - 2Z} \tag{2.8}$$

$$R_k = \varepsilon \varphi f_k \tag{2.9}$$

$$FA_k = \frac{R_k MW_k}{MW_{fu}} \tag{2.10}$$

Burada MW_{fu} yakıtın yakılması için kullanılan oksidandır. Geleneksel yanma için moleküler hava ağırlığı denilebilir.

Yani yakıtın yeni eşdeğerlik oranı aşağıdaki şekilde elde edilmiştir:

$$FA_s = \varepsilon\left[\frac{12,01x + 1,008y + 16z + 14,01q}{MW_{fu}}\right] \tag{2.11}$$

Denklem (2.1)'deki bilinmeyen 12 adet ürünün mol sayılarını bulmak için; 8 adedi ürünler arasındaki kimyasal denge kriterinden elde edilen 12 adet denkleme ihtiyaç vardır. Bu kriterler aşağıdaki kimyasal bağıntılarla ifade edilmiştir [131]:

$$1/2H_2 \rightleftharpoons H \quad K_1 = \alpha_1\sqrt{p}/\sqrt{\alpha_6} \quad c_1 = K_1/\sqrt{p} \quad \alpha_7 = c_1/\sqrt{\alpha_6} \tag{2.12}$$

$$1/2O_2 \rightleftharpoons O \quad K_2 = \alpha_8\sqrt{p}/\sqrt{\alpha_4} \quad c_2 = K_2/\sqrt{p} \quad \alpha_8 = c_2/\sqrt{\alpha_4} \tag{2.13}$$

$$1/2H_2 + 1/2O_2 \rightleftharpoons OH \quad K_3 = \alpha_9/\sqrt{\alpha_4}\sqrt{\alpha_6} \quad c_3 = K_3 \quad \alpha_9 = c_3/\sqrt{\alpha_4}\sqrt{\alpha_6} \tag{2.14}$$

$$1/2O_2 + 1/2N_2 \rightleftharpoons NO \quad K_4 = \alpha_{10}/\sqrt{\alpha_4}\sqrt{\alpha_3} \quad c_4 = K_4 \quad \alpha_{10} = c_4/\sqrt{\alpha_4}\sqrt{\alpha_3} \tag{2.15}$$

$$H_2 + 1/2O_2 \rightleftharpoons H_2O \quad K_5 = \alpha_2/\alpha_6\sqrt{\alpha_4}\sqrt{p} \quad c_5 = K_5\sqrt{p} \quad \alpha_2 = c_5\alpha_6\sqrt{\alpha_4} \tag{2.16}$$

$$CO + 1/2O_2 \rightleftharpoons CO_2 \quad K_6 = \alpha_1/\alpha_5\sqrt{\alpha_4}\sqrt{p} \quad c_6 = K_6\sqrt{p} \quad \alpha_1 = c_6\alpha_5\sqrt{\alpha_4} \tag{2.17}$$

$$O_2 + 1/2H_2 \rightleftharpoons HO_2 \quad K_7 = \alpha_{11}/\alpha_4\sqrt{\alpha_6}\sqrt{p} \quad c_7 = K_7\sqrt{p} \tag{2.18}$$

$$\alpha_{11} = c_7\alpha_4\sqrt{\alpha_6}$$

$$NO + 1/2O_2 \rightleftharpoons NO_2 \quad K_8 = \alpha_{12}/\alpha_{10}\sqrt{\alpha_4}\sqrt{p} \quad c_8 = K_8\sqrt{p} \quad \alpha_{12} = c_8\alpha_{10}\sqrt{\alpha_4} \tag{2.19}$$

Burada p atmosfer cinsinden basıncı simgeler, K_1-K_8 ise her bir reaksiyona ait denge sabitleridir. Kısmî basınçlara göre hesaplanan denge sabitleri, eğri uydurma yöntemi ile aşağıdaki denklemle ifade edilir [102]:

$$\log K_P = A\ln\left(\frac{T}{1000}\right) + \frac{B}{T} + C + DT + ET^2 \tag{2.20}$$

Buradaki K_P değeri, JANAF tablosuna [134] göre hesaplanabilir:

$$K_p = e^{-\frac{\Delta G^0}{RT}} \tag{2.21}$$

Sekiz tane denklemimize ek olarak atom dengesinden dört adet daha denklem elde edilir:

$$\mathbf{C:}\ \varepsilon\varphi X + b = (\alpha_1 + \alpha_5)N \tag{2.22}$$

$$\mathbf{H:}\ \varepsilon\varphi Y = (2\alpha_2 + 2\alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_9 + \alpha_{11})N \tag{2.23}$$

$$\mathbf{O:}\ \varepsilon\varphi Z + 2a + 2b = (2\alpha_1 + \alpha_2 + 2\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_8 + \alpha_9 + \alpha_{10} + 2\alpha_{11} + 2\alpha_{12})N \tag{2.24}$$

$$\mathbf{N:}\ \varepsilon\varphi Q + 2c = (2\alpha_3 + \alpha_{10})N \tag{2.25}$$

Burada □, 12 adet ürüne ait mol kesirleri, N ise ürünlerin toplam mol sayılarıdır:

$$\alpha_k = \frac{\chi_k}{\sum_{k=1}^{12} \chi_k} \tag{2.26}$$

$$N = \sum_{k=1}^{12} \chi_k \tag{2.27}$$

N ile birlikte bilinmeyen sayısı 13'e çıkmıştır. Bu yüzden bir adet denkleme daha ihtiyaç vardır. Mol kesri ifadesinin tanımından bir denklem daha elde edilebilir ve bu şekilde 13 olan bilinmeyen sayısı, 13 denklem ile eşitlenmiş olur:

$$\sum_{k=1}^{12} \alpha_k - 1 = 0 \tag{2.28}$$

Denklem (2.23), (2.24) ve (2.25)'in Denklem (2.22)'ye bölünerek yok etme metodu uygulanırsa:

$$2\alpha_2 + 2\alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_9 + \alpha_{11} - (\alpha_1 + \alpha_5)\frac{\varepsilon\varphi Y}{\varepsilon\varphi X + b} = 0 \tag{2.29}$$

$$2\alpha_1 + \alpha_2 + 2\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_8 + \alpha_9 + \alpha_{10} + 2\alpha_{11} + 2\alpha_{12} - (\alpha_1 + \alpha_5)\frac{\varepsilon\varphi Z + 2a + 2b}{\varepsilon\varphi X + b} = 0 \tag{2.30}$$

$$2\alpha_3 + \alpha_{10} + \alpha_{12} - (\alpha_1 + \alpha_5)\frac{\varepsilon\varphi Q + 2c}{\varepsilon\varphi X + b} = 0 \tag{2.31}$$

denklemleri elde edilir.

Denklem (2.12)–(2.19), Denklem (2.28)-(2.31) içerisine yerleştirildiğimizde 4 adet lineer olmayan denklem ve □3, □4, □5 ve □6 bağımsız değişkenleri elde edilir:

$$f_j = (\alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \alpha_6) = 0 \qquad j = 1,2,3,4 \tag{2.32}$$

Bu fonksiyonların çözümü, çeşitli sayısal analiz yöntemleri ile yapılabilir. Bu denklem takımı, Newton-Raphson iterasyonu yöntemi ile çözülerek dengedeki

mol kesirleri bulunur. Hızlı sonuç veren Newton-Raphson yöntemi ile beraber daha hassas sonuç veren Gauss Seidel yöntemi ile daha kısa sürede daha hassas bir sonuç elde edilir.

$$\varepsilon\varphi\sum_{k=1}^{k=n} m_k(\mathrm{C}_{xk}\mathrm{H}_{yk}\mathrm{O}_{zk}\mathrm{N}_{qk}) + \mathrm{aO}_2 + bCO_2 + cN_2 \rightarrow$$
$$\chi_1 CO_2 + \chi_2 H_2O + \chi_3 N_2 + \chi_4 O_2 + \chi_5 CO + \chi_6 H_2 \qquad (2.33)$$

Yapılacak hesaplamanın iterasyonuna, denklem (2.33)'teki kimyasal denklemin düşük sıcaklıklarda yanma çözümünden elde edilen değerler ile başlanabilir. Yanmanın farklı eşdeğerlik oranlarında bazı kabuller yapılarak denklemlerin çözümüne iyi bir yaklaşım sergilenebilir. Fakir ve stokiyometrik yanma için oksijenin tüm CO ve H_2'i okside ettiğini düşünerek $\chi_5=\chi_6=0$ kabulü yapılır. Diğer taraftan eşdeğerlik oranının 1'den büyük olduğu zengin yanmada $\chi_4=0$ kabulu iyi bir yaklaşımdır. Fakir durum için dengedeki ürünlerin basınç ve sıcaklıktan bağımsız olup sadece eşdeğerlik oranına bağlıdır. Zengin durumda ise kimyasal denge sabitleri ve ürünler, sıcaklık ve basınca bağlıdır.

Zengin karışımlarda atom dengelemesinden gelen dört denklem ve beş tane bilinmeyen mevcuttur. $H_2 + CO_2 \rightleftharpoons H_2O + CO$ reaksiyonuna ait denge sabiti kullanılarak bir denklem daha eklersek ve beş bilinmeyene karşı beş denklem elde edilmiş olunur. Bu denkleme ait denge sabiti, Ferguson [131] tarafından sıcaklığa bağlı olarak aşağıdaki denklemle ifade edilmiştir:

$$\ln K = 2,743 - \frac{1}{T}\left[1761 - \frac{1611000}{T} + \frac{280300}{T^2}\right] \qquad (2.34)$$

T, sıcaklık birimi olarak Kelvin alınmaktadır. Sabit basınçta denge sabitinin tanımından aşağıdaki denklem elde edilir:

$$K = \frac{\chi_2\chi_5}{\chi_1\chi_6} \qquad (2.35)$$

Burada denklem (2.35)'i denklem (2.34)'ün içine yerleştirdiğimizde ikinci dereceden bir denklem ile χ_5 bulunur. Bu şekilde iterasyonlarda başlangıç değeri

olarak kullanılacak olan $\alpha_3^{(1)}$, $\alpha_4^{(1)}$, $\alpha_5^{(1)}$ and $\alpha_6^{(1)}$ elde edilmiş olur. İterasyon için denklem (2.32), ikinci ve daha yüksek dereceli türevler ihmal edilir.

$$\Delta\alpha_k = \alpha_k^* - \alpha_k^{(1)} \tag{2.36}$$

tanımı yapılarak Taylor serisine açılır. $\Delta\alpha_k$ için aşağıdaki dört adet denklem elde edilir:

$$f_j + \frac{\partial f_j}{\partial \alpha_3}\Delta\alpha_3 + \frac{\partial f_j}{\partial \alpha_4}\Delta\alpha_4 + \frac{\partial f_j}{\partial \alpha_5}\Delta\alpha_5 + \frac{\partial f_j}{\partial \alpha_6}\Delta\alpha_6 \cong 0 \tag{2.37}$$

Bu denklemler matris formunda aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\begin{bmatrix} f_1(\alpha_3^{(1)},\alpha_4^{(1)},\alpha_5^{(1)},\alpha_6^{(1)}) \\ f_2(\alpha_3^{(1)},\alpha_4^{(1)},\alpha_5^{(1)},\alpha_6^{(1)}) \\ f_3(\alpha_3^{(1)},\alpha_4^{(1)},\alpha_5^{(1)},\alpha_6^{(1)}) \\ f_4(\alpha_3^{(1)},\alpha_4^{(1)},\alpha_5^{(1)},\alpha_6^{(1)}) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \text{Jakobien} \\ \text{Matris} \\ \text{Sonuçları} \end{bmatrix} \text{x} \begin{bmatrix} \Delta\alpha_3 \\ \Delta\alpha_4 \\ \Delta\alpha_5 \\ \Delta\alpha_6 \end{bmatrix} \cong 0 \tag{2.38}$$

$\Delta\alpha_k$ için çözüme gidildiğinde bir sonraki iterasyonda kullanılacak değerler aşağıdaki şekilde belirlenmiş olur:

$$\alpha_k^{(2)} = \alpha_k^{(1)} + \Delta\alpha_k \qquad k = 3,4,5,6 \tag{2.39}$$

Denklem sistemleri çözümünde $|\Delta\alpha_k|$değerini belirli bir toleransa kadar tekrar çözdürülür. İstenilen toleranstan daha düşük olduğu değerler çözdürülerek α_3, α_4, α_5 ve α_6 nihai değerleri elde edilmiş olur. Geriye kalan sekiz tane bağımlı değişken, denklem (2.12)–(2.19)a' kadar olan sekiz bağımsız denklem içine yerleştirilmek suretiyle bulunur. Böylece denge halindeki 12 adet ürününün mol kesirlerinin tamamı hesaplanmış, yani kimyasal denge kompozisyonu elde edilmiş olur.

Yüksek sıcaklıkta ürünler arasında ayrışmalar meydana geldiğinden sabit basınçta sıcaklık değişimi özgül ısıda değişikliklere neden olmaktadır. Sıcaklığın mol kesirleri üzerindeki etkisi denklem (2.32)'nin sıcaklığa göre türevi alınarak hesaplanabilir:

$$\frac{\partial f_j}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial \alpha_3}\frac{\partial \alpha_3}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial \alpha_4}\frac{\partial \alpha_4}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial \alpha_5}\frac{\partial \alpha_5}{\partial T} + \frac{\partial f_j}{\partial \alpha_6}\frac{\partial \alpha_6}{\partial T} = 0 \tag{2.40}$$

Yukarıdaki denklem, denklem (2.36)–(2.39) arasında verilen aynı prosedür ile çözülebilir. Elde ettiğimiz sonuçlar, denklem (2.48)'de yanma ürünlerinin özgül ısıları hesaplanırken kullanılır.

Her bir ürüne ait molar özgül ısılar, entalpi ve entropi değerleri aşağıdaki ifadelerden elde edilecek olan ilgili ($a_1 \ldots a_n$) katsayıları yardımı ile bulunabilir [135].

$$\frac{\overline{h}_k}{R_u T} = a_{1,k} + \frac{a_{2,k}}{2}T + \frac{a_{3,k}}{3}T^2 + \frac{a_{4,k}}{4}T^3 + \frac{a_{5,k}}{5}T^4 + \frac{a_{6,k}}{2} \tag{2.41}$$

$$\frac{\overline{c}_{p,k}}{R_u} = a_{1,k} + a_{2,k}T + a_{3,k}T^2 + a_{4,k}T^3 + a_{5,k}T^4 \tag{2.42}$$

$$\frac{\overline{s}_k^0}{R_u T} = a_{1,k}\ln T + a_{2,k}T + \frac{a_{3,k}}{2}T^2 + \frac{a_{4,k}}{3}T^3 + \frac{a_{5,k}}{4}T^4 + a_{7,k} \tag{2.43}$$

Adyabatik alev sıcaklığını bulmak için şu yöntemi kullanırız:

$$DeltaT = \frac{(h_u - h_b)}{c_p} \tag{2.44}$$

Ve burada yapılacak iterasyonlarla minimum hata ile adyabatik alev sıcaklığı bulunmuş olunur.

$$AFT^{n+1} = AFT^n + DeltaT \tag{2.45}$$

Sabit basınçta sıcaklık değişiminden kaynaklanan ayrışmalar nedeniyle karışımın entalpisi değişmektedir. Bu nedenle nihai özgül ısı da aşağıdaki gibi değişmektedir:

$$\overline{h} = \sum_{k=1}^{12} \alpha_k \overline{h}_k \tag{2.46}$$

$$h = \frac{1}{M}\sum_{k=1}^{12} \alpha_k \overline{h}_k \tag{2.47}$$

$$\overline{s} = \frac{R_u}{M}\left[\sum_{k=1}^{n} \alpha_k \left(\overline{s}_k^o - \ln \alpha_k\right) - \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)\right] \tag{2.48}$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P = c_{p_g} = \sum_{k=1}^{12} \frac{\alpha_k}{M}\frac{\partial \overline{h}_k}{\partial T} + \frac{\overline{h}_k}{M}\frac{\partial \alpha_k}{\partial T} - \frac{\alpha_k \overline{h}_k}{M^2}\frac{\partial M}{\partial T} \tag{2.49}$$

Denklem (2.41)–(2.43) ve (2.46)–(2.47) kullanılarak ve denklem (2.37) yeniden düzenlenerek aşağıdaki ifade elde edilir:

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P = c_{p_g} = \frac{1}{M}\left[\sum_{k=1}^{12}\alpha_k \bar{c}_{p_k} + \bar{h}_k \frac{\partial \alpha_k}{\partial T} - hM_T\right] \tag{2.50}$$

$$M_T = \frac{\partial M}{\partial T} = \sum_{k=1}^{12} M_k \frac{\partial \alpha_k}{\partial T} \tag{2.51}$$

Burada T, Kelvin olarak $\square_k$ ürünlerinin oluştuğu yanma sıcaklığıdır. M_k her bir ürünün mol kütlesi ve M karşımın mol kütlesidir.

$$M = \sum_{k=1}^{12} m_k = \sum_{k=1}^{12} \alpha_k M_k \tag{2.52}$$

Kütlenin korunumu kanunundan ürünlerin toplam kütlesi (m_P) reaktanların toplam kütlesine (m_R) eşit olacağından reaktanların toplam kütlesinin, yanmaya giren oksidanların ve yakıtın toplam kütlesine eşit olduğu yazılır:

$$m_R = m_{yakıt} + m_{CO_2} + m_{O_2} + m_{N_2} = m_P \tag{2.53}$$

Ürünlerin toplam mol sayısı da reaktanların kütlesinin (ürünlerin toplam kütlesine eşittir), ürünlerin mol kütlesine bölümü ile bulunabilir:

$$N = \frac{m_R}{M} \tag{2.54}$$

Son olarak , $\square_1$,$\square_2$, $\square_3$…$\square_n$ ürünlerin mol sayıları

$$\chi_k = \alpha_k N \tag{2.55}$$

denkleminden bulunur.

2.3 Yanmanın Ekserjisi

Elde edilen veriler sayesinde yanma odası kontrol hacminin kabulü ile çalışmamızın odak noktası olan ekserji hesaplamaları yapılmaktadır [136], [137]. Genel olarak ekserji denklemi şu şekilde yazılır:

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right)\frac{\dot{Q}_{CV}}{\dot{n}_F} + \sum_i \dot{m}_i ex_i = \sum_e \dot{m}_e ex_e + \frac{\dot{W}_{CV}}{\dot{n}_F} + \dot{E}X_D \tag{2.56}$$

Burada anlık sıcaklık T_j, ve referans sıcaklığı T_0 'dır. Ayrıca $\dot{W}_{CV}$ akış işi dışındaki iş ile enerji transferini temsil eder. Diğer yandan, ekserji yıkımını $EX_D = T_0 S_{gen}$ şeklinde ifade edilebilir.

Genel olarak, bir sistemdeki toplam ekserji şu şekilde ifade edilir:

$$EX = EX_{Ph} + EX_{Ch} + EX_P + EX_K \tag{2.57}$$

Burada, EX_{Ph} fiziksel ekserjidir, EX_{Ch} kimyasal ekserjidir, EX_K kinetik enerjidir, EX_P potansiyel ekserjidir. EX_K ve EX_P ihmal edilir. Ve birim kütleye bağlı toplam ekserji (ex_e) şu şekildedir:

$$ex_e = ex_{Ph} + ex_{Ch} \tag{2.58}$$

Fiziksel ekserji aşağıdaki gibi ayrıntılı olarak ifade edilir:

$$ex_{ph} = \left(h_e - h_0\right) - T_0\left(s_e - s_0\right) \tag{2.59}$$

$$ex_{ph} = c_p\left(T_e - T_0\right) - T_0\left[c_p \ln\left(\frac{T_e}{T_0}\right) - R\ln\left(\frac{P_e}{P_0}\right)\right] \tag{2.60}$$

Yanma odası çıkış sıcaklığı aşağıdaki denklemden elde edilir [138]:

$$T_e = \frac{T_{pz} c_p m_{ox} + T_{cox} c_{p,cox} m_{cox}}{c_p m_{ox} + c_{p,cox} m_{cox}} \tag{2.61}$$

Burada T_{pz} birincil bölgedeki yanma sıcaklığıdır ve yaklaşık olarak T_{ady}'e eşittir [137].

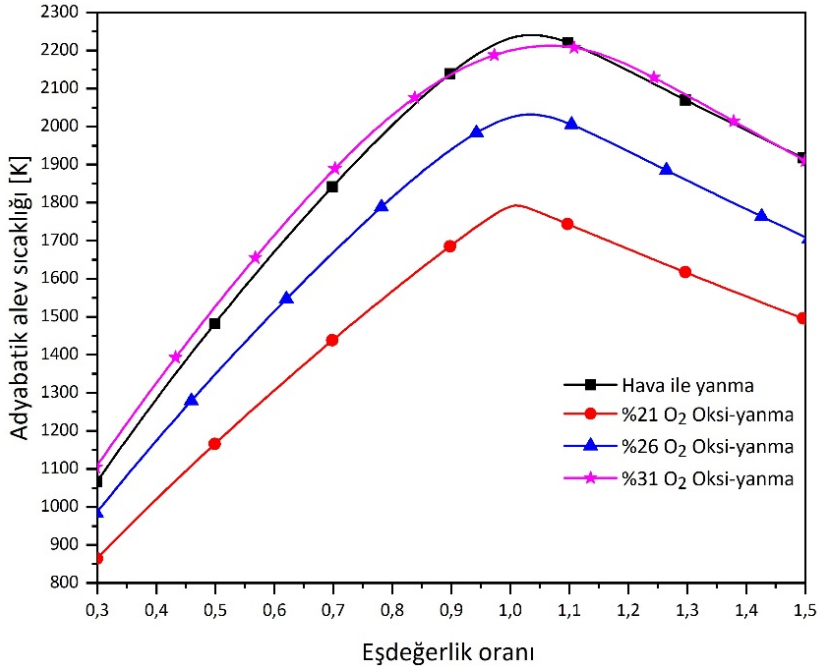
Ve son olarak kimyasal ekserji şu şekilde ifade edilir:

$$ex_{Ch} = x_k ex_{Ch}^k + RT_0 \sum x_k \ln x_k \tag{2.62}$$

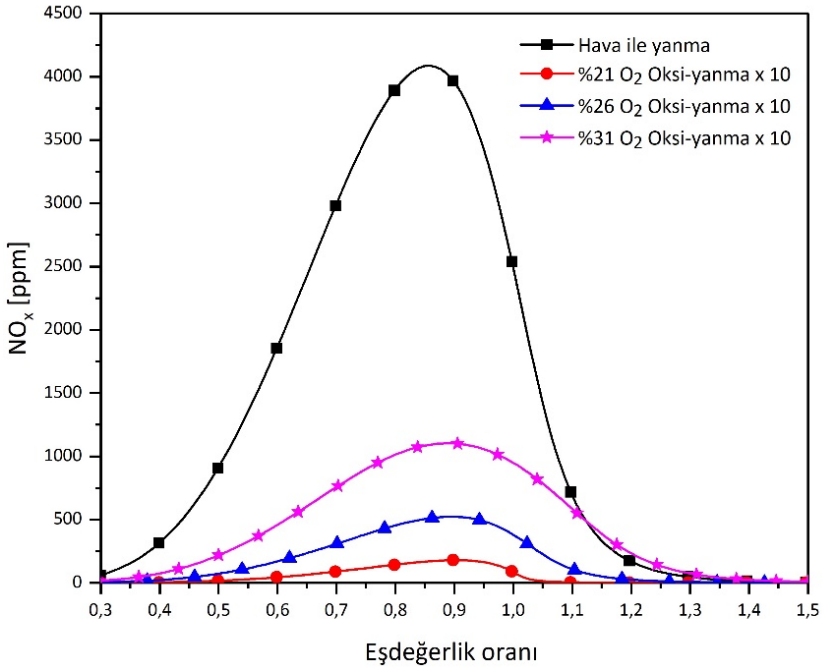
2.4 Farklı Doğalgazlara Göre Enerji, Emisyon Değerleri ve Bunların Kıyaslanması

Oksi-yanmalı güç çevrimlerinin termodinamik analizlerinin yapılabilmesi için yanma odasında gerçekleşen yanma olayı ayrıntılı incelenmelidir. Çünkü yanma sonucu oluşan sıcaklık, ürünlerin derişimleri, özgül ısı, entalpi ve entropi değerleri, analizler için önem arz eden verilerdir. Bunun yanı sıra emisyonlar için

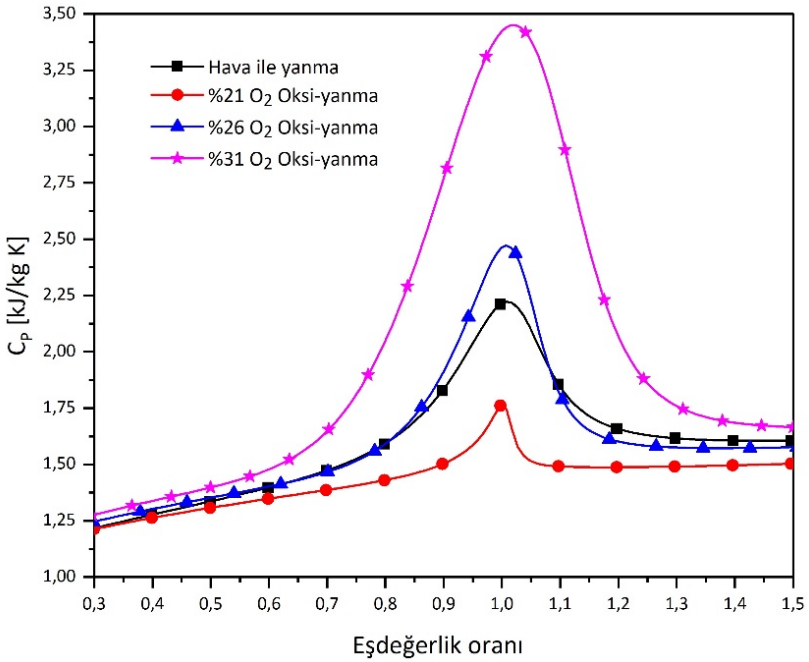
de yanmanın ve yakıtların önemi büyüktür. Çalışmamızda adyabatik alev sıcaklığı, özgül ısı, entropi, NO_X emisyonu ve yanma ürünlerinin derişimleri eşdeğerlik oranı, yanma odası giriş sıcaklığı, yanma basıncı ve oksi-yanmada oksijen oranına göre değişimleri Şekil 2.3, 2.4, 2.5, 2.6 ve 2.7'de ayrıntılı olarak sunulmuştur.



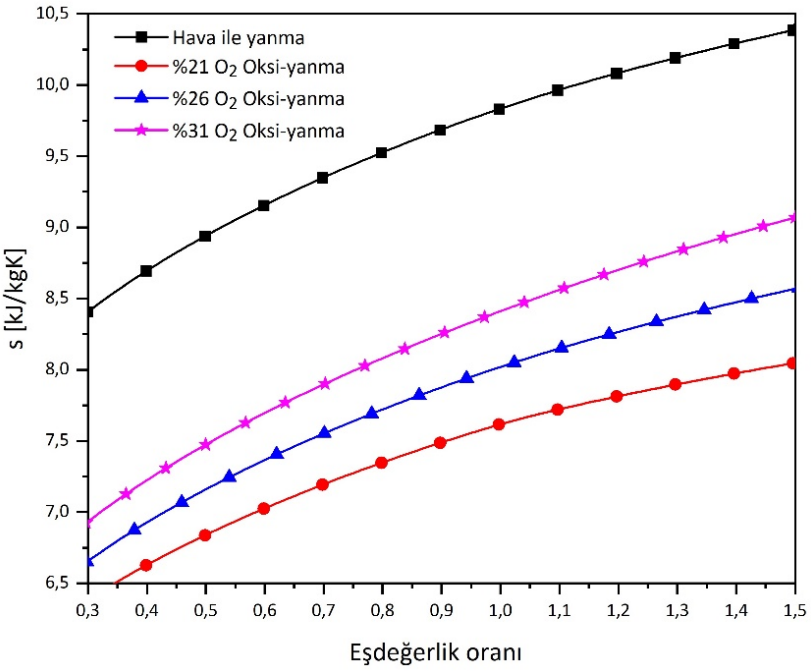
(a)



(b)



(c)

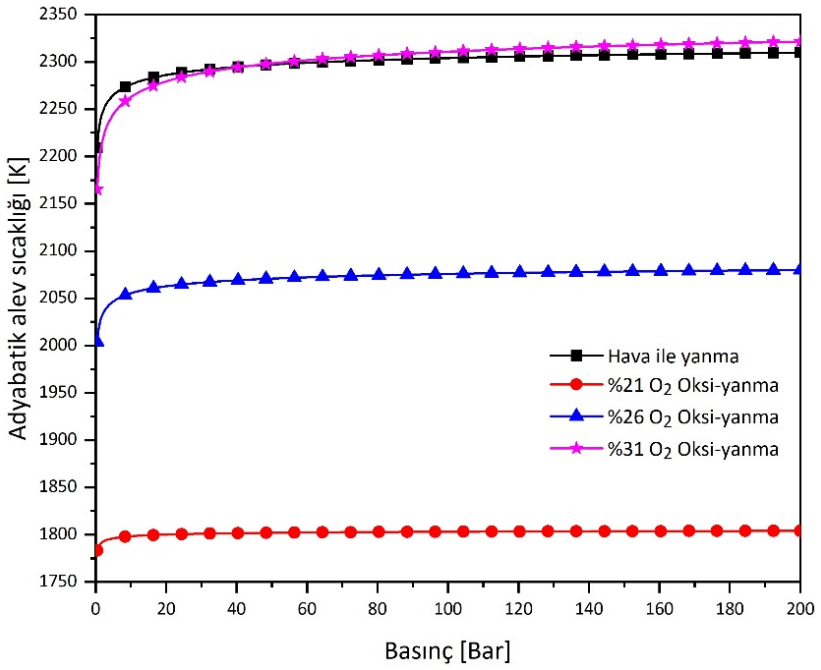


(d)

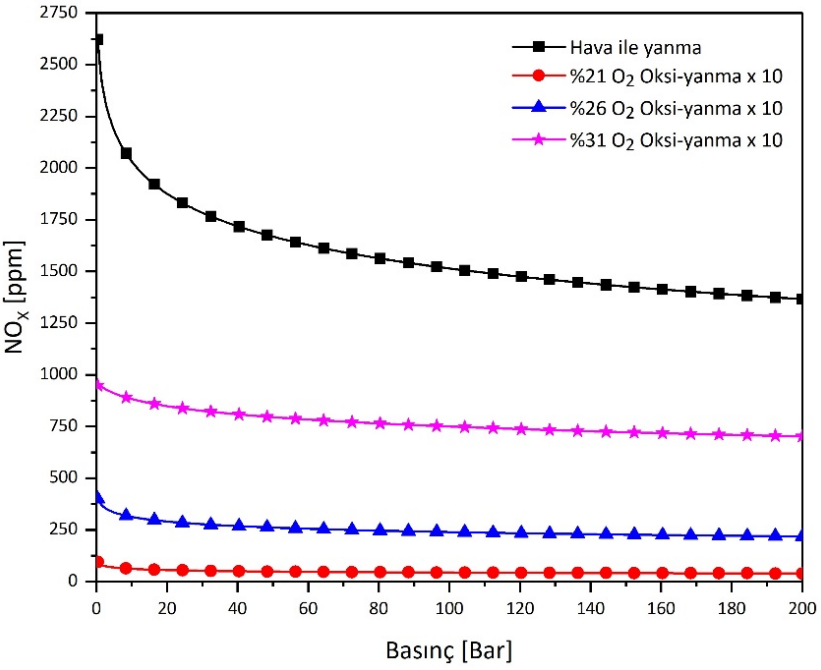
Şekil 2.3 Çeşitli oksijen oranlarında eşdeğerlik oranının değişmine göre; Adyabatik alev sıcaklığı (a), NOx emisyonu (b), sabit basınç özgül ısısı (c) ve entropi (d) değerleri. (P = 1 atm, T_i = 300 K)

Eşdeğerlik oranının değişiminin adyabatik alev sıcaklığına, NO_X emisyonlarına, özgül ısı ve entropi değerlerine etkisi Şekil 2.3a,b,c,d'de gösterilmiştir. Şekil

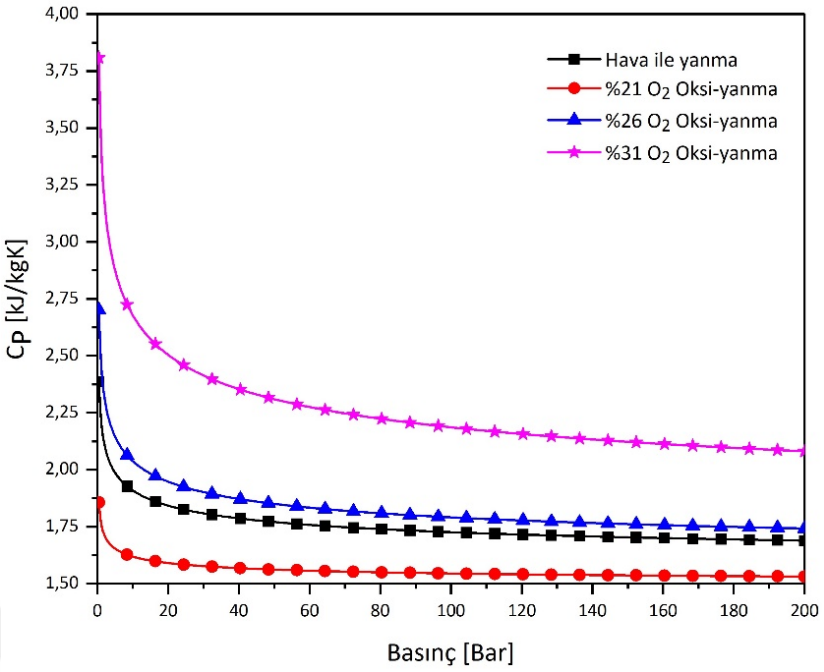
2.3a'da görüldüğü gibi eşdeğerlik oranının 0,3'ten 1,5'e kadar değişimi ile adyabatik alev sıcaklığının değişimi incelendiğinde; geleneksel hava ile yanmanın karakteristiği ile %31 oksijen oranıyla oksi-yanma karakteristiği oldukça benzer özelliğe sahiptir. %26 oksijen oranlı oksi-yanma, bu iki duruma göre dezavantajlı olmakla beraber %21 oksijen oranlı oksi-yanmadan daha yüksek sonuçlar vermektedir. Türbin giriş sıcaklığı, türbin kanat malzeme dayanımı teknolojisine göre ayarlandığı için o sıcaklıkta sırasıyla %21 oksijen oranlı oksi-yanma, %26 oksijen oranlı oksi-yanma, hava ile yanma, %31 oksijen oranlı oksi-yanmadan daha fazla yakıt sarfiyatı olacaktır. Çevresel olarak NO_X emisyonları bakımından incelediğimizde hava ile yanmada, yakın gözüken %31 oksijen oranlı oksi-yanma durumundan bile 40 kat daha fazla NO_X emisyonunun olduğu görülmektedir (Şekil 2.3b). Dolayısıyla %26 ve %21 oksijen oranlı oksi-yanma durumundan çok daha fazla olduğu ortadadır. Şekil 2.3c'de görüldüğü gibi özgül ısı yönünden incelediğimizde; %31 ve %26 oksijen oranlı oksi-yanmanın, geleneksel hava ile yanma durumundan daha avantajlı olduğu görülmüştür. Hava ile yanma durumu eşdeğerlik oranının 0,8 olduğu duruma kadar %26 oksi-yanma ile hemen hemen paralel gitmektedir. Eşdeğerlik oranının 0,8 ile 1,1 arasında olduğu değerlerde hava ile yanma %26 oksi-yanmaya göre daha düşük özgül ısı değerlerine sahiptir. Diğer yandan %21 oksijen oranlı oksi-yanmadan her noktada daha avantajlıdır. Entropi yönünden incelediğimizde ise başka bir sıralama oluşmuştur (Şekil 2.3d). Yani geleneksel hava ile yanma durumunda entropi değerinin %21 oksijen oranlı oksi-yanmanın nerdeyse bir buçuk katı olduğu ortaya koyulmuştur. Oksi-yanmada %21'den %31 oksijen oranına doğru gidildikçe entropinin arttığı görülmektedir. Buna rağmen her durumda, klasik hava ile yanmaya göre daha düşük entropi değerleri göstermektedir.


Adyabatik alev sıcaklığı [K]
Basınç [Bar]
Hava ile yanma
%21 O2 Oksi-yanma
%26 O2 Oksi-yanma
%31 O2 Oksi-yanma

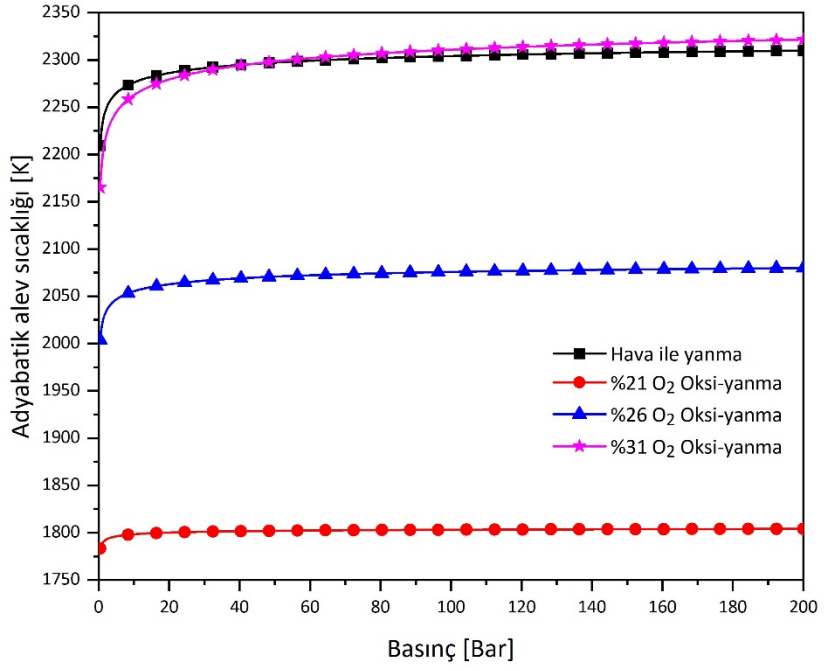
(a)


NOx [ppm]
Basınç [Bar]
Hava ile yanma
%21 O2 Oksi-yanma x 10
%26 O2 Oksi-yanma x 10
%31 O2 Oksi-yanma x 10

(b)



(c)

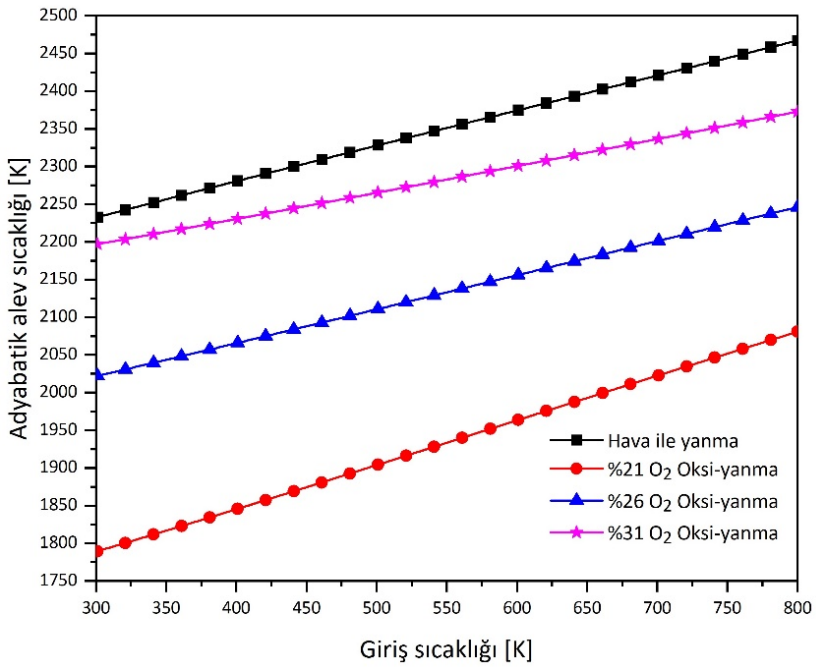


(d)

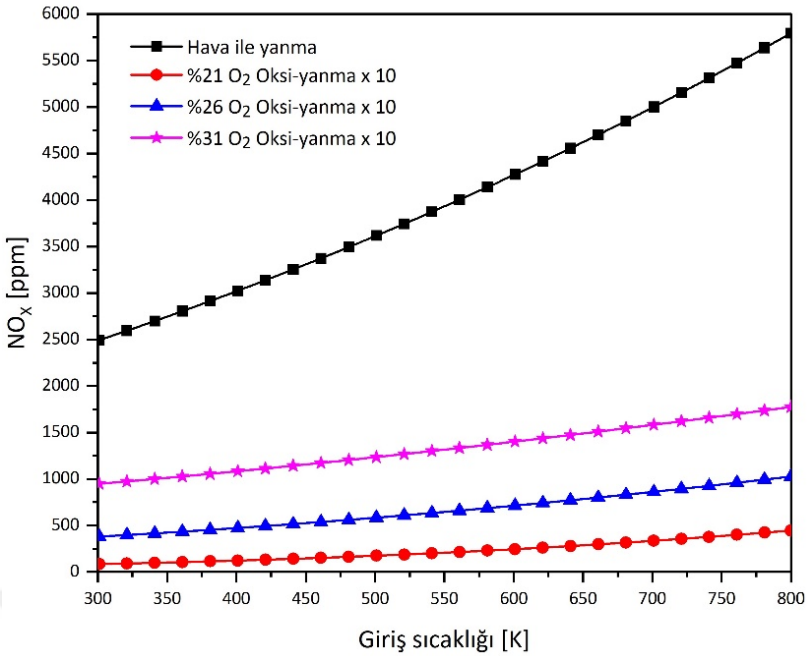
Şekil 2.4 Çeşitli oksijen oranlarında yanma odası basınç değişimine göre; Adyabatik alev sıcaklığı (a), NO_X emisyonu (b), sabit basınç özgül ısısı (c) ve entropi (d) değerleri. (ϕ=1, T_i= 305 K)

Yanma basıncının değişiminin adyabatik alev sıcaklığına, NO_X emisyonuna, özgül ısı ve entropi değerlerine etkisini Şekil 2.4a,b,c,d'de gösterilmiştir. Yanma için

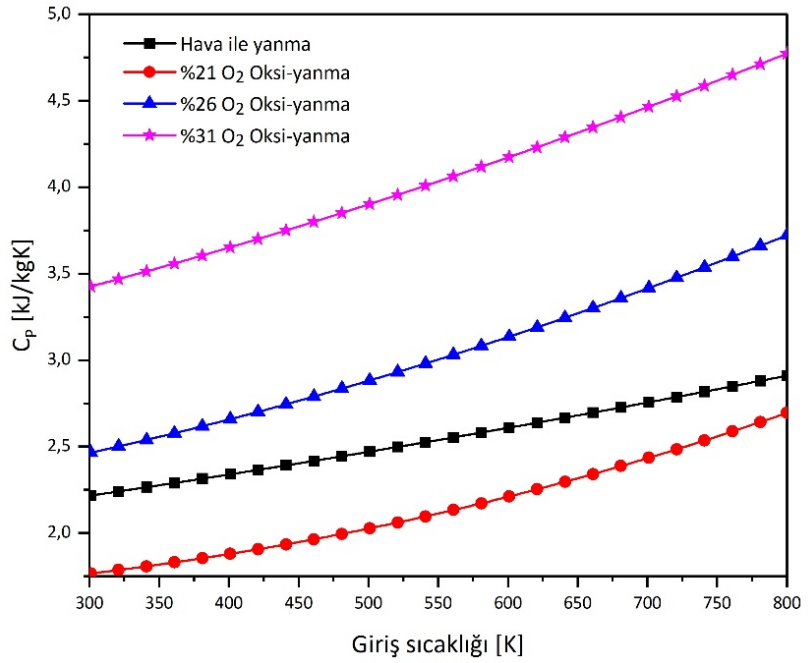
eşdeğerlik oranının yanı sıra, yanma basıncı da büyük bir öneme sahiptir. Günümüzdeki termik santrallerdeki kompresör basınç oranı 30 civarındadır. CO_2, kritik sıcaklığı 30,98 °C ve kritik basıncı 73,8 bar üzerinde süper kritik bir sıvı gibi davranır [139]. Bu yüzden, oksi-yanmalı güç tesislerinde ise basınç değeri farklılık göstererek süperkritik CO_2 gibi çevrimlerde 80 bar'dan daha fazladır. Genel olarak Şekil 2.4a'ya bakıldığında 1 ile 4 bar yanma basıncında artan bir grafik varken 20 bardan sonra adyabatik alev sıcaklığında çok az miktarda bir artış söz konusudur. %21 oksijen oranlı oksi-yanmada bu artış 1 bardan 200 bara doğru değiştiğinde 15 derece iken %26'da bu fark 60 derece, %31 oksijen oranlı oksi-yanmada 130 derecedir. NO_X emisyonu, özgül ısı ve entropi değerleri bakımından incelendiğinde ise basınç artımı ile hepsinin azaldığı görülmüştür (Şekil 2.4b,c,d).



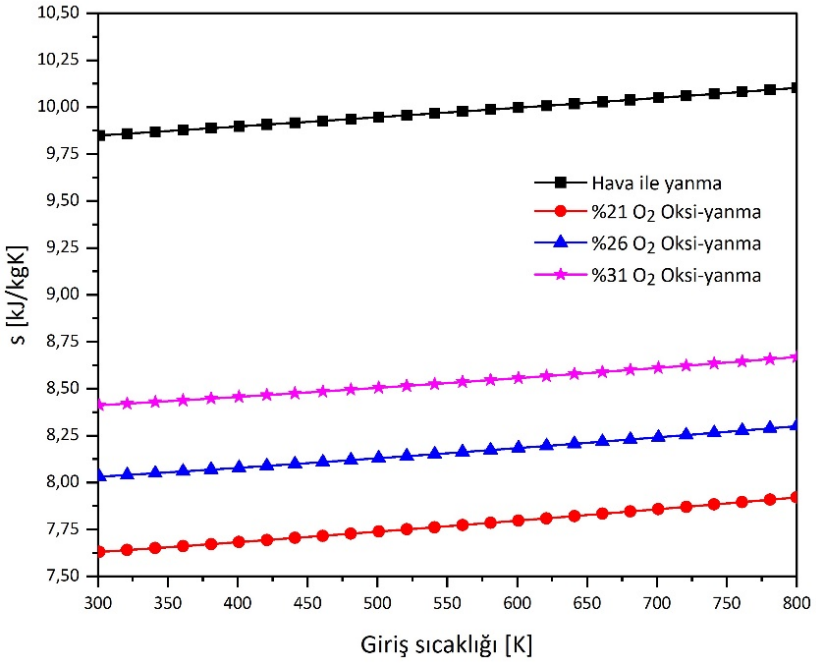
(a)


Hava ile yanma
%21 O2 Oksi-yanma x 10
%26 O2 Oksi-yanma x 10
%31 O2 Oksi-yanma x 10
NOx [ppm]
Giriş sıcaklığı [K]

(b)


Hava ile yanma
%21 O2 Oksi-yanma
%26 O2 Oksi-yanma
%31 O2 Oksi-yanma
CP [kJ/kgK]
Giriş sıcaklığı [K]

(c)

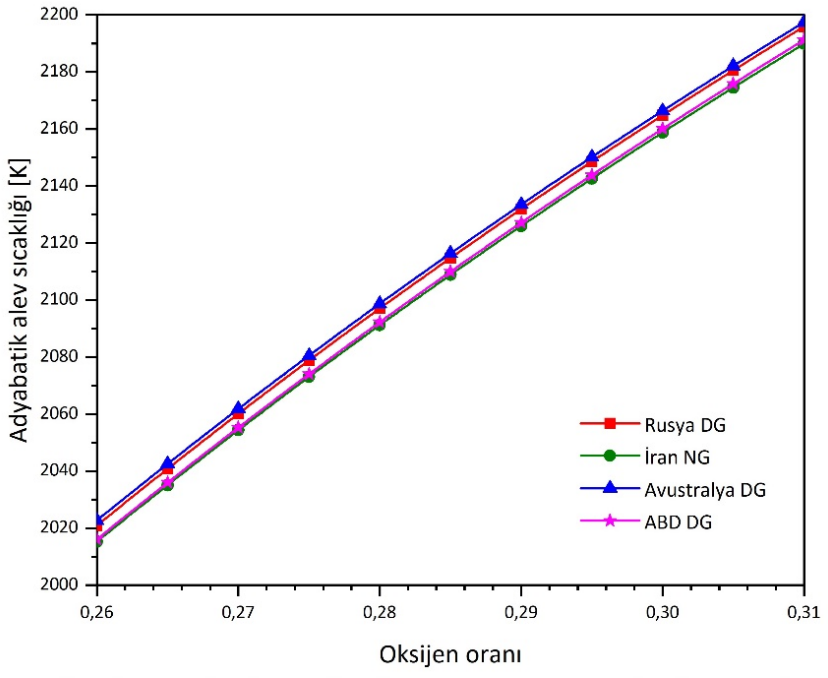


(d)

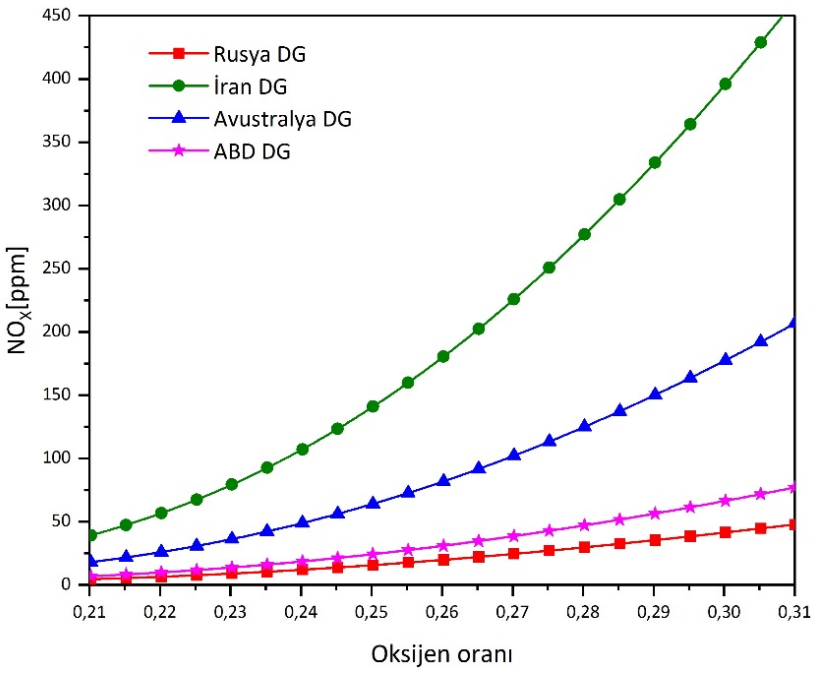
Şekil 2.5 Çeşitli oksijen oranlarında yanma odası giriş sıcaklığı değişmine göre; Adyabatik alev sıcaklığı (a), NOx emisyonu (b), sabit basınç özgül ısısı (c) ve entropi (d) değerleri. (ϕ =1, P=1 atm)

Güç üretim santralleri için önemli parametrelerden biri de yanma odasına giren iş akışkanı ve yakıtın sıcaklığıdır. Yanma odası giriş sıcaklığı arttıkça adyabatik alev sıcaklığının arttığı tüm durumlar için net olarak söylenebilir. Tüm giriş sıcaklıkları için klasik hava ile yanmanın oksi-yanmalardan daha avantajlı olduğu görülmüştür. Geleneksel yanmada giriş sıcaklığı 300 K'den 800 K'e kadar arttığında adyabatik alev sıcaklığı 234 K arttarken, %21, %26 ve %31 oksijen oranlı oksi-yanmada bu sıcaklık farkı sırasıyla 291, 224 ve 176 K'dir. Termik santrallerdeki sıkıştırma oranına bağlı olarak geleneksel yanmada giriş sıcaklığının 300 K'den 800 K'e değişmesinin, NO_X emisyonunu yaklaşık 2,3 kat arttırdığı görülmektedir. Oksi-yanmalı güç sistemlerinde egzozdaki gazların rekuparatör, ısı değiştirici vs. ile tekrar çevrime dahil olmasıyla yanma odasına giriş sıcaklığının 300 K'den 800 K'e değişmesi; %21, %26 ve %31 oksijen oranlı oksi-yanmada sırasıyla yaklaşık 4 kat, 3 kat, 2 kat emisyon artışına neden olmaktadır. Bunun yanında, oksi-yanmanın en fazla olduğu durumda bile klasik yanmadaki NO_X emisyonunun 130'da biri kadardır. Bu giriş sıcaklığının etkisini özgül ısı yönünden incelediğimizde geleneksel yanmadaki artışın, oksi-yanmalardaki özgül ısı

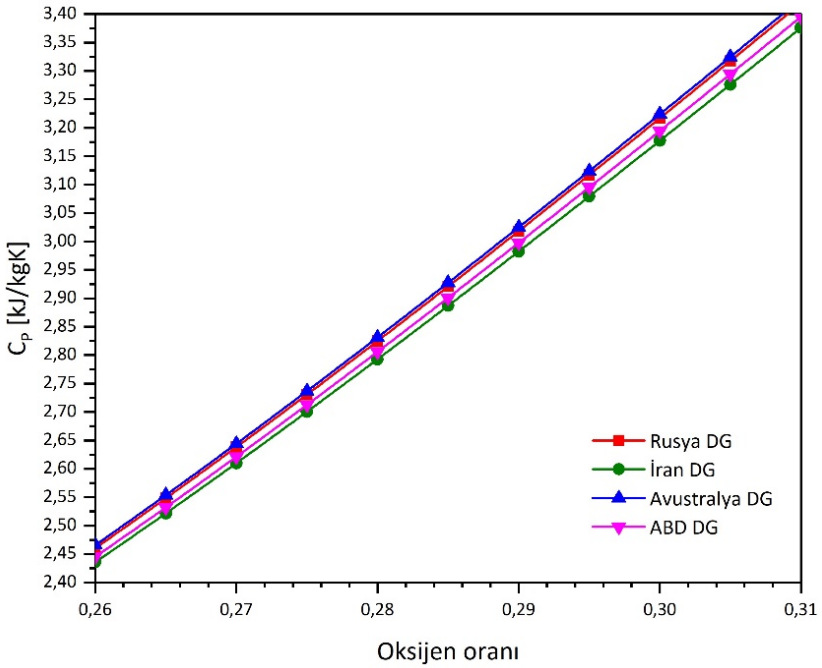
değerlerinin yaklaşık yarısı kadar olduğu görülmüştür. Bu durum entropi yönünden tam tersi olmuş, geleneksel yanmada yanma giriş sıcaklığının değişimi ile entropi artışının en az olduğu tespit edilmiştir. Aynı şekilde oksi-yanmada da ters olarak %31 oksijen oranlı durumda, %26 ve %21 oksijen oranlı oksi-yanmalardan daha az entropi artışı olduğu görülmüştür (Şekil 2.5a,b,c,d).



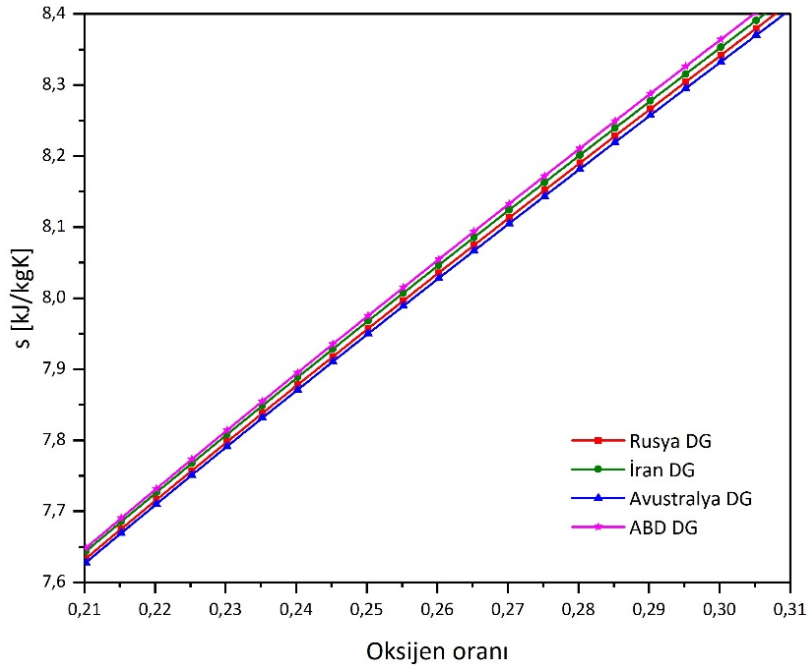
(a)



(b)



(c)

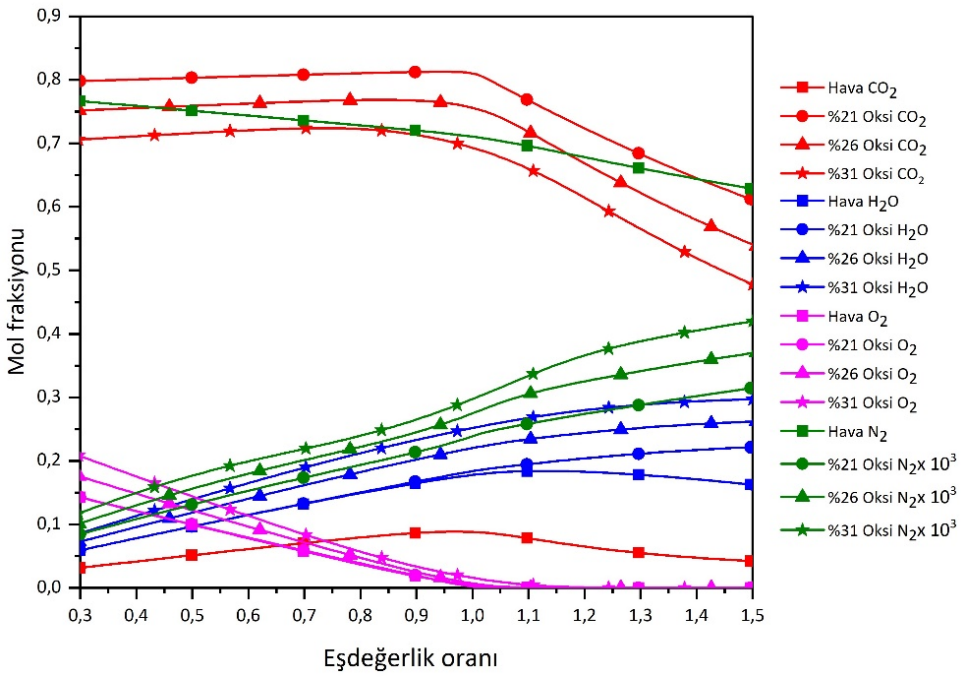


(d)

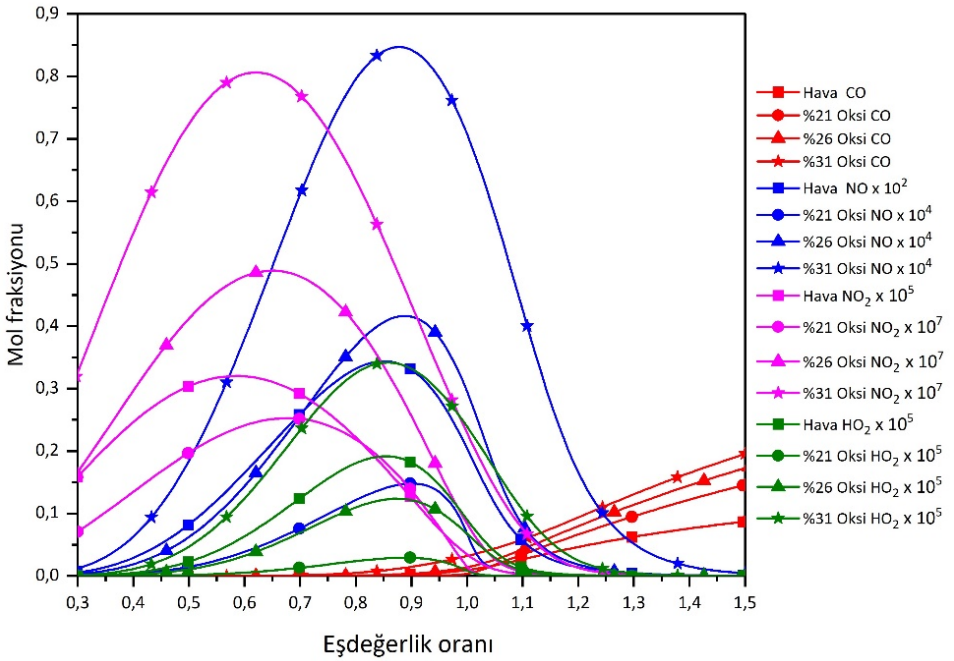
Şekil 2.6 Farklı doğal gazlar için oksijen oranı değişmine göre; Adyabatik alev sıcaklığı (a), NO_X emisyonu (b), sabit basınç özgül ısısı (c) ve entropi (d) değerleri. (ϕ =1, P=1 atm, T_i=300 K)

Buraya kadar analiz sadece bir doğalgaz karışımı üzerinden yapılmıştır. Fakat doğalgaz bileşenlerinin içeriği sondaj yapıldığı yere göre değişmektedir [132],

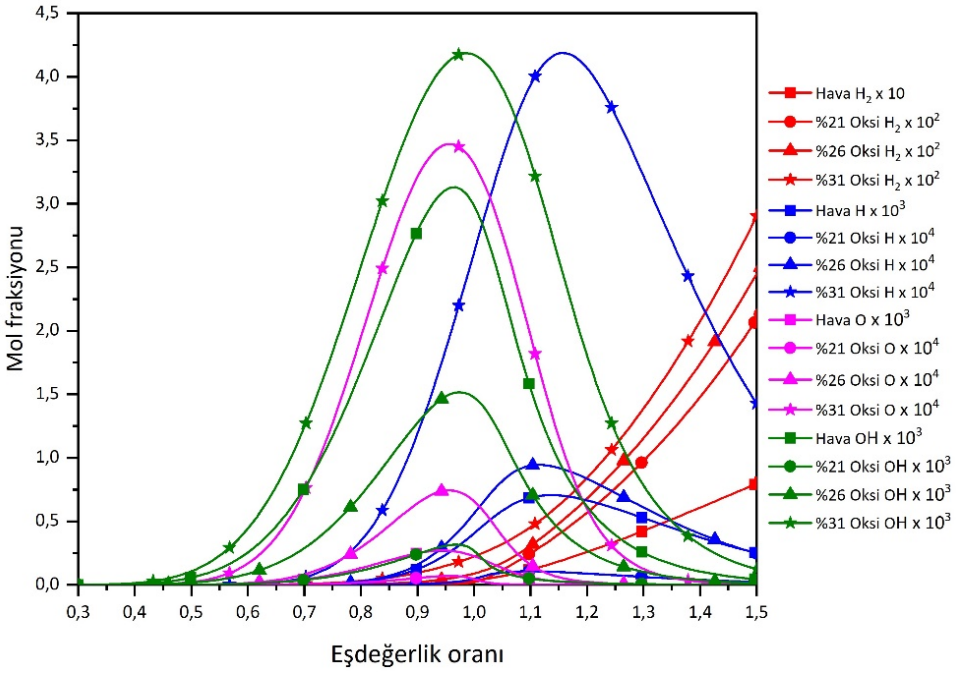
[133]. Dünya rezervi haznesi olarak en önemli doğalgazlardan olan Rusya, İran, Avustralya ve ABD'nin doğal gazlarının oksi-yanma için analiz sonuçları Şekil 2.6a-d'de gösterilmiştir. Adyabatik alev sıcaklığı ve özgül ısı yönünden incelediğimizde; oksijen oranı %21'den %31'e doğru arttıkça adyabetik alev sıcaklığının ve özgül ısının logaritmik bir şekilde arttığı görülmüştür. Diğer yandan en avantajlı olanları sırasıyla Avustralya, Rusya, ABD ve İran doğalgazlarıdır. Entropi yönünden incelendiğinde ise avantaj sırasının Avustralya, Rusya, İran ve ABD doğalgazı şeklinde olduğu görülmüştür. Güç santralleri için önemli olan NOx emsiyonu sonuçlarına bakıldığında; İran doğalgazının emisyon değerlerinin sırasıyla Avustralya, ABD ve Rusya doğalgazından fazla olduğu tespit edilmiştir. Sonuç olarak bu parametrelerden hangisi daha çok öne çıkarsa ona göre kullanılacak doğalgaz karışımı değişir. Diğer bir yönden kullanılacak bir doğalgazın avantajının ve dezavantajının olduğu hususlar düşünülerek karar verilmiş olunur. Yanma sonucu oluşan bileşenlerin mol fraksiyonları, Şekil 2.7a-c'de değişik ölçeklendirmeler ile geleneksel yanma, %21, %26 ve %31 oksijen oranlı oksi- yanma olarak 4 farklı durumdaki sonuçlarının eşdeğerlik oranı değişimine göre sonuçları sunulmuştur.



(a)



(b)



(c)

Şekil 2.7 Çeşitli oksijen oranlarında eşdeğerlik oranının değişmine göre CO_2, H_2O, N_2, O_2 molar fraksiyonları (a), CO, NO, NO_2, HO_2 molar fraksiyonları (b), O, H_2, H, OH molar fraksiyonları (c) (P = 1 atm, Ti = 300 K)

2.5 Modelin Doğruluğunun Diğer Yanma Programları ile Gösterilmesi

Yanma modelimiz ile yapmış olduğumuz hesaplamaların doğruluğu, 4 farklı durum için Tablo 1, 2, 3, 4'te gösterilmiştir. Bununla birlikte, 30 farklı nokta için değerler toplanarak yanma modeli kodu ile dünya literatüründe kullanılan oldukça popüler iki yanma programı (NASA CEA and GASEQ) sonuçları kıyaslanmıştır. Şekil 2.8'de basınç, sıcaklık ve eşdeğerlik oranı farklı 30 nokta için ortalama sapma (fark) ve maksimum sapma (fark) değerleri sunulmuştur. Şekilde görüldüğü gibi enerji analizi için çok önemli olan adyabatik alev sıcaklığı, entalpi ve entropi değerlerinde CEA programı ile arasında ortalama sapma değeri, sırası ile %0,01, %0,07 ve %0,006 gibi oldukça küçük değerlerdir. Aynı şekilde GASEQ programı ile ortalama fark, %0,02, %0,05 ve %0,01 değerindedir. Yanma ürünlerini molar fraksiyonu yönünden incelediğimizde ise CO_2, O_2, H_2O ve N_2 gibi çoğunluğu teşkil eden bileşenlerde farklılıklar %0,4'ün aşağısındadır. Diğer sekiz yanma ürününün molar fraksiyonlarının oldukça düşük değerlerde olması nedeni ile yüzdesel farklılıklar diğerlerine nazaran daha yüksektir. Bununla birlikte, sabit basınç özgül ısılardaki farklılıklar GASEQ programından önemli ölçüde farklıdır. Bunun nedeni; GASEQ'in, ayrışmaların yanma ürünlerinin özgül ısısı üzerindeki etkilerini ihmal etmesidir. Bu nedenle GASEQ ve CEA'dan elde edilen özgül ısı sonuçları, özellikle yüksek sıcaklıklarda önemli ölçüde farklılık gösterir. Bu sebeple, araştırmacıların termal ayrışmaları dikkate alarak hesaplama yaparken CEA veya bir denge modeli kullanmaları şiddetle tavsiye edilir. GASEQ programının özgül ısıyı doğrudan denklem (2.42)'den hesapladığı tespit edilmiştir. Fakat doğru olanı, türevleri hesaplanarak denklem (2.49)'un kullanması şeklinde olmalıdır. HO_2 için GASEQ ile model sonuçlarının sapmaları %33 kadar yüksektir. Bu sapmanın nedeni titizlikle araştırılmıştır. JANAF tablo verileriyle HO_2'ye yalnızca yaklaşık %0,4 hata veren aynı yöntem uygulanmış ve üç farklı ayrışma reaksiyonu dikkate alınmıştır: $O_2 + 1/2H_2 \rightleftharpoons HO_2$, $O_2 + H \rightleftharpoons HO_2$ ve $O + OH \rightleftharpoons HO_2$. Sonuç olarak mevcut model sonuçları, karşılaştırılan programlarla tutarlıdır. Bu yanma modeli ile istenilen durumlar için daha hızlı ve doğru sonuçlar elde edilmektedir. NASA CEA kodunda çok yakın değerler çıktığı ortada olmakla beraber bazı yanma ürünleri mol fraksiyonu, 10^{-5}'ten küçük olduğu

durumları çok önemsemezken modelimizde ise10^{-12}'ye kadar tüm molar fraksiyon değerlerini hesaplamıştır.

Tablo 2.2 Geleneksel yanma için yanma modeli ile CEA ve GASEQ programlarıyla doğrulaması

(P=1 atm, T_u=300 K , ϕ=1) Hava yanması

	CEA	GASEQ	MODEL	CEA SAPMA (%)	GASEQ SAPMA (%)
T_{ady} [K]	2231	2232,5	2232,5	-0,0672	0,0000
C_p [kJ/kgK]	2,2121	1,50372	2,21138	0,0326	-32,0008
h [kJ/kg]	-235,87	-236,77	-236,52	-0,2748	0,1057
s [kJ/kgK]	9847,3	9846,44	9847,05	0,0025	-0,0062
N_2	0,71064	0,71059	0,710618	0,0031	-0,0039
H_20	0,17778	0,17787	0,177805	-0,0141	0,0366
CO_2	0,08807	0,08809	0,088157	-0,0987	-0,0760
CO	0,00945	0,00942	0,0094179	0,3408	0,0223
O_2	0,00471	4,79E-03	0,00475	-0,8421	0,8421
OH	0,003124	2,99E-03	0,003007	3,8909	-0,5653
H	0,0004	4,01E-04	0,000403	-0,7444	-0,4963
O	0,00022	2,27E-04	0,000223	-1,3453	1,7937
H_2	0,00355	3,57E-03	0,003583	-0,9210	-0,3628
NO	0,00198	2,01E-03	0,002	-1,0000	0,3000
NO_2		3,50E-07	3,55E-07		-1,4085
HO_2		6,47E-07	8,16E-07		-20,7108

Tablo 2.3 %21 O_2 oranlı oksi-yanma için yanma modeli ile CEA ve GASEQ programlarıyla doğrulaması

(P=1 atm, Ti=300K , ϕ=0,9) %21 O_2 Oksi-yanma

	CEA	GASEQ	MODEL	CEA SAPMA (%)	GASEQ SAPMA (%)
T_{ady} [K]	1686,7	1688,4	1686,7	0,0000	0,1008
C_p [kJ/kgK]	1,4873	1,44809	1,50145	-0,9424	-3,5539
h [kJ/kg]	7374,37	-7375,4	-7375,63	-0,0171	-0,0031
s [kJ/kgK]	7502,6	7504,72	7503,23	-0,0084	0,0199
N_2	0,00021	2,08E-04	2,12E-04	-0,9434	-1,8868
H_20	0,16747	0,16766	0,16742	0,0299	0,1434
CO_2	0,81234	0,81236	0,81231	0,0037	0,0062
CO	0,00034	3,47E-04	0,0003426	-0,7589	1,2843
O_2	0,01933	1,91E-02	1,93E-02	0,2593	-0,7261
OH	0,00026	2,44E-04	2,54E-04	2,3622	-3,9370
H		6,01E-07	5,93E-07		1,2985
O	0,00001	5,41E-06	5,38E-06	0,3717*	0,5576
H_2	0,00002	2,14E-05	2,10E-05	0,0000	1,9048
NO	0,00001	1,45E-05	1,48E-05	-1,3514*	-2,0270
NO_2		1,34E-08	1,36E-08		-1,4706
HO_2		2,62E-07	2,90E-07		-9,655

Tablo 2.4 %26 O_2 oranlı oksi-yanma için yanma modeli ile CEA ve GASEQ programlarıyla doğrulaması

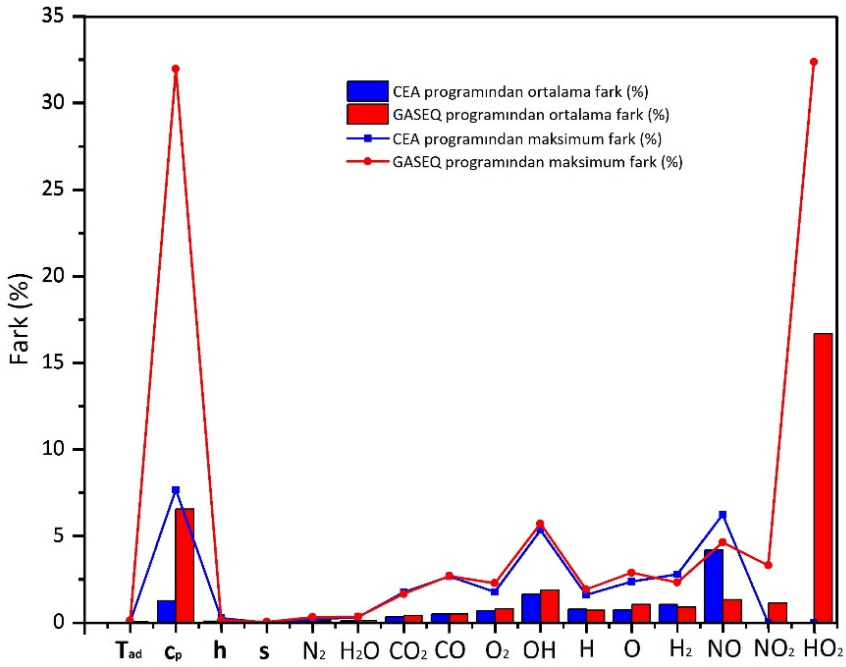
(P=1 atm, Ti=300K , ϕ=0,9) %26 O_2 Oksi-yanma

	CEA	GASEQ	MODEL	CEA SAPMA (%)	GASEQ SAPMA (%)
T_{ady} [K]	2004,9	2005,6	2004,9	0,0000	0,0349
C_p [kJ/kgK]	1,7298	1,54076	1,78793	-3,2512	-13,8244
h [kJ/kg]	-6963,9	-6965,27	-6964,9	-0,0144	0,0053
s [kJ/kgK]	8158,9	8160,04	8159,6	-0,0086	0,0054
N_2	0,0003	2,97E-04	3,00E-04	0,0000	-1,0000
H_20	0,23407	0,23416	0,23409	-0,0085	0,0299
CO_2	0,71817	0,71795	0,71835	-0,0251	-0,0557
CO	0,04297	0,043314	0,043117	-0,3409	0,4569
O_2	0,00052	5,16E-04	0,000519	0,1927	-0,5780
OH	0,00081	7,30E-04	0,000767	5,6063	-4,8240
H	0,00009	9,33E-05	9,35E-05	-0,5348*	-0,2139
O	0,00002	1,57E-05	1,61E-05	-0,6211*	-2,4845
H_2	0,00305	3,08E-03	3,06E-03	-0,3268	0,6536
NO	0,00001	7,95E-06	8,10E-06	-1,2346*	-1,8519
NO_2		6,29E-10	6,30E-10		-0,1587
HO_2		6,66E-08	8,53E-08		-21,9812

Tablo 2.5 %31 O_2 oranlı oksi-yanma için yanma modeli ile CEA ve GASEQ programlarıyla doğrulaması

(P=1 atm, Ti=300K , ϕ=1,2) %31 O_2 Oksi-yanma

	CEA	GASEQ	MODEL	CEA SAPMA (%)	GASEQ SAPMA (%)
T_{ady} [K]	2156,87	2158,6	2156,87	0,0000	0,0802
C_p [kJ/kgK]	1,944,3	1,9428144	2,01605	-3,5589	-3,6326
h [kJ/kg]	-6561,93	-6563,62	-6563,28	-0,0206	0,0052
s [kJ/kgK]	8701,7	8701,9	8701,4	0,0034	0,0057
N_2	0,00036	3,58E-04	3,61E-04	-0,2770	-0,8310
H_20	0,27985	0,27989	0,27954	0,1109	0,1252
CO_2	0,61442	0,61455	0,61445	-0,0049	0,0163
CO	0,09379	0,09369	0,09338	0,4391	0,3320
O_2	0,00084	8,48E-04	0,00084	0,0000	0,9524
OH	0,00196	1,80E-03	0,00186	5,3763	-3,2258
H	0,0004	4,04E-04	4,05E-04	-1,2346	-0,2469
O	0,00006	5,97E-05	5,92E-05	1,3514	0,8446
H_2	0,00832	8,38E-03	0,00835	-0,3593	0,3593
NO	0,00002	1,64E-05	1,65E-05	3,0303*	-0,6061
NO_2		1,31E-09	1,32E-09		-0,7576
HO_2		1,63E-07	2,10E-07		-22,3810

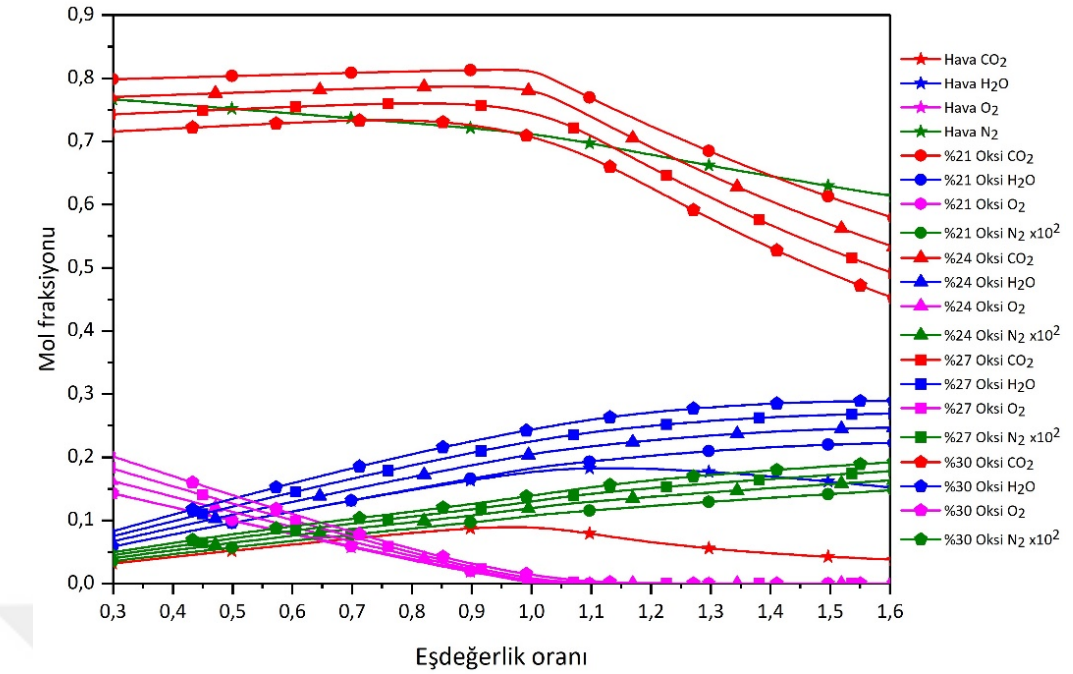


Şekil 2.8 Model sonuçlarının program sonuçları ile karşılaştırılması

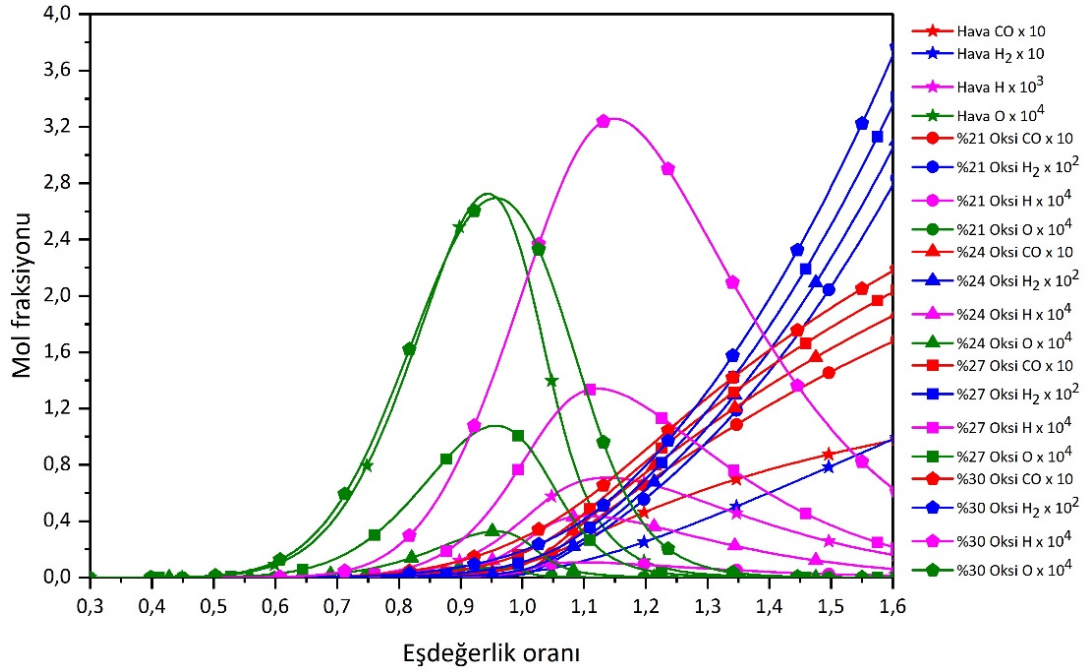
(Sapma%= [(Program değeri - Model Değeri) / (Model Değeri) x100]

2.6 Farklı Yakıtlar İçin Yanma Ekserjisi Değerleri ve Kıyaslaması

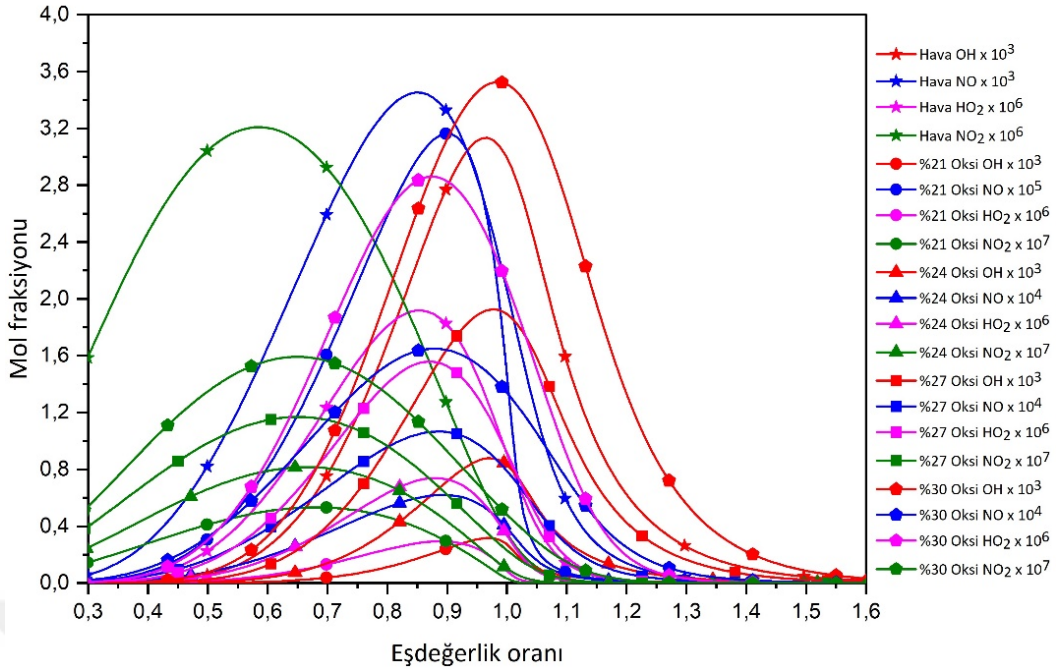
Oksi-yanmalı enerji sistemlerinde öne çıkan bileşen olarak yanma odası ve meydana gelen yanmanın analizi oldukça önemlidir. Mühendislik bakış açısı ile çevresel etkilerin doğru bir şekilde belirlenmesi için ekserji analizi yöntemi kullanılır. Yanma sırasında oluşan egzoz gazlarının spesifik ekserji değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca farklı oksijen fraksiyonları oksi-yanmada kullanılarak karşılaştırılmıştır. Yanma ürünlerinin molar konsantrasyonu, sıcaklık oranı, eşdeğerlik oranı, yanma odası giriş sıcaklığı, farklı yakıt değişikliklerine göre elde edilen kimyasal ekserji, fiziksel ekserji, toplam özgül ekserji ve ekserji yıkımı yanma sürecinde önemli etkiye sahiptir. Parametrelerin etkisi detaylı olarak Şekil 2.9, 2.10, 2.11 ve 2.12'de gösterilmiştir.


Mol fraksiyonu
Eşdeğerlik oranı
Hava CO_2
Hava H_2O
Hava O_2
Hava N_2
%21 Oksi CO_2
%21 Oksi H_2O
%21 Oksi O_2
%21 Oksi N_2 x10^2
%24 Oksi CO_2
%24 Oksi H_2O
%24 Oksi O_2
%24 Oksi N_2 x10^2
%27 Oksi CO_2
%27 Oksi H_2O
%27 Oksi O_2
%27 Oksi N_2 x10^2
%30 Oksi CO_2
%30 Oksi H_2O
%30 Oksi O_2
%30 Oksi N_2 x10^2

(a)


Mol fraksiyonu
Eşdeğerlik oranı
Hava CO x 10
Hava H_2 x 10
Hava H x 10^3
Hava O x 10^4
%21 Oksi CO x 10
%21 Oksi H_2 x 10^2
%21 Oksi H x 10^4
%21 Oksi O x 10^4
%24 Oksi CO x 10
%24 Oksi H_2 x 10^2
%24 Oksi H x 10^4
%24 Oksi O x 10^4
%27 Oksi CO x 10
%27 Oksi H_2 x 10^2
%27 Oksi H x 10^4
%27 Oksi O x 10^4
%30 Oksi CO x 10
%30 Oksi H_2 x 10^2
%30 Oksi H x 10^4
%30 Oksi O x 10^4

(b)

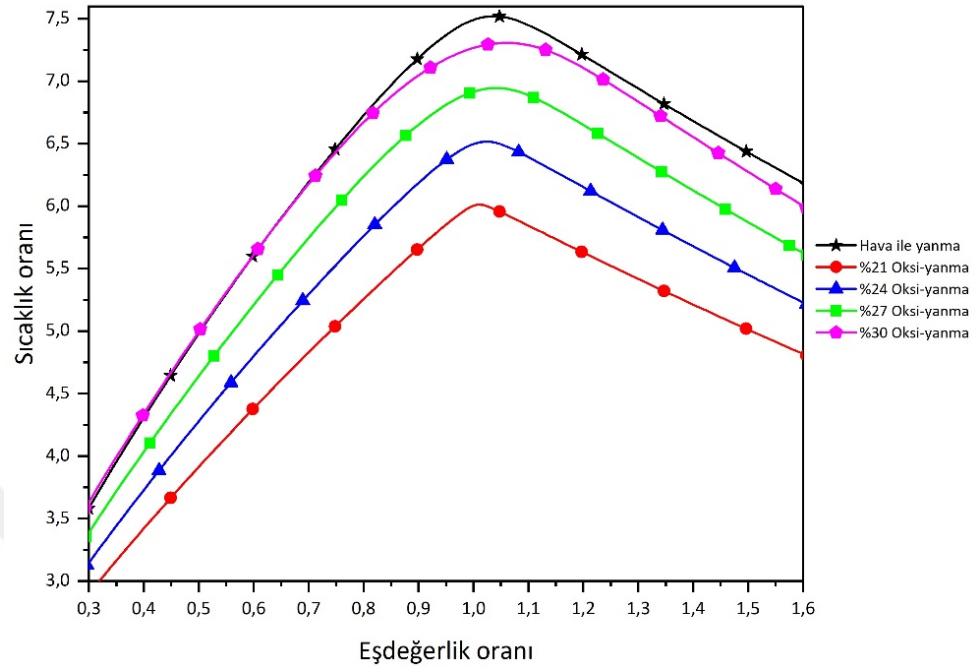


(c)

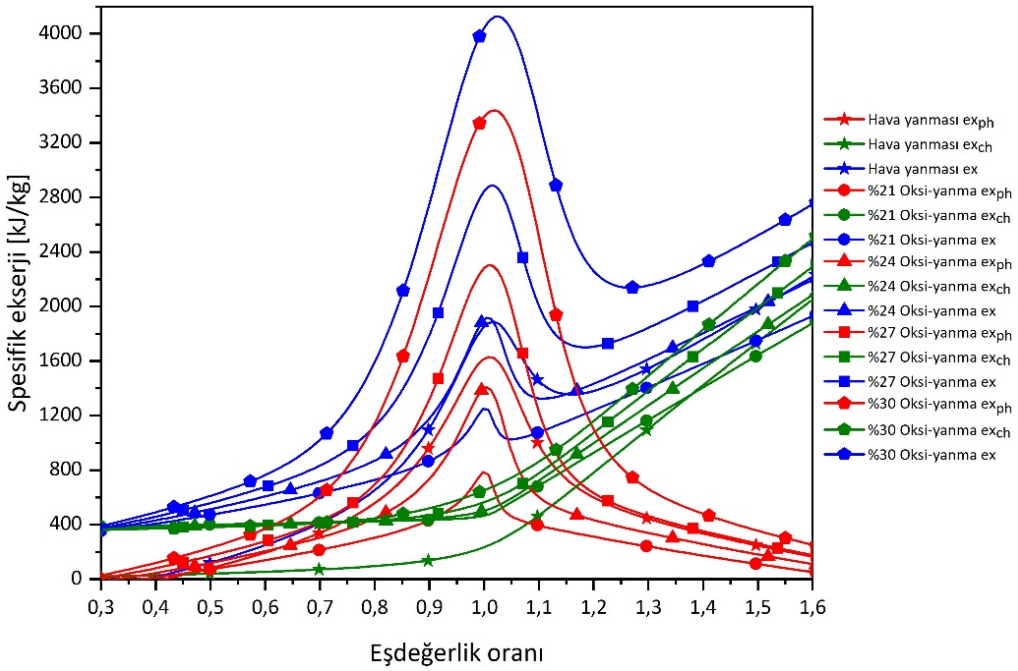
Şekil 2.9 Çeşitli oksijen oranlarında eşdeğerlik oranının değişmine göre; CO_2, H_2O, O_2, N_2 molar fraksiyonları (a), CO, H_2, H, O molar fraksiyonları (b), OH, NO, HO_2, NO_2 molar fraksiyonları (c) (P = 1 atm, T_i = 300 K)

Yanmanın ekserji analizini yapmak için yanma ürünlerinin mol fraksiyonları mümkün olduğunca gerçeğe yakın hesaplanmalıdır. Hesaplamalarda 12 yanma ürünü farklı enerji içeriklerine ve standart kimyasal enerjilere sahiptir [140]. Hesaplanan çok sayıda yanma ürünü olduğundan, Şekil 2.9 netlik açısından a, b ve c olmak üzere 3 kısma ayrılmıştır. Şekillerde tüm eğrileri bir arada sunmak için ölçeklendirme faktörleri uygulanmıştır. Şekil 2.9'da görüldüğü gibi; fakir yanma bölgesinde, 0,3-1 CO_2, oksi-yanmada büyük çoğunluğu oluştururken bunun yerine geleneksel yanmada N_2 yer almaktadır. H_2O ve O_2 için hem oksi-yanmada hem de geleneksel yanmada benzer özellikler gösterir. NO ve NO_2 dışında hemen hemen tüm ürünler yüksek değerler göstermez. CO_2 enerji içeriği N_2'den daha yüksektir. Bu nedenle oksi-yanmada sonuçlar geleneksel yanmaya göre daha iyidir. Zengin yanma bölgesinde 1-1,6, eksik yanma nedeniyle CO, H ve H_2'de önemli artışlar görülmektedir. Yanma ürünleri mol fraksiyonlarının kimyasal enerji üzerindeki etkileri aşağıdaki şekillerde gösterilmektedir. Oksi-yanma ve geleneksel yanma ile karşılaştırıldığında yüksek hassasiyetle ölçeklenen sonuçlar, Şekil 2.9a-c'de

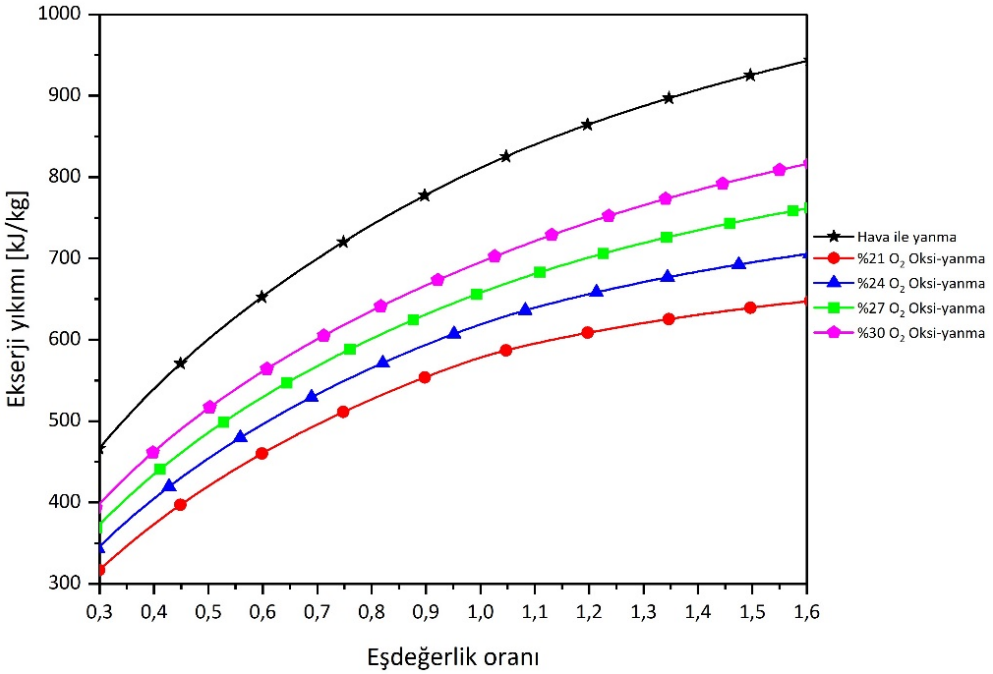
gösterilmektedir. Ayrıca oksi-yanmadaki oksijen fraksiyonu artışının etkisi de Şekil 2.9a-c'de görülmektedir.



(a)



(b)

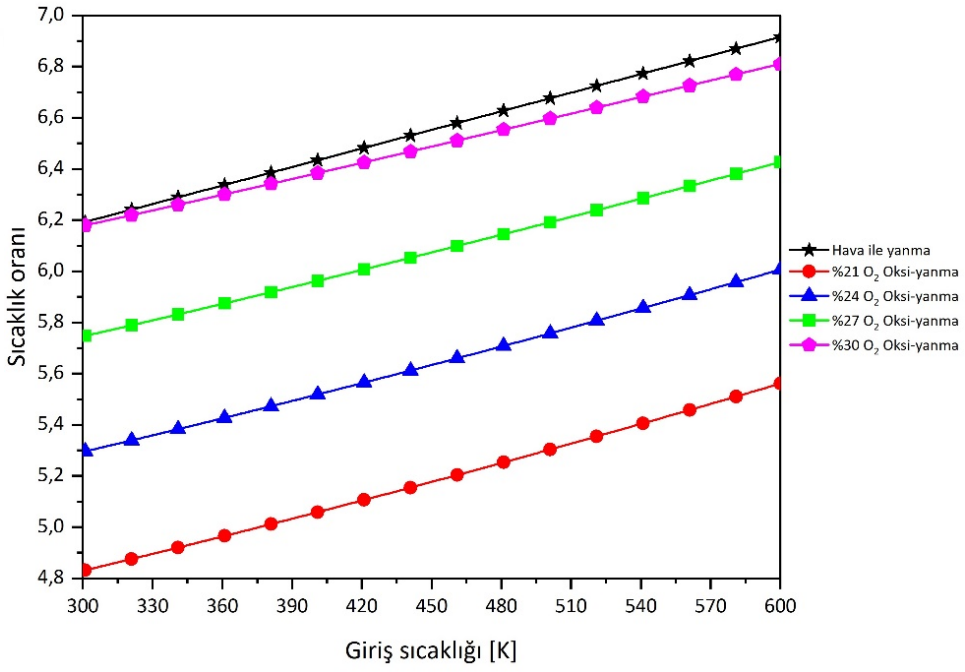


(c)

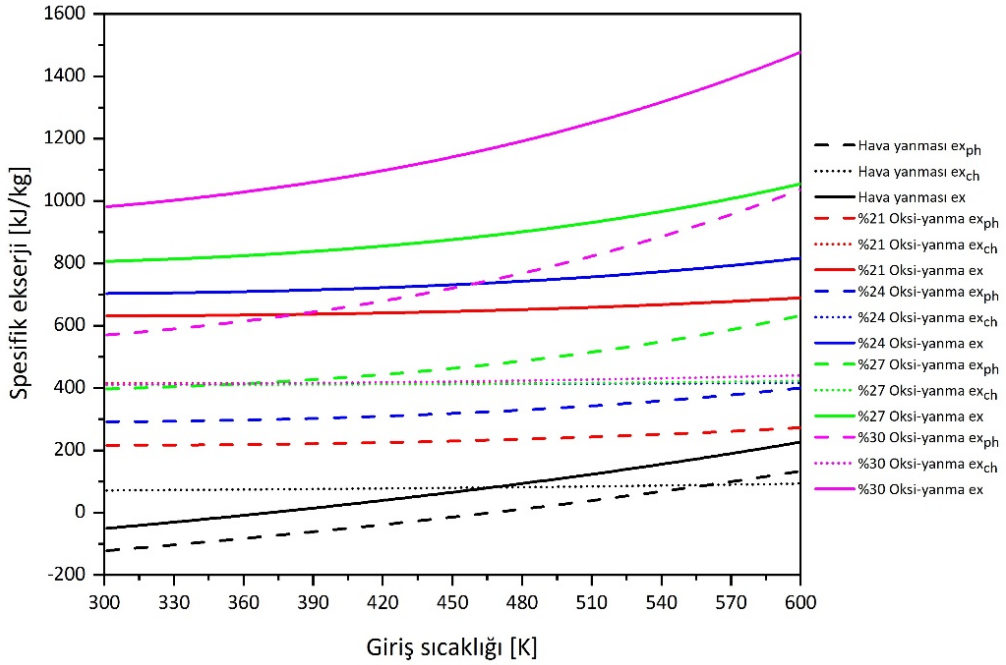
Şekil 2.10 Dört farklı oksijen oranlı oksi-yanma ve geleneksel yanma için eşdeğerlik oranına göre sıcaklık oranı (a), kimyasal ekserji, fiziksel ekserji ve toplam özgül ekserji (b), ekserji yıkımı (c) değerleri (P = 1 atm, T_i = 300 K)

Eşdeğerlik oranı değişiminin sıcaklık oranı, kimyasal ekserji, fiziksel ekserji, toplam spesifik ekserji ve ekserji yıkımı değerlerine etkisi Şekil 2.10.a,b,c'de gösterilmiştir. Şekil 2.10a'da görüldüğü gibi oksi-yanma için oksijen oranının artmasıyla sıcaklık oranı artmaktadır. Geleneksel hava ile yanma, oksi-yanmadan daha yüksek değerlere sahiptir. Bununla birlikte %30 oksi-yanma ile geleneksel hava ile yanma, eşdeğerlik oranı 0,3 ile 0,8 değerleri arasında aynı özellikleri göstermektedir. Reaksiyon sıcaklığı, reaksiyon hızına ve doğal yanma ürünlerinin derişimine etki etmektedir. Ayrıca türbin giriş sıcaklığı, türbin kanadı malzeme dayanım sıcaklığına göre ayarlanmaktadır. Bu yüzden, maksimum sıcaklığın referans çevre sıcaklığına oranı olan, sıcaklık oranı değeri yanma analizi için oldukça önemlidir. Şekil 2.10b'de eşdeğerlik oranına göre kimyasal ekserji, fiziksel ekserji ve toplam spesifik ekserji olmak üzere üç değer birlikte verilmiştir. Kimyasal ekserji yönünden baktığımızda; eşdeğerlik oranının, 0,9'a kadar oksi-yanmalarda aynı değerlere sahip olduğu görülmektedir. Fakat 0,9 değerinden sonraki eksik yanma bölgesinde oksijen ihtiyacı artması ile standart kimyasal ekserjileri yüksek bileşenlerin daha fazla oluşması ile %21 oksijen oranlı oksi-

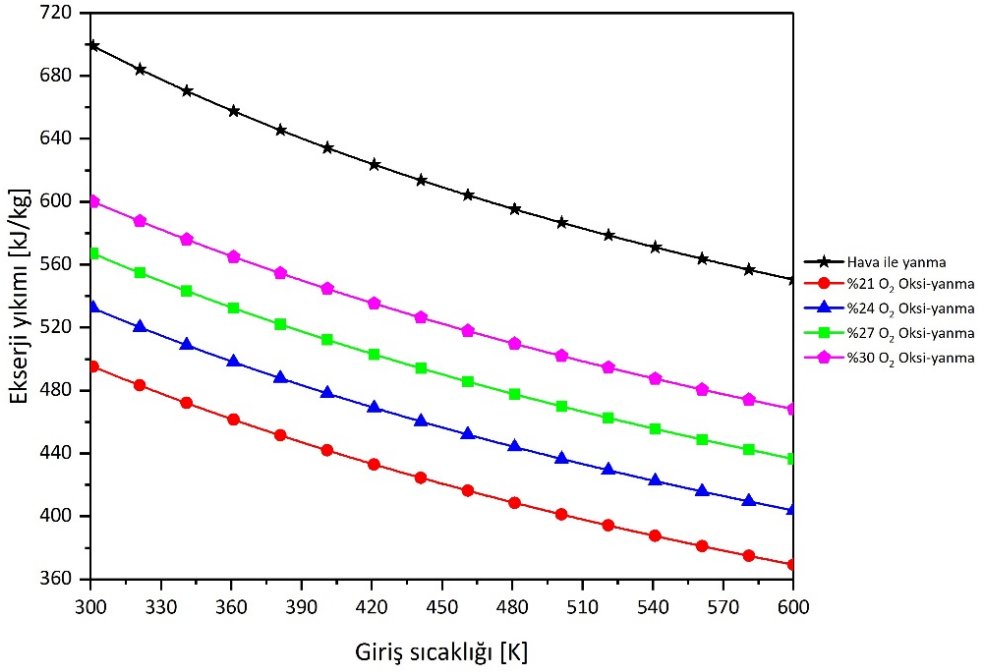
yanmadan %30'a doğru gittikçe kimyasal ekserji değerleri artmıştır. Geleneksel hava yanması ile kıyasladığımızda ise havanın büyük bir bölümünü kapsayan N_2'nin enerji içeriğinin düşük olması nedeni ile stikoyometrik yanmaya kadar çok düşük değerlerde seyretmektedir. Eşdeğerlik oranının 1'den 1,6'ya kadar seyrettiği bölümde ise kimyasal ekserjisinin hızla arttığı görülmüştür. Geleneksel yanma fiziksel ekserji yönünden, %21 ve %24 oksi-yanmadan büyük, %27 ve %30 oksi-yanmadan küçük değerlere sahip olduğu tespit edilmiştir. Bunun nedeni; geleneksel hava ile yanma sonucu oluşan maksimum sıcaklık oksi-yanmalara göre daha fazla olmasına rağmen oluşan egzoz gazının sabit basınç özgül ısısının (c_p) oksi-yanmalara göre daha küçük olmasıdır. Toplam spesifik ekserjide ise sıralamanın eşdeğerlik oranına göre değişiklik gösterdiği sonucuna ulaşılmıştır. Şekil 2.10c'de görüldüğü gibi ekserji yıkımı yönünden bakıldığında eşdeğerlik oranı arttıkça tüm yanmalarda azalarak artan bir eğri oluşturduğu görülmüştür. Geleneksel yanma sonucu entropi üretiminin oksi-yanmalara göre daha fazla olduğu görülmektedir. Geleneksel hava ile yanmanın ekserji yıkımı %21 oksi-yanmadan yaklaşık olarak 1,5 kat daha fazladır.



(a)



(b)

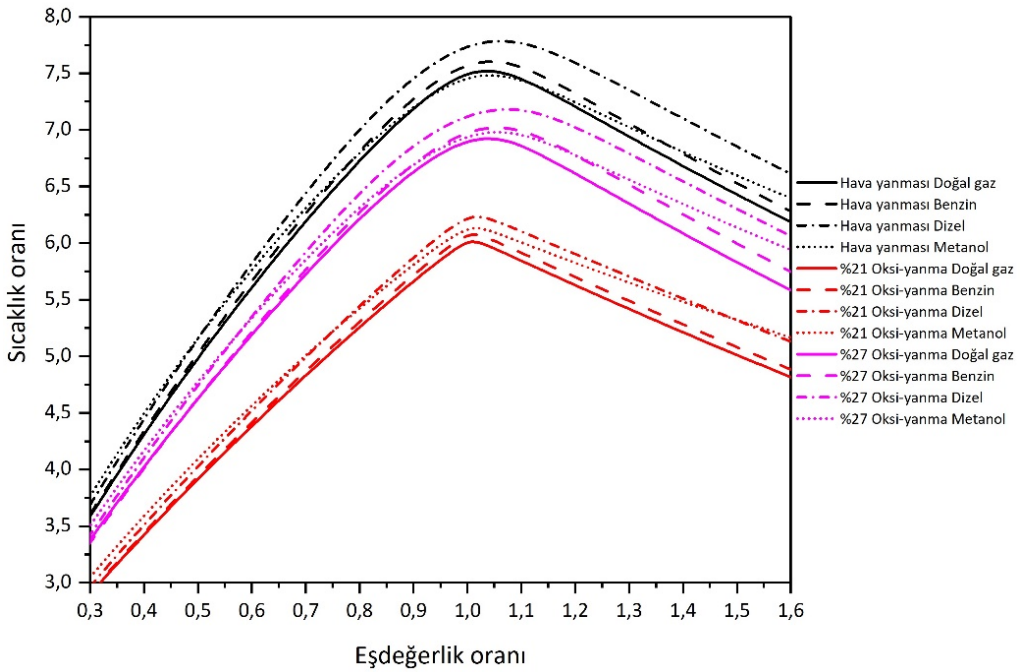


(c)

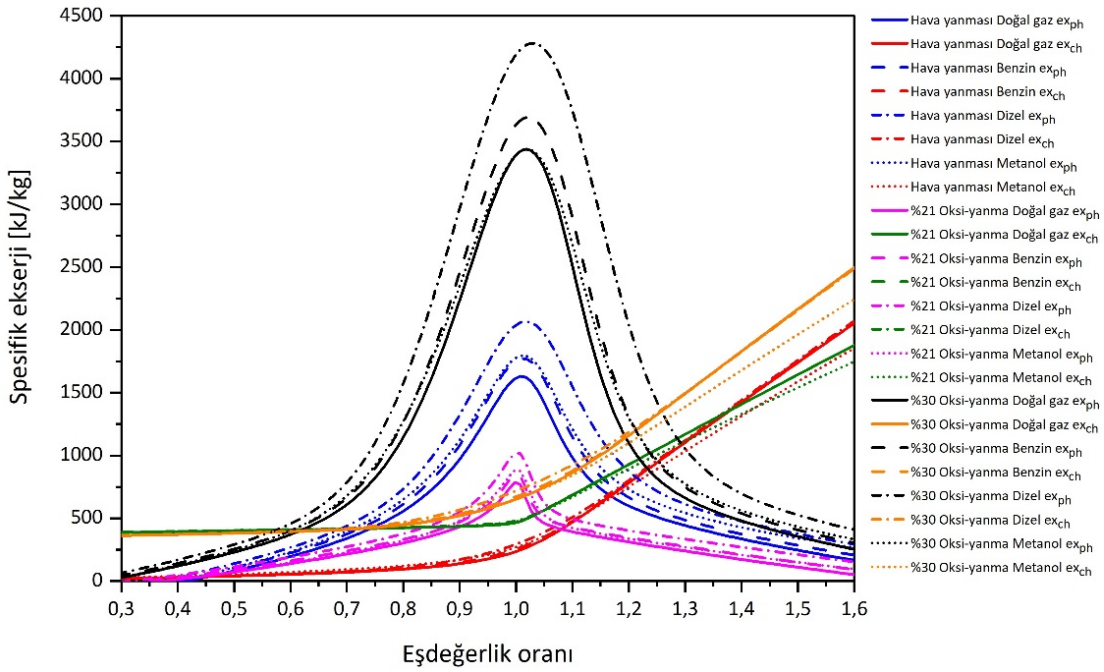
Şekil 2.11 Dört farklı oksijen oranlı oksi-yanma ve geleneksel yanma için yanma odası giriş sıcaklığına göre sıcaklık oranı (a), kimyasal ekserji, fiziksel ekserji ve toplam özgül ekserji (b), ekserji yıkımı (c) değerleri (P = 1 atm, T_i = 300 K)

Güç üretim santrallerinde türbin çıkışındaki yüksek sıcaklıktaki atık ısı; rekuperatör, ısı değiştiricisi veya rejeneratör gibi elemanlarla verim arttırmak

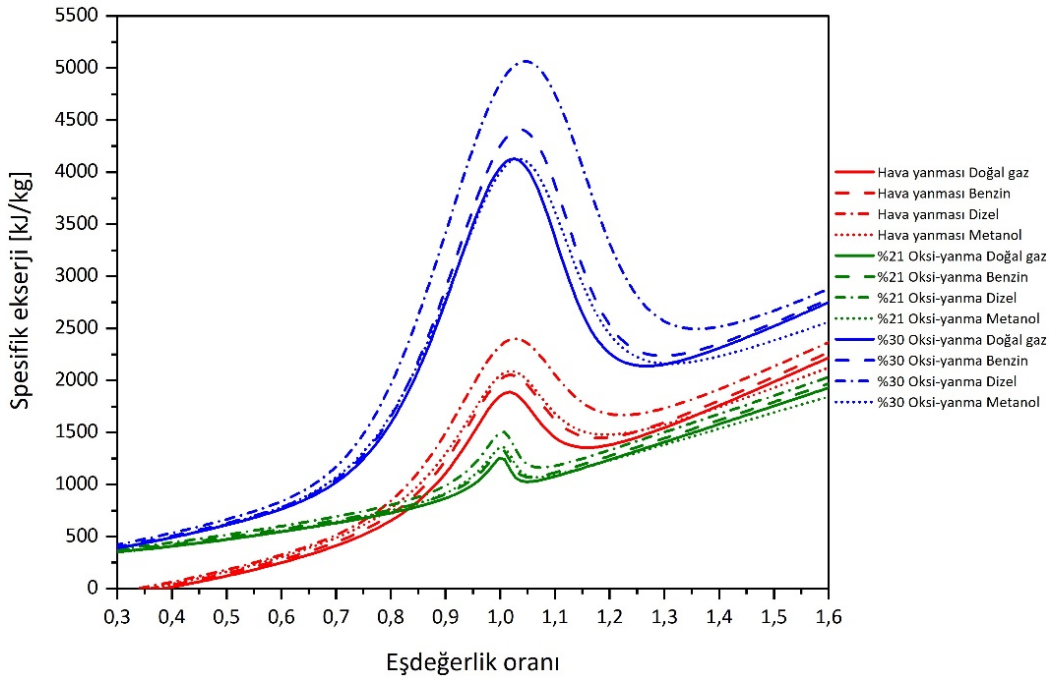
amaçlı olarak yanma odası girişindeki oksidanın sıcaklığını arttırmak için kullanılmaktadır. Böylece yanma odası giriş sıcaklığı, yanma analizleri için önemli bir parametre olmaktadır. Şekil 2.11a'da 300 K ile 600 K arasındaki tüm sıcaklıklarda geleneksel hava ile yanmanın, oksi-yanmalardan daha yüksek sıcaklık oranı değerine sahip olduğu görülmektedir. Giriş sıcaklığı 300 K'den 600 K'e değişirken %21 oksi-yanmadan %30 oksi-yanmaya doğru gidildikçe sıcaklık oranı değerindeki artışlar azalmaktadır. Diğer taraftan en büyük artış geleneksel yanmada tespit edilmiştir. Şekil 2.11b'de görüldüğü üzere yanma odası giriş sıcaklığı kimyasal ekserjiyi neredeyse hiç etkilememiştir. Diğer yandan %21 oksi-yanmadan %30 oksi-yanmaya doğru gittikçe fiziksel ekserji değerleri daha fazla artış göstermiştir. Aynı şekilde geleneksel hava ile yanmada da giriş hava sıcaklığının artması ile toplam spesifik ekserji değeri artmıştır. Yanma odası giriş sıcaklığının bir diğer avantajını da Şekil 2.11c'de görülmektedir. Giriş sıcaklığı 300 K'den 600 K'e doğru arttıkça reaktan ile ürünler arasındaki entropi üretim değeri düşmüştür. Yüksek sıcaklıkta giren oksidan ile yanma reaksiyonu sonucu oluşan egzoz gazı entropi farkı düştüğü için böyle bir sonuç ortaya çıkmıştır. Geleneksel hava ile yanmadaki ekserji yıkımı %21 oksi-yanmadan yine yaklaşık 1,5 kat daha fazla olduğu sonucuna ulaşılmıştır.



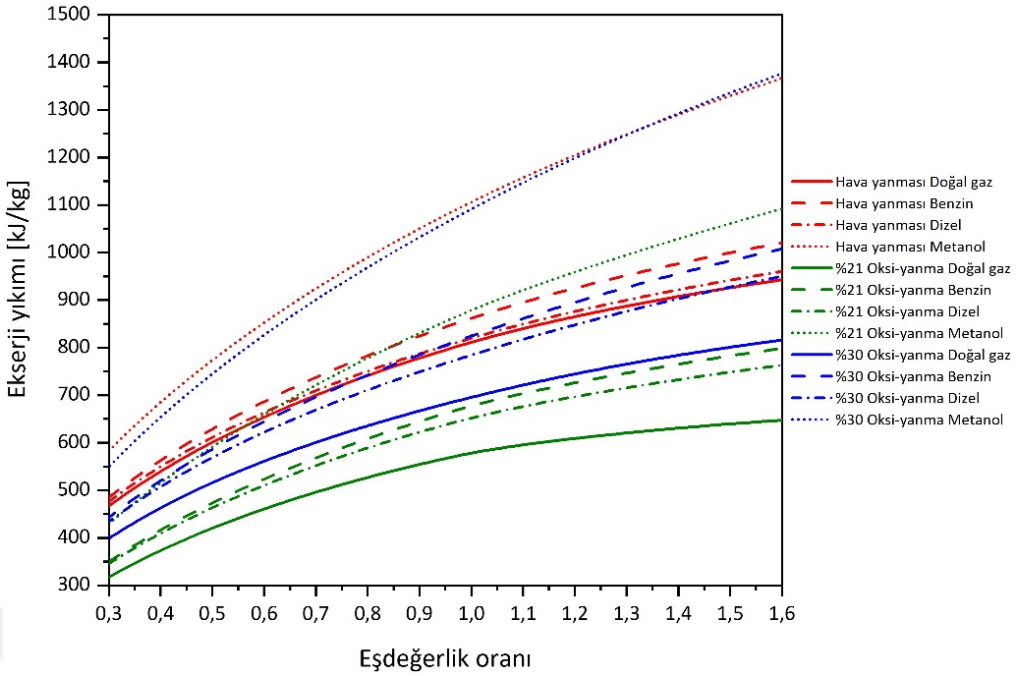
(a)


Spesifik ekserji [kJ/kg]
Eşdeğerlik oranı
Hava yanması Doğal gaz ex_{ph}
Hava yanması Doğal gaz ex_{ch}
Hava yanması Benzin ex_{ph}
Hava yanması Benzin ex_{ch}
Hava yanması Dizel ex_{ph}
Hava yanması Dizel ex_{ch}
Hava yanması Metanol ex_{ph}
Hava yanması Metanol ex_{ch}
%21 Oksi-yanma Doğal gaz ex_{ph}
%21 Oksi-yanma Doğal gaz ex_{ch}
%21 Oksi-yanma Benzin ex_{ph}
%21 Oksi-yanma Benzin ex_{ch}
%21 Oksi-yanma Dizel ex_{ph}
%21 Oksi-yanma Dizel ex_{ch}
%21 Oksi-yanma Metanol ex_{ph}
%21 Oksi-yanma Metanol ex_{ch}
%30 Oksi-yanma Doğal gaz ex_{ph}
%30 Oksi-yanma Doğal gaz ex_{ch}
%30 Oksi-yanma Benzin ex_{ph}
%30 Oksi-yanma Benzin ex_{ch}
%30 Oksi-yanma Dizel ex_{ph}
%30 Oksi-yanma Dizel ex_{ch}
%30 Oksi-yanma Metanol ex_{ph}
%30 Oksi-yanma Metanol ex_{ch}

(b)


Spesifik ekserji [kJ/kg]
Eşdeğerlik oranı
Hava yanması Doğal gaz
Hava yanması Benzin
Hava yanması Dizel
Hava yanması Metanol
%21 Oksi-yanma Doğal gaz
%21 Oksi-yanma Benzin
%21 Oksi-yanma Dizel
%21 Oksi-yanma Metanol
%30 Oksi-yanma Doğal gaz
%30 Oksi-yanma Benzin
%30 Oksi-yanma Dizel
%30 Oksi-yanma Metanol

(c)



(d)

Şekil 2.12 Oksi-yanma ve geleneksel yanma için dört farklı yakıt performansının eşdeğerlik oranına göre sıcaklık oranı (a), kimyasal ekserji, fiziksel ekserji (b), toplam özgül ekserji (c), ekserji yıkımı (d) değerleri (P = 1 atm, T_i = 300 K)

Özellikle oksi-yanmalı güç sistemleri olmak üzere çevre dostu termik santrallerin çoğunda doğalgaz kullanılmaktadır. Bu yüzden bu bölüme kadar doğalgaz ile hesaplamalar yapılmıştır. Bununla beraber diğer yakıtların, yanmanın ekserji analizini nasıl etkilediği de incelenmiştir. Genel olarak çok tercih edilen dört yakıtın sonuçları eşdeğerlik oranının değişimine göre sunulmuştur. Şekil 2.12a'da görüldüğü gibi sıcaklık oranına göre incelediğimizde, üç farklı yanmada en düşük değerler doğalgaz yanması ile elde edilmiştir. Aynı yanma koşullarında yakıldığı varsayımı ile dizelin en yüksek değerlere ulaştığı görülmüştür. Bu incelemede en büyük farklılıklar metanol yanması ile elde edilmiştir. %21 oksi-yanma ile metanol yakıldığında 0,7 eşdeğerlik oranına kadar en yüksek değeri alırken, 0,7 ile 1,5 değerleri arasında dizelin aşağısında kalmıştır. Bu durumun benzeri %27 oksi-yanmada da görülmüştür. Geleneksel yanmada da metanol yakılması farklı bir eğri çizerek 0,5 eşdeğerlik oranına kadar en yüksek değeri alırken, 0,9 ile 1,1 değerleri arasında diğer üç yakıta göre en düşük sıcaklık oranı değerlerini almıştır. Diğer yandan kimyasal ekserji bakımından incelendiğinde dizel, benzin ve doğalgazın hemen hemen çok yakın olduğu görülürken metanolde zengin yanma bölgesinde

diğer üç yakıta göre daha farklı karakterizasyon gösterdiği görülmüştür. Fiziksel ekserji bakımından ise üç farklı yanmada da dizel yakıtının daha avantajlı, doğalgazın ise daha küçük ekserji değerlerine sahip olduğu görülmektedir (Şekil 2.12b). Toplam spesifik ekserji sonuçları kıyaslandığında ise geleneksel hava ile yanma; sırasıyla dizel, metanol, benzin ve doğalgaz şeklinde yüksek ekserji değerine sahiptir. %21 oksi-yanmada bu sıralama aynı iken oksi-yanmada oksijen oranı arttıkça metanolün spesifik ekserji değerinin aşağılara indiği görülmektedir (Şekil 2.12c). Şekil 2.12d'de ekserji yıkımı yönünden bu dört farklı yakıtın sonuçları incelendiğinde; geleneksel hava ile yanmada, doğalgaz ve dizelin yakın değerler ile en avantajlı yakıtlar olduğu görülmüştür. Bunun yanında benzin ile biraz daha yüksek ekserji yıkımı oluştuğu görülmüştür. Metanol yakılmasının hem oksi-yanmada hem de geleneksel yanmada en fazla ekserji yıkımına sahip olduğu görülmüştür. Diğer taraftan dizel yakılması, geleneksel yanmada doğal gaz ile benzerlik gösterirken oksi-yanmada ise benzin ile benzerlik göstermiştir.

2.7 Sonuç

Yanma ürünlerinin kimyasal dengede mol fraksiyonları, adyabatik alev sıcaklığı ve yanmaya ait termodinamik özellikleri elde etmemizi sağlayan çok fonksiyonlu bir yanma modeli sunulmuştur. Elde edilen sonuçlara göre adyabatik alev sıcaklığı yönünden geleneksel hava ile yanmanın %31 O_2 oksi-yanma ile benzer özellikler gösterdiği, %26 ve %21 O_2 oksi-yanmadan daha avantajlı olduğu görülmüştür. Özgül ısı (c_p) yönünden incelendiğinde ise %26 O_2 oksi-yanma ile yakın değerlere sahiptir. Öte yandan geleneksel yanma, % 21 O_2 oksi-yanmasından daha avantajlı iken, % 31 O_2 oksi-yanması geleneksel yanmadan daha avantajlıdır. Ayrıca oksi-yanmadaki entropi değerlerinin, hava ile yanmaya göre oldukça azaldığı sonucuna ulaşılmıştır. Oksi-yanmadaki oksijen oranı arttıkça entropi değerleri artmıştır. Emisyonlar yönünden oksi-yanmalı güç sistemleri karbon yakalama ve depolama (CCS) ile sıfır CO_2 emisyonu için düşünülmüş sistemlerdir. Diğer taraftan NO_X emisyonu için ise oksi-yanmanın hava ile yanmadan çok daha az (1/40'dan daha az) emisyon oluşturduğu tespit edilmiştir. Farklı doğalgaz türlerinin incelenmesi bize gösteriyor ki her bir termodinamik özellik için dört doğalgaz türünün sıralaması değişmiştir. Bununla birlikte adyabatik alev sıcaklığı, özgül ısı ve

entropi yönünden Avustralya doğalgazı, NO_X emisyonu yönünden Rusya doğalgazı daha avantajlıdır. Bununla birlikte İran doğalgazının adyabatik alev sıcaklığı, NO_x emisyonu ve özgül ısı yönünden, ABD doğalgazının ise entropi yönünden en dezavantajlı oldukları görülmüştür. Modelin doğruluğunu test etmek için sonuçlar CEA ve GASEQ yazılımının sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Yapılan kıyaslama ile modelin ne kadar doğru sonuçlar verdiği ortaya koyulmuştur. GASEQ ile farklılığı olan noktalarda ise programdaki küçük bir karışıklıktan kaynaklı olduğu geniş bir izah ile açıklanmıştır.

Ayrıca yanmanın 0,3 ile 1,6 eşdeğerlik oranı arasında değişmesi ile elde edilen yanma ürünlerinin molar fraksiyonları hesaplanmıştır. Fakir ve zengin yanma bölgelerinde hangi ürünlerin nasıl değiştiği detaylı bir şekilde izah edilmiştir. Oksi-yanma ile geleneksel yanma arasında kıyaslama, hassas ölçekli grafikler ile sunulmuştur. Sıcaklık oranı bakımından incelendiğinde hem eşdeğerlik oranının hem de yanma odası giriş sıcaklığının değişmesi durumunda, geleneksel yanmanın daha yüksek değerlere sahip olduğu görülmüştür. Aynı zamanda oksi-yanmada oksijen oranı arttıkça sıcaklık oranının da yükseldiği sonucuna ulaşılmıştır. Kimyasal ekserji değeri, farklı giriş sıcaklıkları ile değişmezken sitekiyometrik yanmadan 1,6 eşdeğerlik oranına doğru gidildikçe ciddi artışları olduğu görülmüştür. Toplam spesifik ekserjide ise farklı sonuçlar elde edilmiştir. Eşdeğerlik oranının 0,3 ile 0,8 arasında geleneksel yanma, oksi-yanmadan daha düşük değerler alırken 0,8 değerinden sonra %21 ve %24 oksi-yanmadan daha yüksek spesifik ekserji değerleri almıştır. %27 ve %30 oksi-yanmaları ise her halükârda geleneksel yanmadan daha yüksek ekserji değerlerine sahip olmuştur. Aynı şekilde ekserji yıkımı yönünden incelediğimizde de oksi-yanmanın, geleneksel yanmaya göre daha avantajlı olduğu tespit edilmiştir. Geleneksel hava ile yanmadaki ekserji yıkımının, %21 oksi- yanmadan yaklaşık 1,5 kat daha fazla olduğu hem farklı eşdeğerlik oranlarında hem de farklı yanma odası giriş sıcaklıklarında gösterilmiştir. Eşdeğerlik oranının artmasıyla ekserji yıkımı azalarak artan bir grafik çizmiştir. Diğer yandan yanma odası sıcalığının reküperatör vasıtası ile yükselmesi durumunda ise ekserji yıkımlarının azaldığı sonucuna ulaşılmıştır. Doğalgazın yanında dizel, benzin ve metanol yakıtlarınında ekserji analizi yapılması ile farklı yakıtlarda yanma performansının nasıl değiştiği

gösterilmiştir. Genel olarak dizelin, hem sıcaklık oranı bakımından hem de ekserji yönünden diğer üç yakıta göre daha avantajlı olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Spesifik ekserji ve sıcaklık oranı bakımından dezavantajlı gözüken doğalgaz yanması, diğer yandan ise ekserji yıkımı bakımından da en avantajlı durumda olduğu görülmüştür. Metanol, bu analizlerde oldukça farklılık göstermiştir. Ekserji yıkımında da en de yüksek değeri alan metanol yanması olmuştur.

3
OKSİ-YANMALI GAZ TÜRBİNİ GÜÇ ÇEVRİMLERİ

Bu bölümde oksi-yanmalı güç sistemleri hakkında bilgiler verilmiştir. Günümüzde kullanılan en önemli beş oksi-yanmalı güç sistemi hakkında detaylı bir tanıtım yapılmıştır. Bunun yanı sıra, diğer oksi-yanmalı güç sistemleri hakkında referans verilerek onlardan da kısaca bahsedilecektir. Daha sonra oksi-yanmalı gaz türbini güç sisteminin geleneksel rejeneratörlü gaz türbini güç sistemi ile analizleri yapılacaktır. Aynı bileşenlere sahip iki sistemden elde edilen sonuçlar kıyaslanarak oksi-yanmalı gaz türbini güç sisteminin enerji, ekserji, ekoloji ve ekonomi bakımından sonuçları ortaya koyulacaktır.

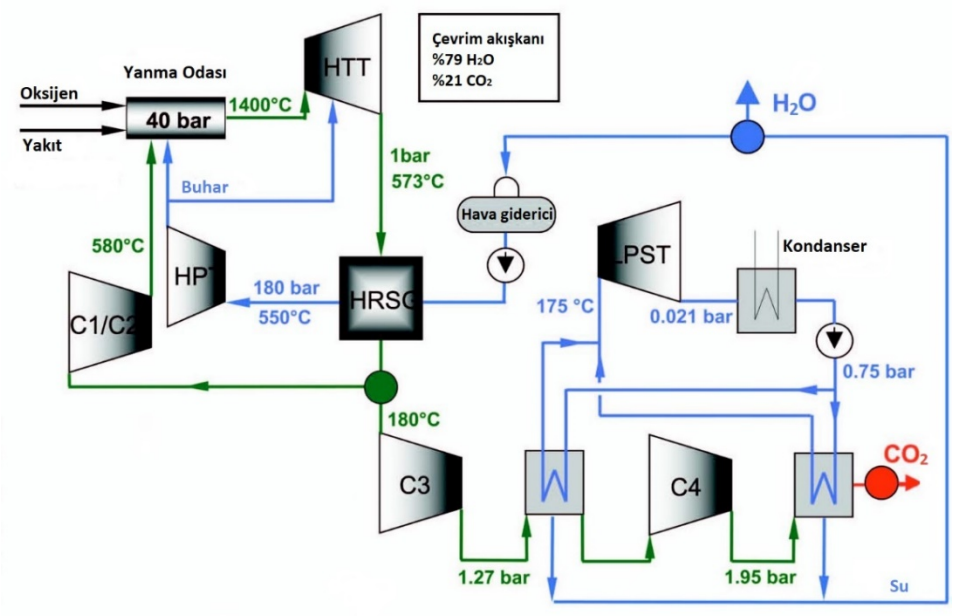
3.1 Oksi-Yanmalı Güç Çevrimleri

Son yıllarda, sera gazı emisyonları (özellikle CO_2 emisyonları) ve küresel ısınma problemi hakkında endişeler artmıştır. Oksi-yanma güç sistemleri, enerji endüstrisindeki CO_2 emisyonlarıyla mücadele ve küresel ısınmaya olan katkılarını azaltmak için anahtar teknolojilerden biridir. Oksi-yanmalı güç sistemi teknolojisi, esas olarak CO_2 ve buhar üretmek için yüksek saflıkta oksijenle yakıtı yakmayı içerir. Böylece buhar yoğunlaşması ile baca gazlarından CO_2'in kolayca ayrılması sağlanmış olur. Aslında bu teknoloji ile %100 CO_2 yakalama ve sıfıra yakın NO_X emisyonu elde edilebilmektedir. Literatürde 20'ye yakın oksi-yanmalı güç çevrimi mevcuttur [62]. Bu sistemlerden bazıları teorik çalışmalarda kalmış, bazılarının ise performans düşüklüğü ve maliyet yüksekliği gibi nedenlerle kullanımına son verilmiştir.

3.1.1 Yarı Kapalı Oksi-Yanmalı Kombine Çevrim (SCOC-CC)

Yarı kapalı oksi-yanma kombine (SCOC-CC) çevrimi, teknik basitliği ve nispeten yüksek verimliliği nedeniyle çok umut verici bir sistem olarak ortaya çıkmıştır. Temelde birincil çevrim olarak alışılmadık bir çalışma akışkanı (CO_2) ile yüksek sıcaklıklı bir Brayton çevriminden (HTT, yanma odası, kompresör ve HRSG) ve ikincil çevrim olarak geleneksel Rankine buhar çevriminden (HPT, LPT, kondanser ve besleme pompası) oluşur. Yakıt, hava ayrıştırma ünitesinden gelen saf O_2 ile

neredeyse stokiyometrik olarak yakılır. Böylece egzoz gazında neredeyse hiç O_2 oluşmamış olur. Yanma odası soğutma işlemi için geri dönüştürülmüş CO_2 kullanılır. Yanma odasını yaklaşık 1400 ˚C sıcaklıkta terk eden egzoz gazı (yaklaşık olarak %93 CO_2, %7 H_2O) çalışma akışkanı olarak ikincil çevrimde kullanılır. Yüksek sıcaklık türbininde (HTT) akışkan 618 ˚C'de 1,06 bar basınca genişletilir. Türbinin soğutulması, 387 ˚C'de kompresörden beslenen CO_2 ile gerçekleştirilir. Daha yüksek soğutma kütle akışı, yalnızca %13,7 soğutma kütle akışı talebi olan bir çevrime kıyasla çevrim verimliliğini %1,8 puan azaltır. Soğutma akışı, HTT'de çalışma sıvısının CO_2 içeriğini %94'e çıkarır. HRSG'de, sıcak egzoz gazı buhar çevrimi için 65 ˚C'ye soğutulur. Daha sonra atmosferik kondanserde, çalışma sıvısı 18˚C'ye soğutulur, böylece oluşan H_2O'nun çoğu sıvı halde çıkarılabilir. CO_2 akışı %98,8 saflığa sahiptir [141]. Kondanserden çıkan CO_2 akışkanı %100'e yakın bağıl neme sahiptir. CO_2 akımının küçük bir kısmı sıkıştırma ve saflaştırma işlemine gönderilir ve ardından depolama alanına aktarılır. CO_2'nin önemli kısmı kompresöre geri gönderilir. CO_2 akımındaki su, muhtemelen kompresöre girişte yoğunlaşabilir ve bu da kompresör için kötü bir etkiye sahip olabilir. CO_2 akımı bu nedenle baca yoğunlaşmasından gelen ısıyı kullanarak kompresöre girmeden önce ısıtılır [142]. Yarı kapalı oksi-yanma kombine (SCOC-CC) çevriminin çalışma diyagramı Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



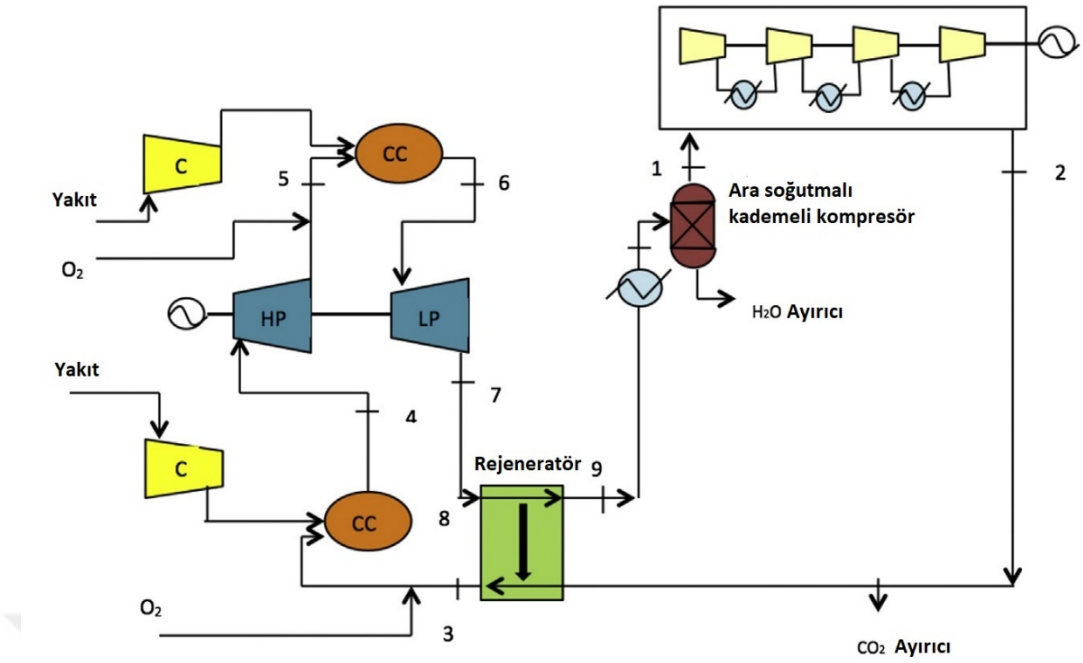
Şekil 3.1 Yarı kapalı oksi-yanma kombine (SCOC-CC) çevrimi diyagramı [141]

Rankine buhar çevrimine yüksek verimlilik için çift basınçlı bir ara kızdırma işlemi uygulanmıştır. Taze buhar ve ara kızdırma sıcaklığı 560 ˚C'dir. Bolland ve Mathieu, ikili ve üçlü basınçlı buhar çevrimleri arasında yalnızca küçük bir fark olduğunu bildirmiştir [143]. Bolland ve Sæther, yarı kapalı oksi-yanma kombine (SCOC-CC) çevrimi konseptini ilk olarak [144]'te tanıtmıştır ve CO_2'nin doğalgazla çalışan elektrik santrallerinden geri kazanılmasına yönelik yeni konseptleri karşılaştırmıştır. Standart bir kombine çevrimi ile egzoz gazı geri dönüşümü yapılan yarı kapalı oksi-yanma kombine (SCOC-CC) çevrimini karşılaştırılmıştır. Ulizar ve Pilidis [145], yarı kapalı oksi-yanma kombine (SCOC-CC) çevrimi performansına odaklanan çalışmayı ilk kez sunmuşlardır. Çevrim optimizasyonu ile tasarım dışı performans simülasyonu yapılmıştır. Optimum çevrim basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığının seçimini [145] yapmıştır ve çevrimin operasyonel yönlerini araştıran daha kapsamlı çalışmalar da mevcuttur [146]. Ayrıca yarı kapalı oksi-yanma kombine (SCOC-CC) çevrimi kavramı üzerine, yararlarını ve yanma sonrası temizleme tesisi ile ilgili çalışmalar da yayımlanmıştır [143]. Yarı kapalı oksi-yanma kombine (SCOC-CC) çevrimi, bir kombine çevrim ile karşılaştırılarak O_2'nin saflığı ve hava ayırma ünitesinin buna karşılık gelen enerji maliyeti ile ilgili bir duyarlılık analizi yapılmıştır [147]. Ayrıca CES çevrimi ile karşılaştırılmış ve yarı kapalı oksi-yanma kombine (SCOC-CC) çevriminin avantajlı göründüğü sonucuna ulaşılmıştır [148]. Geliştirilmiş soğutma akışı tahmin modelleri, gerçek gaz etkileri ve özellik modellemesi araştırılmıştır [149], [150]. Bunların yanında birçok araştırmacı, yarı kapalı oksi-yanma kombine (SCOC-CC) çevriminin performansını geliştirmek amacı ile modifikasyon yaparak optimum çalışma şartları üzerine çalışmalar yapmıştır [151]–[155].

3.1.2 MATIANT Çevrimi

1999'da Mathieu vd. MATIANT çevrimi olarak adlandırılan yeni bir oksi-yanma çevrimi önermiştir (Çevrim ismi, araştırmacıların isimlerinin bir birleşimidir: MATieu ve IANTovski). Bu çevrim, süperkritik CO_2 Rankine benzeri çevrimi ve rejeneratif CO_2 Brayton çevrimi olarak iki çevrimden oluşmaktadır. Bu çevrimde oksijen, yakıt oksitleyicisi olarak kullanılır. MATIANT çevrimi tekrar ısıtmalı rejeneratif CO_2 Brayton çevrimi (3-4-5-6-7-8-9-1-2) ile birleştirilmiş bir süperkritik

çevrim bölümü içerir. Oksi-yanma, yanma odaları (3-4 & 5-6) boyunca sabit basınçta gerçekleşir. Yakıt, brülörlere uygun basınçta gönderilir ve aynı zamanda çalışma akışkanı CO_2 ile O_2 karıştırılarak yanma gerçekleştirilir. Yanma odasının (1300 ˚C) çıkışındaki gaz karışımı (CO_2 & H_2O) türbine girerek genişler. Diğer yakıt ile O_2 ve gaz karışımı (CO_2 & H_2O) ikinci defa yanma odasında yakılır. Oluşan yüksek sıcaklıktaki gaz karışımı türbine girerek genişler. Bu iki genişleme yapılan türbinlerde mekanik enerjiden elektrik üretilir. Gaz karışımı daha sonra bir reküperatörde soğutulur ve burada ısısını geri dönüşü yapılmış CO_2 gazına bırakır. Çevrimde kullanılan oksijenin toplam verimi CO_2 kütle akış hızının %10'udur ve yaklaşık olarak %7'si birinci yanma öncesi enjekte edilir ve %3'ü ikinci yanma işlemi öncesi enjekte edilir. Oksi-yanma için kullanılan oksijenler hava ayrıştırma ünitesinden çıkınca reküperatör girişindeki sıcaklığa kadar yeniden ısıtılabilir. Reküperatör çıkışında su, bir soğutucuda yoğunlaştırılır ve CO_2/H_2O karışımında CO_2 ayrılır. Daha sonra bu CO_2 gazı izotermal bir prosese mümkün olduğunca yakın bir sıkıştırma gerçekleştirmek için CO_2 doygunluk hattının üzerinde ara soğutmalı dört aşamalı bir kompresörde sıkıştırılır. Bu işlemden sonra fazla CO_2 sıvı veya süperkritik fazda, herhangi bir enerji tüketmeden ve maliyetli bir sistem olmadan bir valf aracılığıyla çıkarılır. MATIANT çevriminin yüksek veriminin yanı sıra en önemli avantajı, yanma sürecinde oluşan CO_2'yi uzaklaştırarak depolama ve nakliyeye hazır hale getirmesidir. MATIANT çevrimi tasarımcılarının temel amacı; yüksek verimli, CO_2 emisyonu olmayan bir çevrim sağlamaktır. Bu çevrim tek kullanıldığı gibi farklı kombinasyonlarla birleştirilme potansiyeline sahiptir. MATIANT çevriminde genleştiricilerden biri, daha düşük çalışma basıncı ve kütle akış hızı nedeniyle diğer iki genişleticiye kıyasla nispeten daha az güç üretir [156], [157]. MATIANT çevriminin çalışma diyagramı Şekil 3.2'de gösterilmiştir.



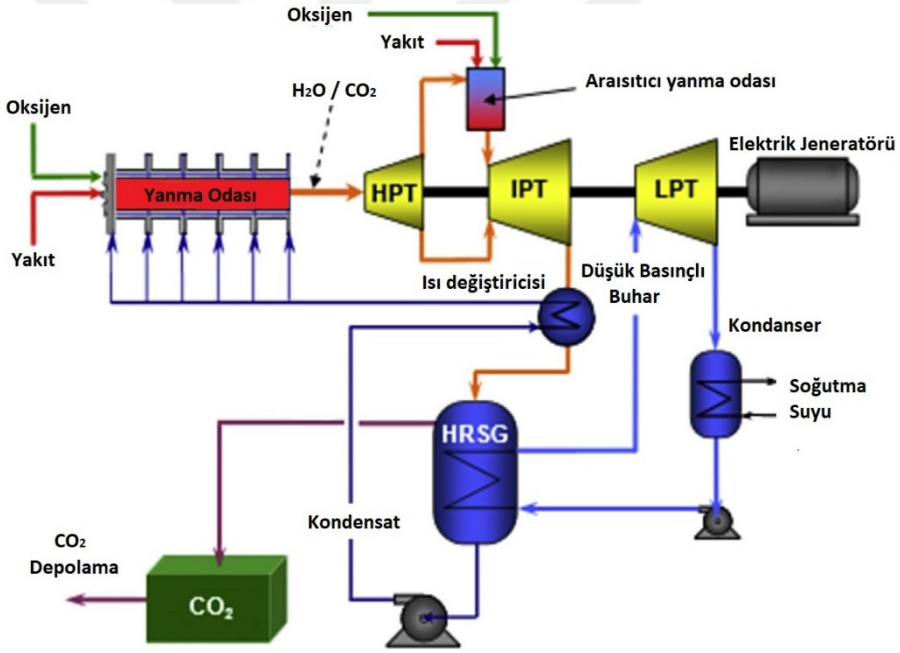
Şekil 3.2 MATIANT çevrimi diyagramı [62]

MATIANT çevriminin, yoğuşmalı MATIANT çevrimi [46], yoğuşmasız MATIANT çevrimi [156], E-MATIANT çevrimi [158] gibi çeşitli varyantları vardır. Yoğuşmasız MATIANT çevrimi, CO_2'nin yoğunlaşmasını ortadan kaldırarak ve böylece CO_2 sürüklenmesini olabildiğince azaltmak için yoğuşmalı çevrim versiyonuna dayalı olarak önerilmiştir. Daha düşük çevrim basıncına sahip E-MATIANT çevrimi, süperkritik akışkanın neden olduğu teknik zorlukları, yani süperkritik versiyonlarda malzeme gerilmelerini ve korozyonu azaltmak için önerilmiştir [158]. Termodinamik olarak yoğuşmalı veya yoğuşmasız MATIANT çevrimi trans-kritik iken E-MATIANT çevrimi alt-kritiktir. Yoğuşmasız MATIANT çevrimi, daha basitleştirilmiş bir sıkıştırma işleminde yoğuşmalı versiyona göre avantajlıdır. Ayrıca daha kompakt bir ayak izine E-MATIANT çevirimine göre avantaja sahip olması ve çalışma akışkanının süperkritik olmasının getirdiği potansiyel çevrim avantajları nedeniyle seçilmektedir.

3.1.3 CES Çevrimi

Diğer oksi-yanmalı güç çevrimlerden farklı olarak CES (Temiz Enerji Sistemi) çevriminde oksi-yanma için oksidan ile karıştırılan bileşen CO_2 değil H_2O'dur. Yani çevrim iş akışkanı olarak H_2O kullanılır. CES çevrimin çalışma diyagramı Şekil 3.3'te gösterilmektedir. Sıvı haldeki H_2O'nun pompa ile basıncı yükseltilir. Yüksek

basınçlara sahip H_2O ısı değiştiricisine girerek sıcaklığı yükselir. Çalışma akışkanı olarak kullanılan H_2O kızgın buhar halinde birinci yanma odasına gönderilerek yakıt ve oksijen vasıtası ile yanma gerçekleşir. Yaklaşık olarak 900-1000 ˚C arasında bir sıcaklıkta yanma odasından çıkan gaz karışımı yüksek basınç türbinine gönderilerek genleştirilir ve mekanik enerji elde edilir. Bundan sonra gaz karışımı, ikinci yanma odasına gönderilerek ilave yakıt ve oksijen ile tekrar yanma gerçekleştirilir. İkinci yanma odasından çıkan gaz karışımı, düşük basınç türbinine gönderilerek genleştirilir ve mekanik enerji elde edilir. Gaz karışımı, ısı alışverişi yapmak için ısı değiştiricisine gönderilir ve soğutulur. Daha sonra ısı geri kazanım buhar jeneratörüne giden gaz karışımından sıcak buhar elde edilerek düşük basınç türbininden mekanik enerji elde edilir. Kondanserden geçen sıcaklığı düşmüş buharlar sıvı halde çıkar. Bu arada gaz karışımında bulunan CO_2 ise ayrılarak sistem dışına atılır.



Şekil 3.3 CES çevrimi çalışma diyagramı [62]

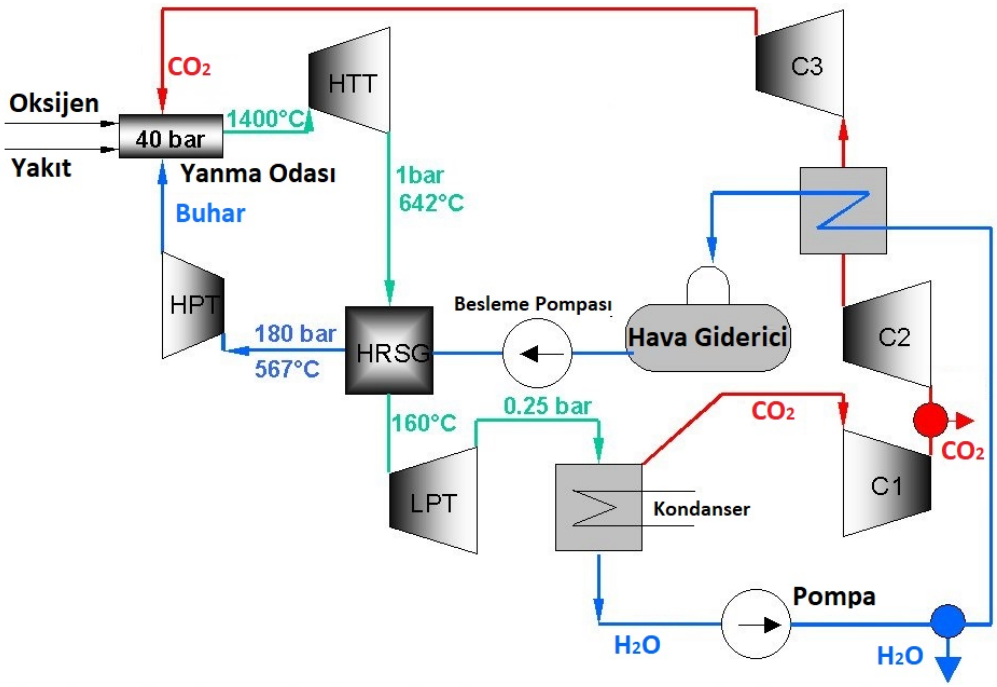
CES çevrimi tasarımının özü, roket motoru teknolojisinden uyarlanmıştır. Gaz veya sıvı haldeki yakıtların saf gaz haldeki oksijenle yakılmasıdır. Yüksek basınçlı oksi-yanma odası, bir türbinde genleşme için bir buhar/CO_2 çalışma sıvısı üretir. Oksi güç çevrimlerinde karbon yakalama ve depolama (CSS) geleneksel yaklaşımlarında olduğu gibi çok büyük bir probleme sahip eklenti değildir, yani

sürecin doğal bir özelliğidir. Bu çevrimlerin çoğu için uyumlu yakıtlar arasında doğalgaz, kömürden elde edilen sentez gazı, rafineri kalıntıları, biyogazlar ve petrol bulunmaktadır. Değiştirilmiş bir Siemens SGT-900 gaz türbininin tasarımı analizi ve testini içeren CES çevrimi için bir gösteri projesi, Siemens Energy ve Florida Turbine Technologies'in (FTT) desteğiyle ABD aracılığıyla Temiz Enerji Sistemi (CES) çevrimi tarafından yapılmıştır[159]. Bileşen test sonuçları ile gaz türbininin bir oksi-yakıt türbinine dönüştürülmesinin uygulanabilirliğini kanıtlamıştır, ancak daha yüksek güç seviyelerinde ve daha uzun sürelerde performansı doğrulamak için daha fazla test önerilmiştir [160].

3.1.4 GRAZ Çevrimi

H. Jericha ve Graz Üniversitesi'ndeki birkaç çalışma arkadaşı, 1985'te atmosfere herhangi bir zararlı emisyon yaymayan güç çevrimleri geliştirmeye başlamıştır. CIMAC Konferansı Oslo'da bir H_2-O_2 dâhili olarak ateşlenen buhar çevrimi için ilk öneri sunulmuştur [161]. ASME Nice'da ise yüksek verimli bir sistem geliştirilerek çözüm olarak gösterilmiştir [162]. Ayrıca bu sistemin yanma odasının detaylı tasarımı, CIMAC Florence'a sunulmuştur [163]. Çevrimin temellerinde Japon araştırma kurumları ile yapılan görüşmeler sonucunda MHI tarafından 500 MW'lık bir santral için ortak bir teklifle çalışma yapılmıştır [164]. Bu tür enerji santralleri için yakıt tedarikinin suyu bölerek hidrojen ve oksijen üreten yüksek verimli güneş santrallerinin o zaman için mümkün olmadığı ortaya çıkmıştır. Bu nedenle ilk adım olarak CO_2 tutan gaz türbinlerini ateşlemek için fosil yakıtların kullanılması mantıklı görülmüştür. Temel olarak hidrojen yerine fosil yakıtlar için aynı çevrim konfigürasyonu Jericha ve diğerleri tarafından önerilmiştir (CIMAC Interlaken 1995 ve ASME, 95-CTP-79, Viyana 1995'te). Çevrim ortamının neredeyse saf buhardan değişen CO_2 ve H_2O bileşimlerinin karışımına geçişi, turbo makinelerin düzeninde kısmen ek zorluklara neden olmuştur. Çoğunlukla karbondioksit kullanan oksi-yanma çevrimleri ile ilgili diğer bilimsel çalışmalar da son zamanlarda yayımlanmıştır. Bu yayınlar, gazlaştırılmış kömür kullanılarak yakıtın daha verimli bir şekilde kullanılmasını önermiştir [145]. Hidrojen ve oksijenle çalışan bir gaz türbini yanma odasının tasarımı tartışılmış ve 1990'ların başında DLR Lampoldshausen ile işbirliği içinde araştırmalar yapılmıştır. Fakat hemen

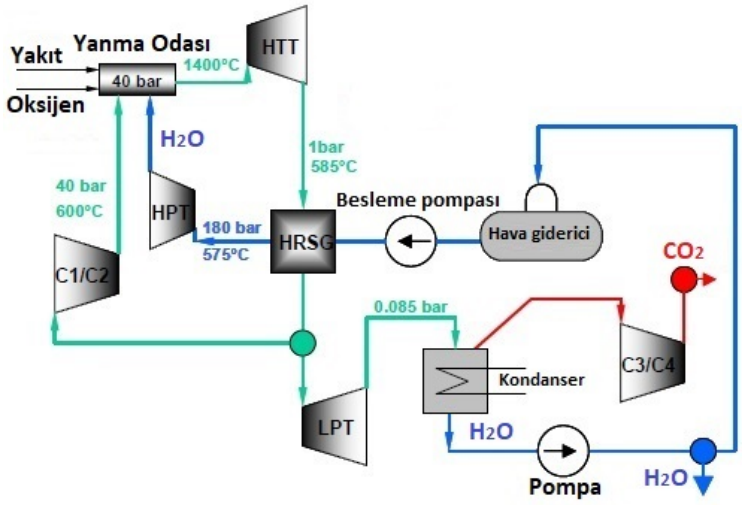
hemen tüm çalışmalarda yüksek bir yanma verimliliğine ulaşma sorunu ve optimum soğutma, her zaman sorun olmuştur. Japon araştırmacılarla ortak yapılan araştırma ile bu ortak sorun için CH_4-O_2 yanma çözümleri sunulmuştur. Elde edilen sonuçlara göre GRAZ çevrimi için metan yanması büyük ümitler vermiştir[165].



Şekil 3.4 GRAZ çevrimi çalışma diyagramı [166]

Temel olarak Graz çevrimi, yüksek sıcaklıklı bir Brayton çevriminden (kompresörler, yanma odası ve Yüksek Sıcaklık Türbin HTT) ve bir düşük sıcaklığa sahip Rankine çevriminden (Düşük Basınç Türbin LPT, kondansatör, Isı Geri Kazanımlı Buhar Jeneratörü/HRSG ve Yüksek Basınçlı Türbin HPT) oluşmaktadır. Yakıt, neredeyse stokiyometrik oksijen miktarı ile 40 barlık bir basınçta yanma odasında yanar. Brülörleri ve astarı buhar ile CO_2/H_2O karışımıyla soğutulur. Yaklaşık 1400 ˚C sıcaklıkta yanma odasından çıkan gaz karışımı %74 buhar, %25,3 CO_2, %0,5 O_2 ve %0,2 N_2 içermektedir. HTT'de akışkan 1,053 bar basıncına ve 579 ˚C'lik bir sıcaklığa genişletilir. HPT'den gelen buharla yaklaşık 330 ˚C'de soğutma yapılmaktadır. Ayrıca HTT çıkışındaki buhar içeriği %77'ye ulaşmaktadır. Kondanser basıncına doğru daha fazla genişlemenin su bileşeni için makul bir yoğunlaşma noktasında sona ermeyeceği oldukça açıktır. Böylece sıcak egzoz gazı HPT'den sonra buharlaşmak ve aşırı ısınmak için HRSG'ye gönderilir. HRSG'den

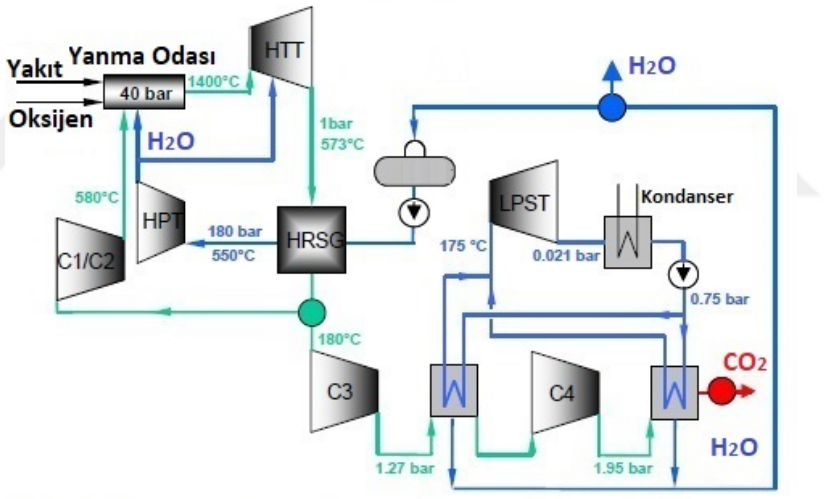
çıkan iş akışkanı LPT'de çevrim kütle akışının %45'i daha genişler. LPT çıkışı soğutma suyu sıcaklığı 8˚C ve kondenser basıncı 0,041 bar olacaktır. Kondanserde gaz ve sıvı faz ayrılır. Oradan CO_2 kullanım veya depolama için ayrılır. CO_2 sıvılaştırma için yapılan sıkıştırma esnasında daha fazla su ekstraksiyonu olduğundan dolayı atmosfere yollanan CO_2 %96 saflıktadır. Yanmadan sonra H_2O ayrılır, kondanserden gelen su HRSG'de ısıtılarak buharlaştırılır. Daha sonra 180 bar ve 549 ˚C'deki buhar HPT'ye iletilir. Genişlemeden sonra brülörleri ve HTT kademelerini soğutmak için kullanılır. Çevrim ortamının büyük kısmı HRSG'den sonraki dönüş ile ara soğutuculu ana kompresörler kullanılarak sıkıştırılır ve maksimum 600 ˚C sıcaklıkta yanma odasına beslenir. Graz çevrimine modifikasyon ile çevrim düzenlemesi çeşitli avantajlar sunmaktadır. Bir taraftan yüksek sıcaklıkta ısı girişi olurken diğer tarafdan genişleme vakum koşullarında oluşmaktadır. Böylece Carnot'a göre yüksek bir termal verimlilik elde edilebilir. Çevrimdeki iş akışkanı olarak kullanılan buharın yarısından daha azı, yoğunlaşma yoluyla ısısını serbest bırakır. Büyük kısım gaz fazında sıkıştırılır ve böylece yüksek ısı içeriğini yanma odasına geri götürür [166].



Şekil 3.5 S-GRAZ çevrimi çalışma diyagramı [166]

S-Graz çevriminde araştırmacılar, çalışma akışkanının kondanser basıncına kadar genişletilmesi için dolaşım akışından ayrılması gereken kısmını genişletmeyi önermişlerdir. Bu akış, yanma sırasında yakalanan CO_2, buharı ve soğutma buharını içerir. Soğutma tüpleri üzerinde su filmlerinin oluşumunda ve CO_2 konsantrasyonundaki yoğunlaşmada zorlukların ortaya çıktığı gösterilmiştir. Aşırı

derecede büyük kondanser, ısı transfer yüzeyine ve yüksek maliyetlere neden olmaktadır. Bu nedenle Graz çevriminin Avusturya patentinde bu kütle akışını atmosferde yoğunlaştırmak, yanma CO_2'sini ayırmak ve yoğunlaşma ısısını kullanarak suyu azaltılmış bir basınç seviyesinde yeniden buharlaştırmak diye önerilmiştir. Bu nedenle makul bir basınç seviyesinde tek basınçlı buharlaşmaya izin veren yeni bir konfigürasyon önerilmiştir (S-GRAZ). Böylece yüksek sıcaklık çevrimi ve ayrı bir düşük sıcaklık, yoğunlaştırma sürecine bölünmüştür. Yüksek sıcaklık bölümü; HTT, HRSG, kompresörler ve HPT'den oluşmaktadır. Yine yukarıda açıklandığı gibi vakum koşullarında bir çalışma sıvısı yoğunlaştırıcısının problemlerinden kaçınmak için, 1 bar aralığında çalışma sıvısının yoğunlaşması önerilmiştir. Yoğuşma için HRSG'den sonra ayrılan akıştaki ısı içeriği hala oldukça yüksektir. Bu nedenle ayrı çevrimle yeniden buharlaşma ve genleşme zorunludur [167].



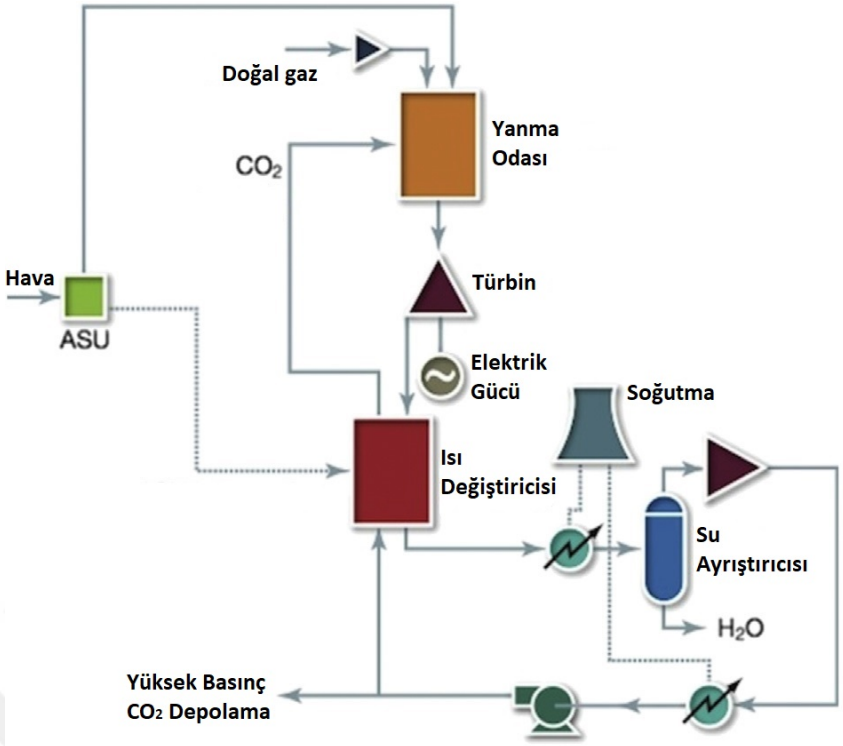
Şekil 3.6 Modified-GRAZ çevrimi çalışma diyagramı [167]

Birçok çalışma, GRAZ çevriminin yüksek verimliliğini belirtmektedir [168]. Miller vd. [169] ve Sanz vd. [168], her biri çevrimin yüksek verimliliğini koruyan, kısmi yük ve aşırı yük operasyonunda çevrimin simülasyonunu yapmıştır. Alexander [170], çalışma akışkanı olarak CO_2 kullanan Graz çevrimi versiyonuna bir optimizasyon aracını başarıyla uygulamış ve optimum çalışma noktaları bulmuştur. Thorbergsson ve Sanz'ın her ikisi de türbin giriş sıcaklığını ve yanma odasının giriş basıncını değiştirerek verim üzerine etkisini gösteren bir duyarlılık

analizi yapmıştır. Ayrıca çevrimin ana kayıplarından birinin oksijen üretimi olduğu belirtilmiştir[142], [168].

3.1.5 Allam Çevrimi

Allam çevrimi, oksi-yanma ve s-CO_2 kavramlarının birlikte kullanıldığı bir güç çevrimidir. Bununla birlikte geçmişte bu yaklaşımların başarısını engelleyen kritik sınırlamaların üstesinden gelmiştir [36], [158]. 8 Rivers Capital tarafından geliştirilen Allam çevrimi; Toshiba, Exelon ve CB&I ile ortaklaşa NET Power tarafından ticarileştirilmektedir. Dört ortak bu sistemi göstermek için doğalgazla çalışan bir enerji santrali geliştirmiştir. Ayrıntılı tasarımlar; tam karbon yakalama özelliğine sahip NET Power santrallerinin, CCS'siz son teknoloji fosil yakıt santrallerinden daha düşük maliyetli elektrik üreteceğini göstermektedir. Allam çevriminin oksijen talepleri, sıcak, geri kazanılmış CO_2 geri dönüşüm akımının yanma odasına enjeksiyonu nedeniyle önemli ölçüde azaltılır ve böylece optimum türbin giriş sıcaklığına ulaşmak için yanma sırasında gereken yakıt ve oksijen miktarı azalır. Ayrıca kriyojenik hava ayırma ünitesi (ASU) tarafından tüketilen gücün bir kısmı, ana güç çevrimine sıkıştırma ısısının gönderilmesiyle geri kazanılır. Diğer CO_2 güç çevrimlerinden farklı olarak Allam çevrimi, ASU yükünün zararlı enerji tüketimini çevrimin performans iyileştirmesine dönüştürmek için ısı geri kazanımını kullanır ve böylece net çevrim verimliliğini artırır. Allam çevrimi, iki fazlı bölgeye girmemesi için dikkatli bir şekilde sıkıştırma yapılır ve yüksek bir geri dönüşüm oranıyla çalışır. Böylece zararlı emisyonlar üretmeyen ekonomik bir çevrim olarak tanınmıştır. Sistem s- CO_2 çalışma akışkanı ile çalıştığı için 78 barın üstünde olan karbondioksit, sistemden vana ve gerekli boru hattı ile basınçlı bir şekilde çıkarılabilir. Böylece karbon yakalama ve depolama maliyeti ortadan kalkmış olur. Mevcut süreç modellemesine dayalı olarak doğalgaz ve kömür gazı gibi yakıtlı sistemler için hedef, yüksek verim ve sıfır zararlı emisyondur [47].



Şekil 3.7 Allam çevrimi çalışma diyagramı [47]

Temel olarak Allam çevrimi; süperkritik fazda karbondioksit çalışma akışkanı kullanan, yüksek oranda geri kazanılmış, yüksek basınçlı Brayton çevriminden oluşur. Türbini çalıştırmak için oksijen ve bir karbondioksit seyreltme akımı varlığında basınçlı ortamda gaz yakıt yakılarak gönderilir. Genleşen gazlar, ısı değiştiricisinde soğutulurak içinde bulunan su ayrıştırılır. Kalan nominal olarak saf CO_2 çalışma akışkanı yeniden basınçlandırılır, reküperatif ısı değiştiricisinde türbinden gelen sıcak egzoz gazıyla yeniden ısıtılır ve ardından yanma odasına tekrar gönderilir. Allam çevriminin basitleştirilmiş bir çalışma diyagramı Şekil 3.7'de gösterilmiştir. Bu çevrimin belirgin bir özelliği ise farklı bir yanma işlemine sahip olmasıdır. Yakıt ve oksijenle, sıcak ve yüksek basınca sahip CO_2 ile karışarak yakılır. Yanma odasındaki kütle akışının yaklaşık %95'ini CO_2, %5'i ise oksijen ve yakıttır. Türbinden çıkan çalışma sıvısının %90'dan fazla CO_2 olmasını sağlayarak yanma ürünlerini seyreltir; yanma sıcaklığını düşürür ve çevrimde önemli miktarlarda ısının tutulmasını sağlayarak hem yakıt hem de oksijen gereksinimlerini düşürür. Oksijen gereksinimlerini düşürerek, hava ayırma ünitesi, gerekenden daha küçük hale gelebilir ve hem yatırım maliyetini hem de enerji gereksinimlerini azaltır. Böylece Allam çevrimiyle oksi-yanmalı güç

sistemlerinin önündeki büyük bir engel kaldırılmış olunur [36], [158]. Sisteme dışarıdan yakıt ve oksijen eklemesi yapıldığından dolayı sistemdeki kütlenin sabit kalması için yanma ürünlerinin bazıları sistemden çıkarılır (CO_2 ve H_2O gibi). Türbinden çıkan karışımın içindeki su, reküperatif ısı değiştiricisinde yoğunlaştırılmaya başlanır. Isı değiştiriciden çıktıktan sonra, suyun geri kalanı soğutma suyuna karşı yoğunlaştırılır ve suyun çıkarıldığı bir su ayırıcıya gönderilir. Esas olarak CO_2'den oluşan sonuçta ortaya çıkan çalışma sıvısı sıkıştırılır ve reküperatif ısı değiştiricisi aracılığıyla yanma odasına geri döndürülmek üzere pompalanır. Sistemin kütle dengesini korumak için fazla CO_2 sistemden dışarı aktarılır. Bu işlem; yüksek basınçlı, yüksek saflıkta karbondioksit akışının, yakalama sonrası sıkıştırma için daha fazla kayıp olmadan doğrudan bir boru hattına iletilmesini sağlayan bir sıkıştırma sonrası yapılır. Çalışma akışkanının geçtiği malzemeler karbonikasit deformasyonuna karşı dirençli olmalıdır. Bu, olası epoksi veya polimer bazlı astarların eklenmesiyle korozyona dayanıklı paslanmaz çelikler gibi alaşımların kullanılmasıyla gerçekleştirilir. NET Power, çevrim için yeni bir süperkritik CO_2 yanma türbini geliştiren Toshiba şirketi ile yakın bir şekilde çalışmaktadır [49], [171].

3.1.6 Diğer Oksi-Yanmalı Güç Çevrimleri

Günümüzde en çok kullanılan ve üzerinde hala araştırma yapılan beş oksi-yanmalı güç sistemi detaylı olarak açıklanmıştır. Bunların dışında üzerinde çalışmalar yapılmış oksi-yanmalı güç sistemlerinin isimlerini söylemek gerekirse; AZEP [172], [173], ZEITMOP [174], OXYFY-REF [175], [176], COOLCEP-S [76], Novel O_2/CO_2 [177], ZE-SOLRGT [178], Buhar-CO_2 geri kazanım-yeniden ısıtma çevrimine sahip su buharı Rankine çevrimi [179], Buhar-CO_2 reküperatif-yeniden ısıtma Brayton çevrimine sahip su buharı Rankine çevrimi [179] ve LNG yarı kombine süper kritik CO_2 Rankine [175] çevrimleridir.

Görüldüğü üzere birçok oksi-yanmalı güç sistemi mevcuttur. Hepsinin kendine has bir tasarımı ve kendine has bileşenleri mevcuttur. Bu oksi-yanmalı güç sistemlerinin birisine avantajlı dememiz için istenen koşullar ve parametrelerin bilinmesi gerekmektedir. Yani verim noktasında bir çevrim, ekolojik bakımdan bir çevrim, güç bakımından bir çevrim, ekonomik bakımdan bir çevrim, güvenlik

bakımından başka bir çevrim en uygun oksi-yanmalı çevrim olabilmektedir. Bu yüzden oksi-yanmanın enerji, ekserji, ekoloji ve ekonomi bakımından nasıl sonuçlar verdiğini görmek için hemen hemen aynı sistem bileşenlerine sahip bir sistem ile kıyaslanması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır. Böylece oksi-yanmalı gaz türbini güç sistemi, geleneksel hava ile yanmalı rejeneratörlü gaz türbini güç sistemi ile kıyaslaması yapılmıştır.

3.2 Oksi-Yanma Gaz Türbini Güç Çevrimi Analizi

Son yıllarda artan çevresel duyarlılık ve küresel ısınma krizi ile birlikte zararlı emisyon oluşumuna yönelik ceza ve yaptırımların artırılması gündemdedir. Böylece yeşil enerji sistemleri üzerine çalışmalar yoğunlaşmaktadır. Yenilenebilir enerji sistemleri üzerine yatırımlar oldukça fazla olmasına rağmen gerekli enerji talebini karşılayamamaktadır. Bu yüzden fosil yakıtlı enerji sistemlerinin çevre dostu haline dönüştürülmesi mecburidir. Çünkü fosil yakıtların yakılması, NO_x ve CO gibi zararlı emisyon oluşumuna ve atmosferdeki sera gazı emisyonlarının artmasına sebep olmaktadır. Yakıtların yanması sonucu oluşan karbondioksit konsantrasyonlarının istenilen değerlerde tutulmasını sağlayan en önemli teknolojilerden biri oksi-yanmadır [43]. Oksi-yanma ile yüksek karbondioksit ve neredeyse sıfır azot oranının olduğu bir baca gazının elde edilmesi, karbon yakalama ve depolama teknolojisinde enerji ve yatırım maliyetlerinin önemli ölçüde düşmesini ve karbondioksitin kolayca yakalanıp depolanmasını sağlamaktadır. Oksi-yanma temelinde MATIANT, CES, SCOC-CC, NET Power, GRAZ çevrimleri gibi farklı uygulamalar bulunmaktadır. Bu oksi-yanma çevrimlerinin kıyaslamaları yapılmış ve avantajları sayısal verilerle ortaya koyulmuştur [54], [62]. Bunun yanı sıra birçok çalışmada oksi-yanmalı güç çevrimlerinin termodinamik analizleri yapılmıştır[74], [180]–[183] ve çevrimlere çeşitli modifikasyonlar ile daha verimli hale getirilmesi için öneriler sunulmuştur [79], [81]. Oksi-yanma sisteminin temelini oluşturan yanmanın, karakteristikleri hakkında farklı durum ve parametreler için çalışmalar ortaya koyulmuştur. [91], [184]. Ayrıca hava ayrıştırma ünitesi, yanma odası, karbon yakalama ve depolama gibi çevrim komponentleri üzerinde de detaylı enerji ve maliyet hesapları yapılmıştır [65], [66], [185]–[188]. Oksi-yanmasının termodinamik

karakterizasyonu üzerine enerji ve ekserji boyutunda detaylı analizler yapılmıştır. Ayrıca oksi-yanma ile geleneksel hava ile yanmanın termodinamik yönünden kıyaslaması yapılmıştır [101].

Scaccabarozzi vd. [48] tarafından Allam çevriminin; maksimum verimlilik için modelleme varsayımlarının ve ekipman performansının, optimal çevrim değişkenleri ve verimlilik üzerindeki etkileri incelenmiştir. Soğutma ortamı sıcaklığının, hava ayırma ünitesinin güç tüketiminin, rejeneratörün etkinliğinin ve türbin soğutma sisteminin etkinliğinin çevrim verimliliğini etkileyen ana faktörler olduğunu göstermektedir. Thorbergsson ve Grönstedt [142] İki oksi-yanma kombine çevriminin (SCOC-CC ve Graz) karşılaştırmalı bir analizi gerçekleştirmiştir. Graz çevrimi, optimum verimlilikte daha düşük basınç oranına sahiptir ve SCOC-CC'den çok daha yüksek güç yoğunluğuna sahiptir. Khallaghi vd [189] EGR gerektirmeyen aşamalı oksi-yakıt doğal gaz kombine çevrim (SOF-NGCC) önerilmiş ve fizibilitesi değerlendirilmiştir. SOF-NGCC, Allam çevrimine göre daha az karmaşıktır ve daha küçük ekipman gerektirir. Kotowicz vd. [190] süper kritik oksi-yanma tesisinin farklı ASU ve kazanlarla oluşturduğu dört varyantını termodinamik ve ekonomik analizlerini sunmaktadır. Shan vd. [191] farklı yanma koşulları, oksijen konsantrasyonları ve yakıtlar gibi çalışma koşullarında, farklı basınç ve çalışma akışkanlarıyla TBRC sistemi üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Sistemdeki Brayton çevriminin optimum basıncının yanma oksijen konsantrasyonu ile arttığı tespit edilmiştir. Sistem verimliliği %21 O_2/N_2 koşulları ve %30 O_2/CO_2 koşullarında benzer çıkmıştır. Son vd. [192] s-CO_2 oksi-yanma sistemini konsantre güneş enerjisi (CSP) ile entegre ederek yeni bir çözüm tasarlamıştır. Önerilen kavram geleneksel olarak ayrılmış sistemlere kıyasla yakıt tüketiminin %17-38 oranında azaldığını göstermektedir. Tahir vd. [193] gözenekli bir plakalı reaktör içindeki oksi-yakıt yanmasının özelliklerini analiz etmiştir. Metan-hava yanmasının ve oksi-yakıt yanmasının modellenmesi için simülasyona modifiye edilmiş iki aşamalı reaksiyon kinetiği modeli dâhil edilmiştir. Farklı oksitleyici oranları, kütle akış hızları ve reaktör yükseklikleri için simülasyonlar yapılmıştır. Sonuçlar, 0,243'lük bir oksitleyici oranına sahip oksi-yanmanın, hava ile yanma ile aynı adyabatik alev sıcaklığına sahip olabileceğini göstermiştir. Habib vd. [194] iki temel oksi-yanma çevrimi önceden karıştırılmış

ve önceden karıştırılmamış yanma koşulları altında incelenmiş ve sonuçları ekserji yıkımı, birinci ve ikinci kanun verimleri açısından karşılaştırılmıştır. Wimmer [195] Oksi-yanma potansiyelini göstermek için iki yüksek verimli NET power çevrimi ve Graz çevrimi termodinamik olarak optimize etmiş ve tam yükte karşılaştırmıştır. Graz çevrimi için oksijen beslemesi dikkate alındığında NET power çevrimi için %52,7'ye kıyasla, %53,5 ile biraz daha yüksek verimlilik göstermektedir.

Oksi-yanma güç sistemlerinde genelde yüksek miktarda ısı ve güç ihtiyacını karşılayan metal, cam ve seramik üretim tesislerinde, yakma tesislerinde ve termik santrallerde uygulama imkanı bulunmaktadır [196]. Oksi-yanma proseslerinde yanma odasında sisteme verilen normal havanın yerini O_2 konsantrasyonu ya da miktarı daha fazla olan oksijence zenginleştirilmiş hava almaktadır. Oksi-yanma gerçekleştiğinde yanma sonucunda açığa çıkan gazlarda CO_2 konsantrasyonu artmakta ve hatta saf O_2 ile kullanılması durumunda ise sadece CO_2 ve su üretilmektedir. Bu sayede açığa çıkan yoğun CO_2 kolaylıkla yakalanıp depolanabilmektedir [197]. Üretilen CO_2'in büyük bir oranda ve hatta tamamen tutulması CCS sistemlerinin daha verimli ve ekonomik çalışmasına olanak tanımıştır. Oksijen konsantrasyonunun artışı NO ve SO_2 emisyonlarını arttırırken yanmamış yakıt (CO) ve NO_2 emisyonlarını azaltmıştır. Yüksek oksijen oranı her iki yanma atmosferi için yanma verimini iyileştirirken aynı oksijen derişiminde benzer yanma verimleri elde edilmiştir [198].

Bunların yanında tesis verimini arttırırken yakıt maliyetlerini azaltması, yapılacak modifikasyonlar ile diğer zararlı partiküllerin filitrelenmesine de olanak sağlayabilmesi, diğer karbon yakalama teknolojilerine nazaran rekabetçi oluşu ve hava ile yakmaya göre daha küçük boyutlarda yanma odasına sahip oluşu gibi avantajları da vardır [199]. Yukarıda bahsedilen avantajlarına karşın yatırım ve işletme maliyetinin fazla olması, depolama şartlarının kısıtları, depolanan CO_2'in taşınmasında karşılaşılan zorluklar, CO_2 teminindeki sürekliliğin sağlanamaması ve sürekliliği olmayan bölgesel politikalar gibi dezanavantajlarının olması ugulamada yaygınlaşmasının önüne geçmektedir [200]. Ayırca hem karbon yakalama teknolojileri hem de oksi-yanma prosesleri ile ilgili birçok makale, bildiri, rapor ve patent bulunmaktadır.

Termik sistemlerde üretilen gücün ya da termik verimin maksimum yapılması tek başına yeterli ve gerçekçi bir kriter olamamaktadır. Bunun nedeni ise ulaşılacak gücün veya

sağlanacak ısıl yükün ne büyüklükteki bir makineden sağlanacağının belirsizliğidir. Bu nedenle termik sistemlerin değerlendirilmesinde güç ve verim ifadelerinin yanında sistemin boyutlarının amaç fonksiyonlarına dahil edilmesi daha gerçekçi yaklaşımların yapılmasını sağlayacaktır. Bu amaçla sistem boyutlarını ve performansını termodinamiğin birinci yasası çerçevesinde ele alan ve ilk defa Şahin vd. [201] tarafından üretilen gücün çevrimin maksimum hacmine oranı olarak tanımlanan güç yoğunluğu bir Brayton çevrimi için önerilmiş olup bununla birlikte bu fonksiyonun optimizasyonu yani özel olarak maksimizasyonu ilerleyen yıllarda farklı özellik ve yapılardaki Carnot [202]–[204], Brayton [205]–[209], Dual [210], [211], Atkinson [212], [213] ve Dizel [214] çevrimleri için gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmalarda tasarım ve tersinmezlik parametrelerinin performans kriterleri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Genel olarak elde edilen sonuçlar maksimum güç şartlarındaki verilerle karşılaştırılmış ve maksimum güç yoğunluğu şartlarının verim ve boyutlar açısından daha avantajlı olduğu görülmüştür. Sonuç olarak, avantaj ve dezavantajları ile yatırım maliyetleri birlikte düşünüldüğünde daha uygulanabilir sonuçlar elde edilebilecektir.

Bir sistemin veya elemanın faydalı iş potansiyelini nasıl kullandığı hakkında bilgi veren ekserjetik performans katsayısı (EPC), birim kayıp oranı başına toplam ekserji çıktısı olarak tanımlanır ve bir güç çevriminde EPC değerinin maksimum olması amaçlanır. Bu kapsamda tersinmezliklerin ya da kayıpların dikkate alındığı rejeneratif gaz türbinli kojenerasyon [215], Dual çevrimli kojenerasyon [216] ve Dual-Miller çevrimli kojenerasyon [217] sistemleri için EPC analizleri gerçekleştirilmiştir. Genel olarak sonuçlar göstermiştir ki EPC değerinin maksimum olduğu koşulların entropi üretim oranı, ekserji verimi ve ilk yatırım maliyeti yönünden daha avantajlı olduğu ancak boyutsuz ekolojik fonksiyon ve boyutsuz toplam ekserji çıktısının maksimum değerlerine göre daha düşük ekserji çıktısına sahip olduğu görülmüştür. Güç çevrimleri ile birlikte farklı türlerdeki soğutma çevrimlerine [218]–[220] de uygulamaları gerçekleştirilmiştir.

Hem birinci hem de ikinci yasaya ait çıktıların birlikte kullanıldığı ve sistemin hem performansı hem de ekolojik etkileri ile ilgili bilgiler veren ekolojik performans katsayısı (ECOP) kriteri de bu bölümde incelenen bir başka önemli kriterdir. İlk olarak Üst [221] tarafından ekolojik fonksiyon [222] yerine ısı makinelerinde üretilen güç başına entropi üretimi olarak yeni bir amaç fonksiyonu önerilmiştir. ECOP kriteri kullanılarak bir çok optimizasyon çalışması yapılmış olup bunlardan bazıları aşağıda paylaşılmıştır. Bu kapsamda sistem içerisindeki kayıpların ve tersinmezliklerin dikkate alındığı Otto [223],

Carnot [224], [225], farklı modifikasyonlardaki Dizel [226]–[228], Dual [229], [230] Dual-Atkinson [231], [232], Organik Rankine [233] ve Ericsson [234] güç çevrimleri ile farklı özellikteki Brayton güç çevrimleri için [235]–[240] optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Yapılan çalışmalarda genel olarak çevrimlerin dizayn ve tersinmezlik parametrelerine göre parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar da literatürde bulunan ekolojik performans kriteri ve maksimum güç çıktısı kriteri sonuçlarıyla karşılaştırılarak ekolojik performans katsayısının kullanılabilirliği incelenmiştir. Sonuçlarda maksimum ECOP şartlarında çalışan çevrimlerde entropi üretimi ve ısıl verim yönünden önemli avantajların sağlandığı fakat güç çıktısında bir miktar azalmanın olduğu gözlemlenmiştir. ECOP kriterinin güç çevrimlerinin yanında ideal ve gerçek soğutma çevrimleri [241]–[244] ve farklı sayıda kaynak sıcaklığına sahip ısı pompaları [245]–[247] için de uygulamaları literatüre kazandırılmış olup bunlar deteylandırılmayacaktır.

Boyut ve güç çıktısı arasındaki ilişkiyi veren bir başka önemli kriter de efektif ekolojik güç yoğunluğu (EFECPOD) kriteridir. Bu kriter ilk olarak Gonca [248] tarafından Brayton güç çevrimi için önerilmiş olup takip eden yıllarda değişken özgül ısılı ve ara ısıtmalı ve ara soğutmalı Brayton çevrimleri [249]–[251], kombine Gaz-Buhar [252], Gas-Mercury-Steam [253], Dual-Miller–Rankine güç çevrimleri [254] ile Dizel çevrimi [255] gibi sistemlere de uygulanmış ve dizayn parametrelerinin performans kriterleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Genel olarak sonuçlar EFECPOD kriterinin tasarım ve dizayn aşamasında kullanılması ile daha gerçekçi çıkarımlar yapmaya olanak sağladığını göstermiştir.

İncelenen bir başka kriter de birim hacim değişimi başına net ekserji çıktısını veren MCP (Mean Cycle Pressure) değeridir. Hem boyut hem de performans ilişkisinin birlikte ele alındığı bu kriter ilk olarak Karakurt [256] tarafından yapılan çalışmada önerilmiş olup bu kapsamda Dizel, Otto ve Atkinson güç çevrimleri [257] ile Brayton güç çevrimi [258] için uygulamaları gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmalardan genel olarak MCP değerinin maksimum olduğu şartlarda termik verim değerinin %1-2 ve net iş değerinin de %10-12 civarında daha fazla olduğuna ulaşılmıştır. Bununla birlikte MCP değerinin optimizasyonu ile aynı şartlarda daha küçük sistemler tasarlanabilmektedir.

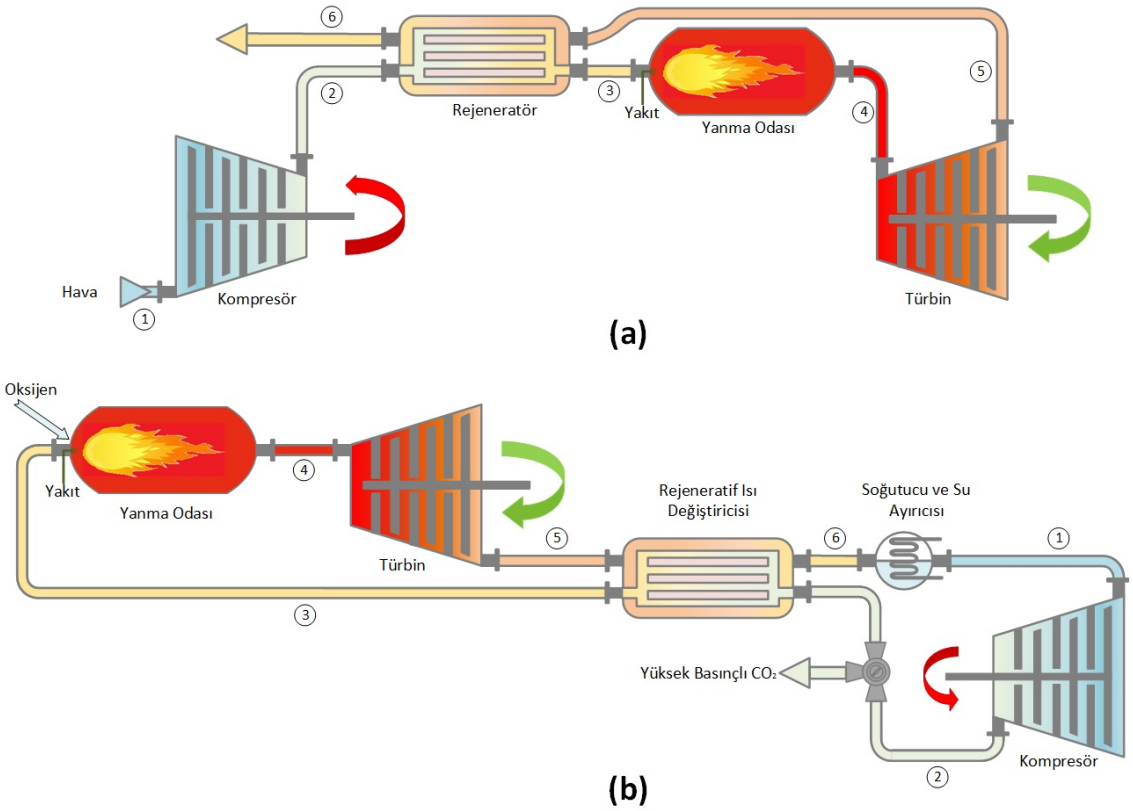
Bu bölümde, geleneksel gaz türbini güç sistemi ile aynı sistem komponentlerine sahip bir oksi-yanmalı güç sisteminin ayrıntılı termodinamik analizi yapılmıştır.

Çalışmanın yenilik ve özgünlük özelliği, oksi-yanmalı güç çevriminin geleneksel güç tesisleri ile enerji, çevresel ve ekonomik boyutta detaylı bir çalışma yapılmamış olmasındandır. Yapılan termodinamik analiz ile enerji, ekserji, çevresel ve ekonomik sonuçları detaylı incelenmiştir. Basınç oranı değişimi ile sistemden elde edilen net güç, giren ısı, genel verim, özgül yakıt sarfiyatı, eşdeğerlik oranı, yakıt hava oranı gibi enerji açısından çok önemli çıktıların sonuçları değerlendirilmiştir. Bununla birlikte ekserji analizi bakımından çok önemli olan ekserji verimi, ekserji yıkımı, güç yoğunluğu, ekserjetik performans katsayısı (EPC), ekolojik performans katsayısı (ECOP), efektif ekolojik güç yoğunluğu (EFECPOD), ekserji yoğunluğu (MCP) ve güç yoğunluğu maliyeti (COPD) değerleri hesaplanarak sunulmuştur. Ayrıca ekonomik açıdan ilk yatırım maliyeti, oksijen maliyeti ve yakıt maliyetleri hesaplanmıştır. Oksi-yanmanın çevresel olarak etkileri gösterilmiş ve geleneksel gaz türbini güç çevrimi kullanıldığında oluşan zararlı emisyon değerleri hesaplanmıştır. Bunların yanı sıra, oksi-yanmalı güç sistemleri için yanmadaki oksijen oranı değişimi ile enerji ve ekonomi çıktılarına etkisi ortaya koyulmuştur. Sonuç olarak geleneksel gaz türbini güç çevrimi ve %26, %28, %30 oksijen oranlı oksi-yanmalı güç çevrimlerinin toplam maliyetleri, elektrik satış kazancı ve toplam kârı hesaplanmıştır. 10, 20, 30 ve 40 basınç oranında bu 4 farklı çevrimin sistem bileşen komponentleri, yakıt/çevre/oksijen maliyetleriyle birlikte toplam kâr sonuçları sergilenmiştir. Böylece oksi-yanmalı güç çevriminin geleneksel güç çevrimine göre tüm avantaj ve dezavantajları ortaya koyulmuştur.

3.3 Teorik Model

Şekil 3.8'de görüldüğü üzere geleneksel gaz türbini güç sistemi ve oksi-yanmalı gaz türbini güç sistemi ortak olarak, kompresör, yanma odası, türbin ve rejeneratör/rejeneratif ısı değiştiricisine sahiptir. Sadece farklı bileşen olarak, oksi-yanmalı güç sisteminde suyu ayrıştırmada kullanılan bir soğutucu vardır. Günümüzde çok farklı kombinasyonlu oksi-yanmalı güç çevrimleri kullanılırken bu şekilde basitleştirmenin nedeni termodinamik analiz ile kıyaslamanın net bir şekilde ortaya koyulması içindir. Yapılan detaylı termodinamik analiz, şu kabuller üzerinde yapılmıştır;

- Tüm gazlar ideal gaz olarak kabul edilir ve bunların entalpileri ve özgül ısıları sadece sıcaklıkla değişir.
- Özel analiz için seçilen yakıt, gaz halinde doğalgazdır; %92.03 CH_4, %5.75 C_2H_6, %1.31 C_3H_8, %0.45 C_4H_{10} %0.46 N_2 içerir [132], [133] ve yanma, adyabatiktir.
- Yanma için sağlanan hava, nem olmadan tamamen kurudur ve sadece 0,21 mol O_2 ve 0,79 mol N_2 içerir.
- Yanmamış hava/oksijen yakıt karışımı için reaktan sıcaklığı kompresör çıkış sıcaklığına eşittir ve yakıt sıcaklığının ortam sıcaklığına eşit olduğu varsayılır.
- Yanmanın sabit durumda gerçekleştiği, yanma odasının iyi karıştırılan bir reaktör (WSR) olduğu ve birincil bölge kalış süresinin 0,002 saniye olduğu varsayılır.
- Kompresör ve türbin verimi %88'dir.
- Analizde sabit bir debide iş akışkanı ve sabit türbin giriş sıcaklığında yapılır.
- CO, NO_x ve CO_2 için zararlı emisyon hasar maliyeti C_{CO}= 0.02086 $/kg C_{NOX}=6.853 $/kg C_{CO2}= 0.01 $/kg alınmıştır [259], [100], [260]–[262].
- Elektrik fiyatı C_{el}=0.15 $/kWh alınmıştır [262], [263].
- Lefebre'ye göre yanma odasındaki basınç kaybı %2.5 ile %5 arasında değişmektedir [264]. Buna göre; türbindeki basınç kaybı dahil olmak üzere sürtünme, türbülans ve sıcaklık artışından dolayı yanma odasındaki birleşik basınç kaybının toplam %4 olduğu varsayılmaktadır.



Şekil 3.8 Geleneksel gaz türbini güç santrali diyagramı (a) ve Oksi-yanma gaz türbini güç santrali diyagramı (b)

3.3.1 Enerji Yönünden Termodinamiksel Hesaplama

Sistemlerin optimum çalışma performanslarını bulmak için MATLAB programında sayısal bir simülasyon hazırlanmıştır. Geleneksel gaz türbini enerji santrali ile yeni oksi-yakıt yanmalı güç santralinin kıyaslanması için tesisteki her bileşenin basınç, sıcaklık, özgül ısı, entalpi ve entropi değerleri hesaplanmıştır. Şekil 3.8'de gösterilen enerji sistemlerinin enerji analizi denklemleri aşağıdaki gibidir:

- **Kompresör**

Kompresör çıkış sıcaklığı, basınç oranına göre değişirken; k değeri geleneksel gaz türbini tesisi için hava, oksi-yakıt yanmalı güç sistemi için ise CO_2 alınmaktadır.

$$T_2 = T_1\left(1+\frac{1}{\eta_c}\left(Pr^{\frac{k-1}{k}}-1\right)\right) \tag{3.1}$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{ox} c_p \left(T_2 - T_1\right) \tag{3.2}$$

Kompresör işini hesaplarken c_p değeri hava ve CO_2 olarak alınarak hesaplanmaktadır. C_p değerleri sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir.

$$c_{p,g}(T)=\left[a_1+a_2T+a_3T^2+a_4T^3+a_5T^4\right]R_u \tag{3.3}$$

- **Rejeneratör/Rejeneratif Isı Değiştiricisi**

$$\dot{m}_{ox}(h_3-h_2)=\dot{m}_T(h_5-h_6)\eta_r \tag{3.4}$$

Rejeneratör basınç kaybı ve verimi hesaplama için önemlidir.

$$P_3/P_2=(1-\Delta P_r) \tag{3.5}$$

- **Yanma Odası**

Tüm gaz türbinli enerji çevrimlerinde, türbin giriş sıcaklığı sabit tutulur. Bunun sebebi türbin kanatlarının belli bir sıcaklığa kadar dayanabilmesidir [265] (1400 $^{\circ}$C). Ayrıca basınç kaybı çevrim verimi için çok önemlidir. [266]'ya göre %5'lik basınç kaybını önlemenin, sıkıştırma oranını ikiye katlamak kadar etkisi olacağını belirtmiştir. Yanma odasındaki türbülans, sürtünme ve türbin girişindeki basınç kaybı ile birlikte basınç kaybının %4 olduğu kabul edilir. Termodinamik özellikleri tam olarak hesaplamak için yanma modeli oluşturulmuştur. Yanma ürünleri, denge sabitleri dikkate alınarak eşdeğerlik oranı ve sıcaklığın bir fonksiyonu olarak hesaplanır. Yanma modeli için kimyasal denklem şu şekildedir:

$$\begin{aligned}&\varepsilon\varphi\sum_{k=1}^{k=n}m_k(C_{xk}H_{yk}O_{zk}N_{qk})+aO_2+bCO_2+cN_2 \longrightarrow \chi_1CO_2+\chi_2H_2O+\chi_3N_2\\&+\chi_4O_2+\chi_5CO+\chi_6H_2+\chi_7H+\chi_8O+\chi_9OH+\chi_{10}NO+\chi_{11}HO_2+\chi_{12}NO_2\end{aligned} \tag{3.6}$$

Buradaki χ_1'den χ_{12}'ye kadar her tür için mol sayısını temsil eder. x,y,z,q yakıtta bulunan karbon, hidrojen, oksijen ve azot atomlarının sayılarını ifade eder. **φ** genel eşdeğerlik oranıdır. ε yakıtın stokiyometrik yanmasından elde edilen molar hava yakıt oranıdır.

$$\phi=\frac{FA}{FA_s} \tag{3.7}$$

$$\varepsilon=\frac{4a}{4X+Y-2Z} \tag{3.8}$$

12 bilinmeyen mol sayısını ve mol fraksiyonunu bulmak için Ferguson'un [131] denge yöntemi kullanılır. Eşitlik ürünlerinin mol fraksiyonlarını çözmek için denklem (3.6) ve (3.8) denklemlerine ihtiyaç vardır. Bunlardan 6 tanesi, ürünler arası denge kriteri ile sağlanmaktadır. Denge ürünlerinin hesaplanmasında yanma modelinin atom dengesinden gelen 4 denklem daha mevcuttur. Bu denklemlerle Newton Rapson ve Gauss Siedel yöntemleri ile güvenli ve hassas sonuçlar elde edilir. Bu sonuçların elde edilmesi, GASEQ ve NASA CEA programları ile validasyonu, yazarların [101], [267] çalışmalarında detaylı bir şekilde gösterilmiştir. Her türün molar özgül ısı, entalpi ve entropi değerleri; (CHON) sistemlerinin termodinamik özellikleri için eğri uyma katsayıları ($\alpha_1 \ldots \alpha_n$) kullanılarak aşağıdaki ifadelerden elde edilebilir [135]:

$$\frac{\bar{h}_k}{R_u T} = \alpha_{1,k} + \frac{\alpha_{2,k}}{2} T + \frac{\alpha_{3,k}}{3} T^2 + \frac{\alpha_{4,k}}{4} T^3 + \frac{\alpha_{5,k}}{5} T^4 + \frac{\alpha_{6,k}}{2} \tag{3.9}$$

$$\frac{\bar{c}_{p,k}}{R_u} = \alpha_{1,k} + \alpha_{2,k} T + \alpha_{3,k} T^2 + \alpha_{4,k} T^3 + \alpha_{5,k} T^4 \tag{3.10}$$

$$\frac{\bar{s}_k^0}{R_u T} = \alpha_{1,k} \ln T + \alpha_{2,k} T + \frac{\alpha_{3,k}}{2} T^2 + \frac{\alpha_{4,k}}{3} T^3 + \frac{\alpha_{5,k}}{4} T^4 + \alpha_{7,k} \tag{3.11}$$

Sabit basınçta, karışımın mol fraksiyonları sıcaklıkla değiştikçe ayrışmalara bağlı olarak karışımın entalpisi değişir. Bu, aşağıdaki şekilde tanımlanan gaz karışımının nihai özgül ısısını değiştirecektir:

$$h = \frac{1}{M} \sum_{k=1}^{12} \alpha_k \bar{h}_k \left[kJ/kg \right] \tag{3.12}$$

$$\bar{s} = \frac{R_u}{M} \left[\sum_{k=1}^{n} \alpha_k \left(\bar{s}_k^o - \ln \alpha_k \right) - \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \right] \tag{3.13}$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_P = c_{p_g} = \sum_{k=1}^{12} \frac{\alpha_k}{M} \frac{\partial \bar{h}_k}{\partial T} + \frac{\bar{h}_k}{M} \frac{\partial \alpha_k}{\partial T} - \frac{\alpha_k \bar{h}_k}{M^2} \frac{\partial M}{\partial T} \tag{3.14}$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_P = c_{p_g} = \frac{1}{M} \left[\sum_{k=1}^{12} \alpha_k \bar{c}_{p_k} + \bar{h}_k \frac{\partial \alpha_k}{\partial T} - h M_T \right] \tag{3.15}$$

$$M_T = \frac{\partial M}{\partial T} = \sum_{k=1}^{12} M_k \frac{\partial \alpha_k}{\partial T} \tag{3.16}$$

Burada, yanma sıcaklı T (K) ve ürünlerin molar kütlesi M_k ve toplam ürün molar kütlesi M ile ifade edilir.

$$M = \sum_{k=1}^{12} m_k = \sum_{k=1}^{12} \alpha_k M_k \tag{3.17}$$

Ürünlerin toplam mol sayısı, reaktanların kütlesinin yanma ürünlerinin moleküler ağırlığına aşağıdaki şekilde bölünmesiyle bulunabilir ve son olarak, y_1, y_2, y_3… y_{12} mol sayıları elde edilir.

$$N = \frac{m_R}{M} \Rightarrow \nu_i = y_i N \tag{3.18}$$

Yanma odası çıkış sıcaklığını hesaplamak için:

$$T_e = \frac{T_{pz} c_p m_{ox} + T_{cox} c_{p,cox} m_{cox}}{c_p m_{ox} + c_{p,cox} m_{cox}} \tag{3.19}$$

Burada T_{pz} birincil bölge hava sıcaklığı, T_{cox} ise dilüsyon havası sıcaklığını ifade etmektedir. Ayrıca yanma odasında oluşan ısı miktarını aşağıdaki denklemle bulunur:

$$Q_{in} = \dot{m}_f LHV / \eta_{cc} \tag{3.20}$$

- **Türbin**

$$T_5 = T_4 \left(1 - \eta_T \left[1 - \left(\frac{P_4}{P_5} \right)^{\frac{1-k_g}{k_g}} \right] \right) \tag{3.21}$$

Türbin çıkış sıcaklığını elde ettikten sonra $C_{p,g}$ yi denklem(3.3)'teki gibi yanma sonrası türbine giren gaz karışımlarının detaylı hesaplaması ile elde edilir.

$$\dot{W}_T = \dot{m}_T c_{p,g} \left(T_4 - T_5 \right) \tag{3.22}$$

$$c_{p,g}(T) = \left[a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \right] R_u \tag{3.23}$$

Net güç, türbinden elde edilen gücün kompresörde harcanan güçten çıkarılması ile bulunur:

$$\dot{W}_{NET}=\dot{W}_T-\dot{W}_C \tag{3.24}$$

Özgül yakıt sarfiyatı aşağıdaki denklemden hesaplanır:

$$SFC=\left(3600\dot{m}_f 1000\right)/\dot{W}_{NET} \quad [g/kWh] \tag{3.25}$$

3.3.2 Termoekolojik ve Termoekonomik Hesaplama

Doğalgaz gibi hidrokarbon yakıtların tamamen yanması sonucu karbondioksit ve su buharı ortaya çıkar. Geleneksel güç çevrimlerinde karbondioksit ve su buharının emisyonlarını azaltmak için daha az yakıt yakılmalıdır. Oksi-yanmalı güç çevrimlerinde ise soğutucu vasıtasıyla suyun ayrıştırılması ve kompresör çıkışında bir valf mekanizması ile fazla karbondioksitin depolanması gerçekleştirilir. Bundan dolayı karbondioksit emisyonu geleneksel gaz türbinli güç sistemi için yakılan yakıtın miktarına göre hesaplanmıştır [260], [261] . Bunların dışında oluşan diğer iki tehlikeli emisyon olan NO_X ve CO emisyonları [259], [264], [268]–[271] önerdiği şekilde hesaplanmıştır. NO_X ve CO emisyonları aşağıda verilen yarı ampirik denklemler ile $EINO_x$ ve EICO (1kg başına gram) olarak elde edilmektedir. NO_X ve CO emisyonlarını hesaplamak için bu yarı ampirik formüllerin kullanıldığı birçok çalışma vardır [100], [272], [273]. Fakat istenmeyen gaz emisyonları çok yakıcı ve çalışma koşullarına özel olduğu için gerçek motor ölçümlerinde OEM garantileri gibi hassas sonuçlar vermediği bilinmelidir. Yapılan termodinamik simülasyon analizi ile elde edilen kirletici emisyonları, çevre kirliliği hasar maliyeti olarak ekonomik hesaplamaya dahil edilir.

$$\dot{m}_{NO_X}=0.459\times10^{-8}P^{0.25}Ft_{res}\exp(0.01T_{pz}) \tag{3.26}$$

$$\dot{m}_{CO}=\frac{0.179\times10^{9}\exp(7800/T_{pz})}{P^2 t_{res}(\Delta P/P)} \tag{3.27}$$

Toplam termo-ekonomik analizin yapılması için aşağıdaki denklemler ile yatırım, yakıt, çevre kirlilik maliyeti ve oksi-yakıt yanmalı çevrim için lazım olan oksijen maliyetlerini hesaplarız:

$$\dot{C}_{TOP}=\dot{C}_{inv}+\dot{C}_{yakıt}+\dot{C}_{env}+\dot{C}_{oxy} \tag{3.28}$$

$$\dot{C}_{inv} = \sum_{k=1}^{n} \dot{C}_k \ [\$/h] \tag{3.29}$$

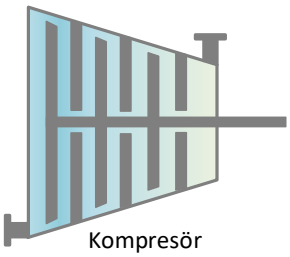
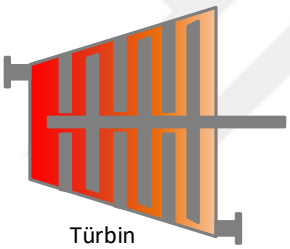
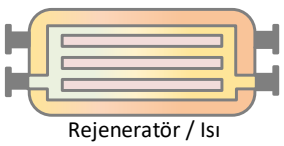
$$\dot{C}_k = \frac{\sum_{k=1}^{n} C_k CRF \varphi}{N \times 3600} \tag{3.30}$$

Buradaki k bileşenleri, C_k sermaye yatırımı ile ilişki maliyeti, CRF yıllık sermaye geri kazanım faktörünü, φ bakım faktörünü, N yıllık çalışma saati, $C_{yakıt}$ yakıt maliyeti, C_{oxy} oksijen maliyetlerini ifade eder.

$$\sum_{k=1}^{n} C_k = C_{com} + C_{cc} + C_{tur} + C_{rej/hex} + C_{cool} \tag{3.31}$$

Denklem (3.31)'deki her bir bileşenin satın alma maliyetleri [274]–[278] de kullanılmış Tablo 3.1'deki denklemlerle hesaplanır.

Tablo 3.1 Sistem bileşenlerinin yatırım maliyeti fonksiyonları ve maliyet parametrelerinin 2020 yılına güncellenmiş hali

Bileşenler	Yatırım maliyeti fonksiyonu ($)	Maliyet parametresi
 Kompresör	$C_{kom}=\frac{C_{11}\dot{m}_{ox}}{C_{12}-\eta_c}\left(\frac{P_2}{P_1}\right)\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$	C_{11}=117.74 ($/kg s) C_{12}=0.9
 Yanma odası	$C_{yo}=\frac{C_{21}\dot{m}_{ox}}{C_{22}-\left(1-\frac{P_4}{P_3}\right)}\left(1+e^{C_{23}TIT-C_{24}}\right)$	C_{21}= 75.88 ($/kg s) C_{22}= 0.995 C_{23}= 0.018 1/K C_{24}=26.4
 Türbin	$C_{tur}=\left(\frac{C_{31}m_T}{C_{32}-\eta_t}\right)\ln\left(\frac{P_4}{P_5}\right)\left(1+e^{C_{33}TIT-C_{34}}\right)$	C_{31}= 789.33 ($/kg s) C_{32}= 0.92 C_{33}= 0.036 1/K C_{34}= 54.4
 Rejeneratör / Isı Değiştirici	$C_{rek}=C_{41}\left(\frac{\dot{Q}_{rek}}{U_{rek}\left(\Delta T_{LMTD}\right)_{rek}}\right)^{0.6}$	C_{41}= 6771.3 ($/kg s) U_{rek}= 0.018
 Soğutucu	$C_{so}=C_{51}\left(\frac{\dot{Q}_{so}}{U_{so}\left(\Delta T_{LMTD}\right)_{so}}\right)^{0.6}$	C_{51}= 462.73 ($/kg s) U_{so}= 2.200

Yakıt, çevre kirletici maliyeti ve oksijen maliyeti aşağıdaki denklemlerle hesaplanır:

$$\dot{C}_{yakıt}=\dot{m}_f c_{yakıt} LHV \quad [\$/h] \tag{3.32}$$

$$\dot{C}_{env}=m_{NO_X}c_{NO_X}+m_{CO}c_{CO}+m_{CO_2}c_{CO_2} \quad [\$/h] \tag{3.33}$$

$$\dot{C}_{oxy}=\dot{m}_{oxy}c_{oxy} \quad [\$/h] \tag{3.34}$$

Son olarak sistemlerden üretilen gücün elektrik enerjisine çevrilip satılmasından toplam maliyeti çıkarıldığında net kâr hesaplanmış olur:

$$\dot{C}_{KAR}=\dot{C}_{SATIŞ}-\dot{C}_{TOP} \tag{3.35}$$

3.3.3 Ekserji Hesaplaması ve Performans Katsayıları

Ekserji dört farklı bileşene ayrılır. Bunlar fiziksel ekserji, kimyasal ekserji, kinetik ekserji ve potansiyel ekserjidir. Kinetik ve potansiyel ekserjinin ihmal edilebilir olduğu varsayılır. Fiziksel ekserji, bir sistemin bir denge durumu ile etkileşime girmesiyle elde edilen maksimum teorik yararlı iş olarak tanımlanır. Kimyasal ekserji, bir sistemin kimyasal bileşiminin kimyasal dengesinden ayrılmasıyla ilişkilidir. Kimyasal ekserji, yanma işlemlerinde ekserjinin önemli bir parçasıdır. Termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını uygulayarak aşağıdaki ekserji dengesi elde edilir:

$$\dot{E}X_Q+\sum_i \dot{E}X_i=\sum_o \dot{E}X_o+\dot{E}X_W+\dot{E}X_D \tag{3.36}$$

EX_D'nin ekserji yıkımıdır ve diğer ekserji eşitlikleri şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{E}X_Q=\left(1-\frac{T_0}{T_i}\right)\dot{Q}_i \tag{3.37}$$

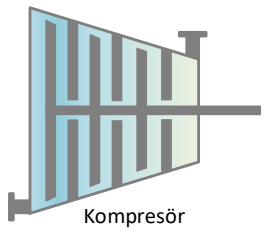
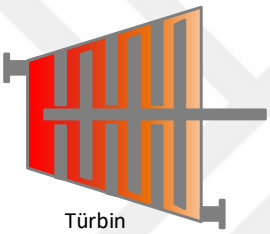
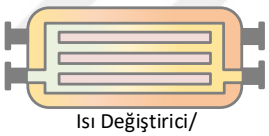
$$\dot{E}X_W=\dot{W} \tag{3.38}$$

$$ex=ex_{ph}+ex_{ch} \tag{3.39}$$

$$ex_{ph}=\left(h_k-h_0\right)-T_0\left(s_k-s_0\right) \tag{3.40}$$

$$ex_{Ch}=x_k ex_{Ch}^k+RT_0\sum x_k \ln x_k \tag{3.41}$$

Tablo 3.2 Sistem bileşenlerinin ekserji yıkımları ve ekserji verimi fonksiyonları

Bileşenler	Ekserji Yıkımı	Ekserji Verimi
 Kompresör	$E\dot{X}_{D,kom}=\dot{W}_{kom}+\dot{E}_i-\dot{E}_o$	$\eta_{ex,kom}=\frac{\dot{E}_o-\dot{E}_i}{\dot{W}_{kom}}$
 Yanma Odası	$E\dot{X}_{D,yo}=\dot{E}_i+\dot{E}_{f,yo}-\dot{E}_o$	$\eta_{ex,yo}=\frac{\dot{E}_o}{\dot{E}_i+\dot{E}_{f,yo}}$
 Türbin	$E\dot{X}_{D,tur}=\dot{E}_i-\dot{E}_o-\dot{W}_{tur}$	$\eta_{ex,tur}=\frac{\dot{W}_{tur}}{\dot{E}_i-\dot{E}_o}$
 Isı Değiştirici/ Rejeneratör	$E\dot{X}_{D,rek}=\dot{E}_{i,1}+\dot{E}_{i,2}-\dot{E}_{o,1}-\dot{E}_{o,2}$	$\eta_{ex,rek}=\frac{\dot{E}_{i,1}-\dot{E}_{o,1}}{\dot{E}_{i,2}-\dot{E}_{o,2}}$
 Soğutucu	$E\dot{X}_{D,so}=\dot{E}_i-\dot{E}_o-\dot{E}_{out}$	$\eta_{ex,so}=\left(1-\frac{\dot{E}_{out}}{\dot{E}_i-\dot{E}_o}\right)$

Güç sistemleri için en önemli performans kriterlerinden biri, üretilen gücün sistemin maksimum hacmine oranı olarak tanımlanabilecek güç yoğunluğudur. İlk olarak Şahin vd. [202] tersine çevrilebilir bir Carnot ısı motoru için güç yoğunluğunun maksimize edilmesi, daha az ağırlık ve daha fazla alanı destekleyen hacim başına güce göre en uygun motor için bir yaklaşım sunar. Bu bağlamda, efektif güç yoğunluğu (P_D) Denklem 3.42'de aşağıdaki gibi bulunur:

$$P_D = \frac{P_{ef}}{V_T} \tag{3.42}$$

Burada P_{ef} ve V_T sırasıyla sistemin etkin gücü ve maksimum hacmidir.

Her türlü termal sistem için termodinamiğin ikinci yasasının faydalı bir çıktısı olarak ekserji verimliliği, analiz edilen sistem için etkin gücün yakıt ekserjisine oranı olan Denklem 3.43'te tanımlanabilir.

$$\eta_{ex} = \frac{P_{ef}}{\dot{m}_f \psi_f} \tag{3.43}$$

Burada, P_{ef}, m_f ve ψ_f'nin etkin güç, yakıt akış hızı ve yakıtın toplam ekserjisini temsil eder.

Ekserjetik performans katsayısı (EPC) Ust vd. [279] bir kojenerasyon sistemi için toplam ekserji çıktısının ekserji yok etme oranına oranı olarak, Denklem 3.44'de EPC, sistemin veya bileşenin ekserjiyi toplam tersinmezliklere veya toplam ekserji yıkımına göre nasıl verimli bir şekilde yok ettiğini tanımlar.

$$EPC = \frac{EX_{out}}{T_0 S_i} = \frac{EX_{out}}{EX_{D,tot}} = \frac{EX_{in}}{EX_{D,tot}} - 1 \tag{3.44}$$

burada T_0 ve S_i, ortam sıcaklığı ve toplam entropi oluşumunu ifade eder; EX_{out}, EX_{in} ve EX_D sırasıyla ekserji çıktısını, ekserji girişini ve ekserji yıkımını ifade eder.

Isıl sistemler için bir diğer önemli dışsal performans kriteri de ekolojik performans katsayısıdır (ECOP). İlk olarak Ust vd. geri tersinmez Dual çevrimi için ortaya koyulmuştur [229]. Denklem 3.45'te, termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları arasında gerçekçi bir kombinasyon oluşturan, etkin gücün toplam ekserji yıkımı hızına oranı olarak tanımlanmıştır.

$$ECOP = \frac{P_{ef}}{EX_D} \tag{3.45}$$

Diğer bir güncel termoekolojik performans kriteri; etkili verimlilik, etkili güç, çevrim sıcaklık oranı ve hacim arasında gerçekçi bir sonlu zaman modeli kullanarak değerli bir bağlantı kuran etkili ekolojik güç yoğunluğudur

(EFECPOD). Gonca [248] tarafından bir gaz türbini için ilk önerilen kriter Denklem 3.46'daki gibi tanımlanır:

$$EFECPOD=\frac{\eta_{ef}P_{ef}}{\frac{T_1}{T_0}\alpha V_T} \tag{3.46}$$

η_{ef} ve P_{ef} efektif verimlilik ve efektif güç anlamına gelirken, T_1 ve T_0 sıkıştırma prosesi ve ortam koşulları için hava girişinin sıcaklığını, V_T toplam hacmi ve α maksimumun minimum çevrim sıcaklığına oranını ifade eder.

Çevrim ortalama ekserji yoğunluğu veya ortalama çevrim basıncı (MED/MCP), sistemin performansının ve boyutunun yararlı bir karşılaştırmasını yapan termal sistemler için bir başka önemli tanımdır. Karakurt ve Şahin [258] tarafından hacimsel değişime net ekserji üretiminin oranı olarak bir Brayton çevrimi için önerilmiştir, Denklem 3.47'de sıkıştırma ve genişletme işlemleri idealse veya izantropik verimlilikler 1 ise ortalama etkin basınca eşittir.

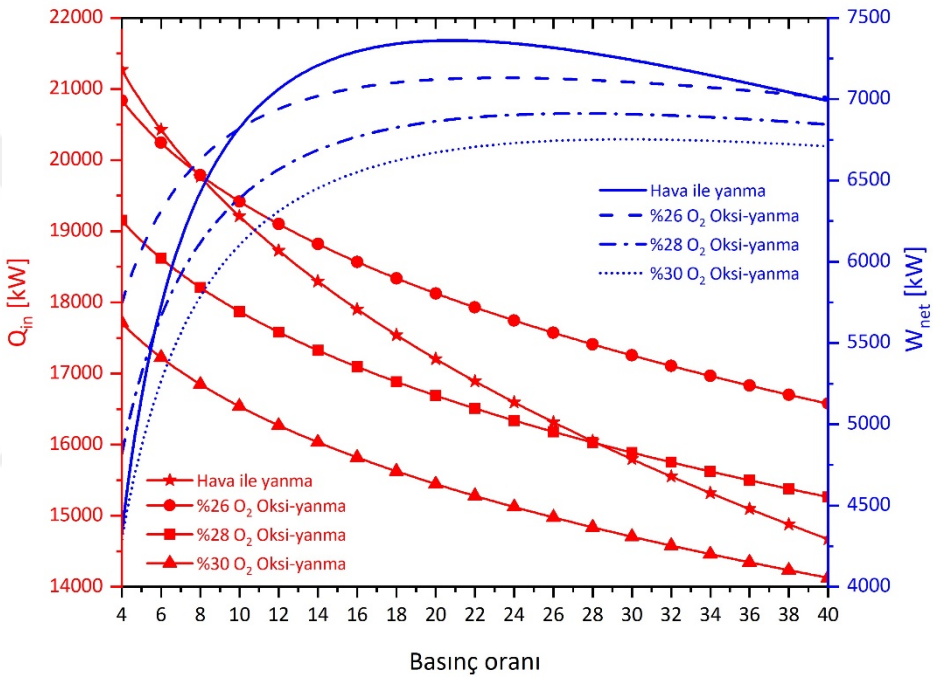
$$MED=\frac{P_{ef}}{v_{max}-v_{min}} \tag{3.47}$$

Tüm bu termodinamik kriterlerin detaylı incelemesi yapılınca, faydalı iş ve güç yoğunluğu üzerine oluşturulan parametreler sayesinde birçok grafikte görülecek sonucu bir grafikte görmemizi sağlamaktadır. Ayrıca güç sistemlerinin farklı koşul ve şartlarda incelenmesinde sonuçları net bir şekilde tek bir çıktı ile ortaya koymaktadır. Bu konuda yapılan detaylı araştırmalar sonucunda ekolojik bakımdan termodinamiksel katsayılar ortaya koyulmuşken ekonomik yönden herhangi bir çalışmanın olmadığını fark edilmiştir. Bu nedenle bu alanda analiz sonuçlarının kıyaslanmasında bizi doğrudan efektif sonuçlara götürecek bir parametre üzerine yoğun bir araştırma yapılarak güç yoğunluğu maliyeti katsayısı ortaya koyulmuştur:

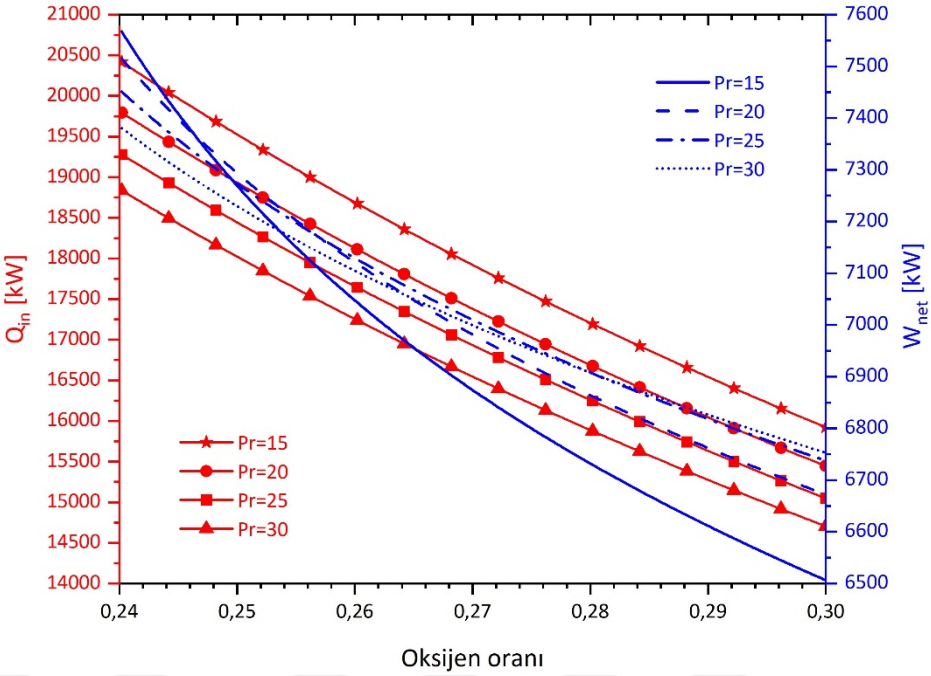
$$COPD=\frac{E\frac{T_{max}}{T_{min}}V_T}{P_{ef}\eta_{ef}}\left[\frac{\$}{kJ\times m^3}\right] \tag{3.48}$$

3.4 Oksi–Yanmalı Gaz Türbini Güç Sisteminin Enerji, Ekserji, Ekoloji, Ekonomi Analizi ve Geleneksel Güç Sistemi Kıyaslaması

Geleneksel gaz türbini güç sistemi ile oksi-yanmalı güç sistemlerinin enerji, ekoloji ve ekonomi yönünden yapılan termodinamik analiz sonuçları Şekil 3.9-3.18'de sunulmuştur. Basınç oranı ve oksijen oranı değişimine göre net güç, verim, giren ısı, özgül yakıt sarfiyatı, eşdeğerlik oranı, yakıt-hava oranı, zararlı emisyonlar ve maliyetleri, yatırım maliyeti, yakıt maliyeti, toplam maliyet ve kar maliyeti hesaplanmıştır ve sonuçları gösterilmiştir.



(a)

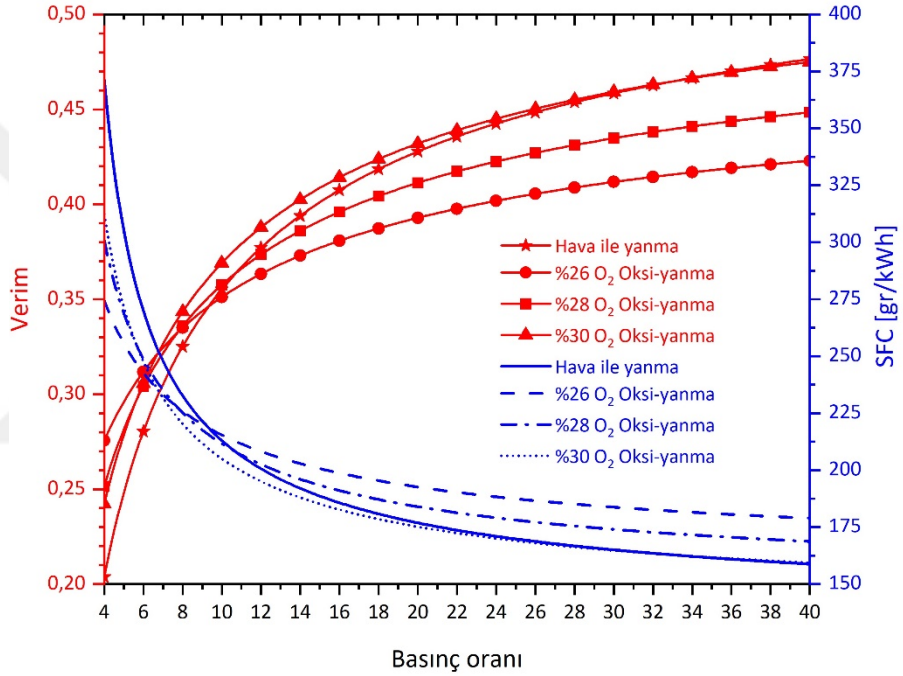


(b)

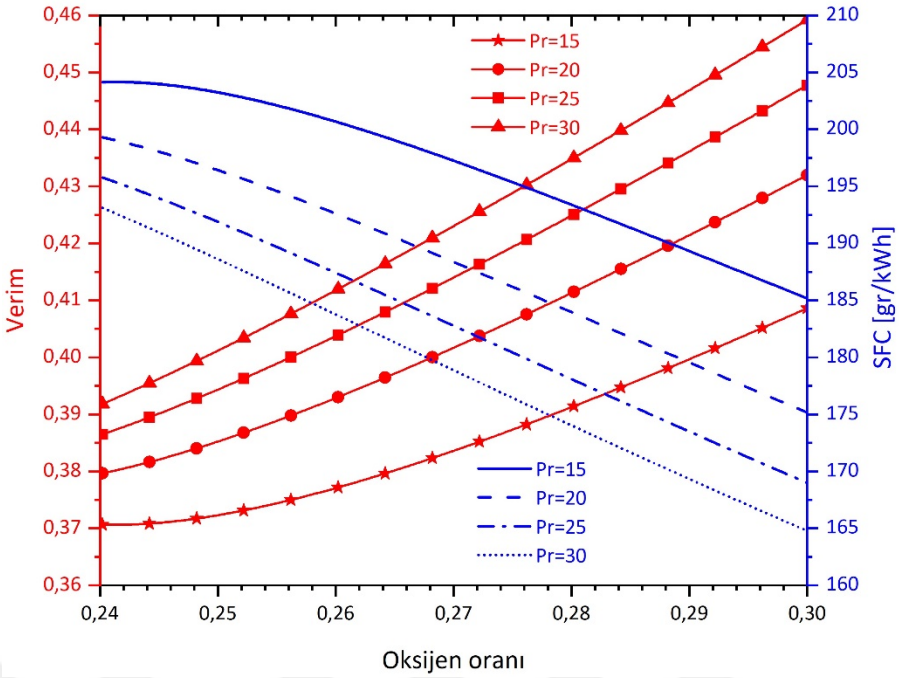
Şekil 3.9 Çeşitli oksijen oranları için giren ısı ve net gücün basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için giren ısı ve net gücün oksijen oranı ile değişimi (b)

Şekil 3.9a ve 3.9b basınç ve oksijen oranı değişiminin sisteme giren ısı ve net güç üzerindeki etkisini göstermektedir. Şekil 3.9a'da görüldüğü üzere sistemden üretilen net güç, geleneksel gaz türbini güç sisteminde basınç oranı 20,8'e kadar hızlı bir şekilde artmaktadır. Maksimum net güç elde edilen pik noktasından sonra az da olsa bir azalma gerçekleşmektedir. Bu durum oksi-yanmalı güç sisteminde de benzer özellik göstermektedir. Oksi-yanmalı güç sistemlerinde pik noktasından sonra azalma geleneksel gaz türbini güç sistemlerine göre daha düşük olmuştur. Oksi-yanmalı güç sistemlerinde elde edilen net güç, pik basınç oranı noktası %26, %28 ve %30 oksi-yanmalı güç sistemleri için sırasıyla 23,3, 27,4 ve 29,7'dir. Üretilen net güç bakımından basınç oranı 10'dan sonra geleneksel gaz türbini güç sisteminde, oksi-yanmalı güç sistemlerine nazaran daha iyi bir sonuç elde edildiği görülmüştür. Basınç oranın 4 ile 10 arası durumunda ise %26 oksi-yanmalı güç sisteminin daha fazla net güç ürettiği net bir şekilde gözükmektedir. Buna ek olarak sisteme giren ısı yönünden incelediğimizde, geleneksel gaz türbini güç sisteminin basınç oranı 8'e kadar %26 oksi-yanmalı güç sisteminden ve basınç oranı 28.3'e kadar %28 oksi-yanmalı güç sisteminden daha fazla olduğu sonucuna

ulaşılmıştır. %30 oksi-yanmalı güç sistemi ise her durumda geleneksel gaz türbini yanmasından daha az giren ısı verdiği ortadadır. Yani genel olarak geleneksel gaz türbini güç sistemi elde edilen güç bakımından daha avantajlı olsa da verilen ısı bakımından dezavantajlıdır. Şekil 3.9b'de görüldüğü üzere, oksi-yanmalı güç çevriminde hem basınç oranının artması hem de oksijen oranının artması ile verilen ısı düşmektedir. Oksi-yanmalı güç sistemlerinde oksijen oranının artması ile elde edilen net gücün azaldığı tespit edilmiştir. Bununla birlikte bu azalmalar basınç oranının 15'ten 30'a doğru gittikçe daha az bir şekilde olduğu sonucuna ulaşılmıştır.



(a)

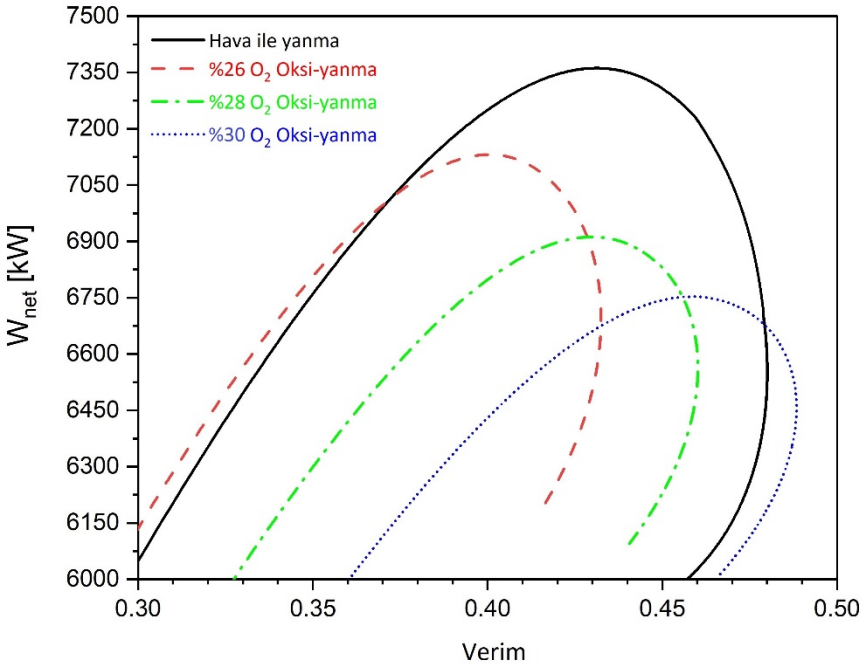


(b)

Şekil 3.10 Çeşitli oksijen oranları için verim ve özgül yakıt sarfiyatının basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için verim ve özgül yakıt sarfiyatının oksijen oranı ile değişimi (b)

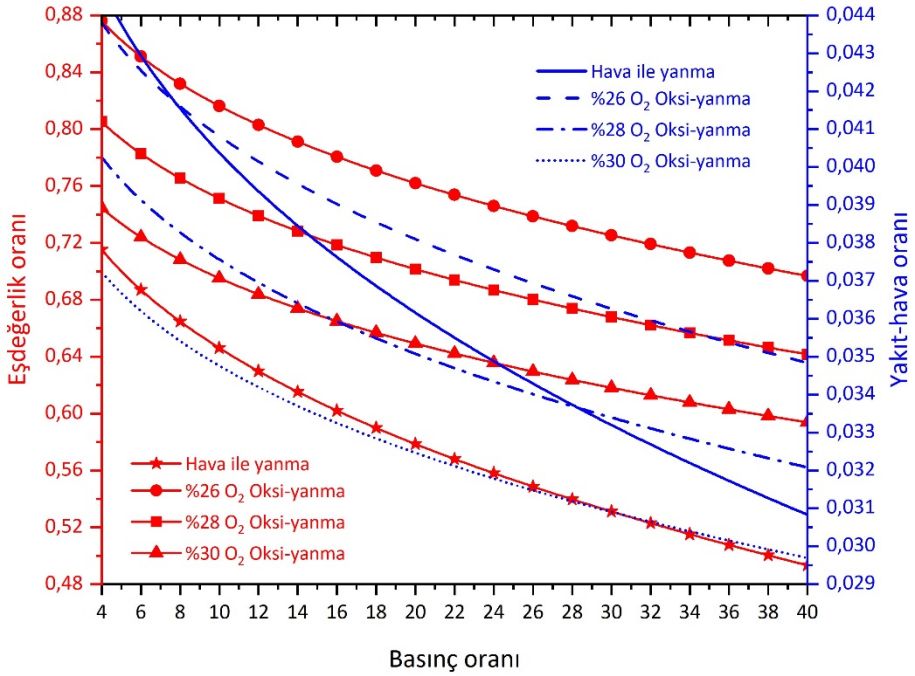
Şekil 3.10a ve 3.10b, basınç ve oksijen oranı değişiminin sistem verimi ve özgül yakıt sarfiyatı üzerindeki etkisini göstermektedir. Şekil 3.10a'da görüldüğü üzere; sistem genel veriminin basınç oranın artması ile arttığı ve özgül yakıt sarfiyatının ise azaldığı net bir şekilde ortadadır. Geleneksel gaz türbini güç sistem veriminin basınç oranı 10,8'e kadar %28 oksi-yanmalı güç çevriminden daha düşük olduğu görülmektedir. Bunun nedeni geleneksel gaz türbini güç sisteminin elde ettiği net güç fazla olmasına rağmen sisteme verilen giren ısının da fazla olmasıdır. Basınç oranı 35,3'e kadar %30 oksi-yanmalı güç çevrimi sistem verimi bakımından en iyi performansa sahiptir. Özgül yakıt sarfiyatı yönünden incelediğimizde 9,3 basınç oranına kadar geleneksel gaz türbini güç sisteminin oksi-yanmalı güç sistemlerine göre daha fazla olduğu görülmektedir. Basınç oranının 33,2'yi geçmesi durumunda ise geleneksel gaz türbini güç sistemlerinin üç oksi-yanmalı güç çevrimlerinden daha az özgül yakıt sarfiyatına sahip olduğu görülmüştür. Şekil 3.10b'de oksi-yanmalı güç çevrimlerinde oksijen oranının artması ve basınç oranının 15'ten 30'a doğru gittikçe verimin arttığı görülmektedir. Diğer yandan

oksijen oranının artması özgül yakıt sarfiyatını azaltırken basınç oranının artması ile bu fark gittikçe azalmaktadır.

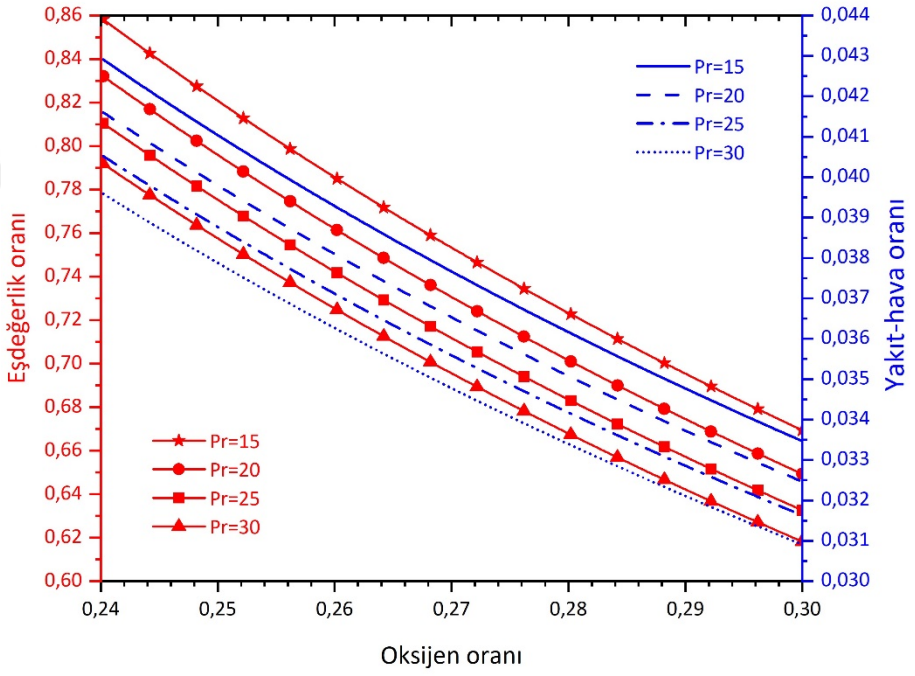


Şekil 3.11 Çeşitli oksijen oranlı oksi-yanma ve geleneksel yanma için basınç oranı değişimi ile net güç ve verim değişimi

Şekil 3.11'de görüldüğü üzere; bir sistem için iki önemli çıktı olan net güç ve verime göre oksi-yanmalı güç çevrimi ile geleneksel gaz türbini güç çevrimi performansı sergilenmiştir. Böylece %26 oksi-yanmalı güç çevriminin net güç bakımından avantajlı olduğu performans durumu ortaya koyulmuştur. Buna ek olarak %30 oksi-yanmalı güç çevriminin verim bakımından daha avantajlı olduğu performans durumu da gösterilmiştir. Bu şekil ile bir nevi sistemlerin performans haritasını çıkmış olur. Buna göre önemsenen çıktı için güç çevrimi seçilir.



(a)

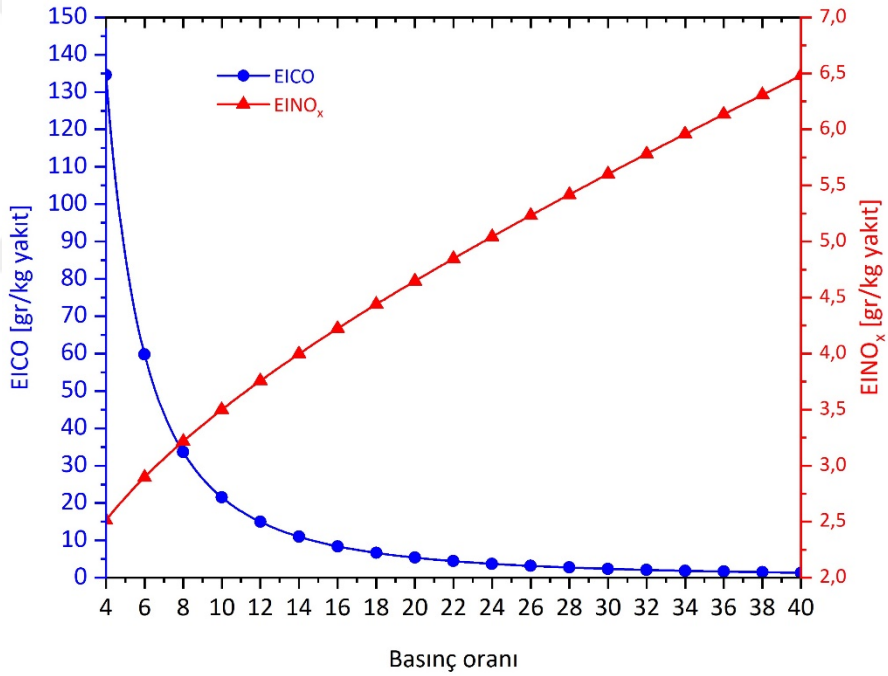


(b)

Şekil 3.12 Çeşitli oksijen oranları için eşdeğerlik oranı ve yakıt-hava oranın basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için eşdeğerlik oranı ve yakıt-hava oranın oksijen oranı ile değişimi (b)

Şekil 3.12a ve 3.12b, basınç ve oksijen oranı değişiminin yanmanın eşdeğerlik oranı ve yakıt hava oranı üzerindeki etkisini göstermektedir. Şekil 3.12a'da

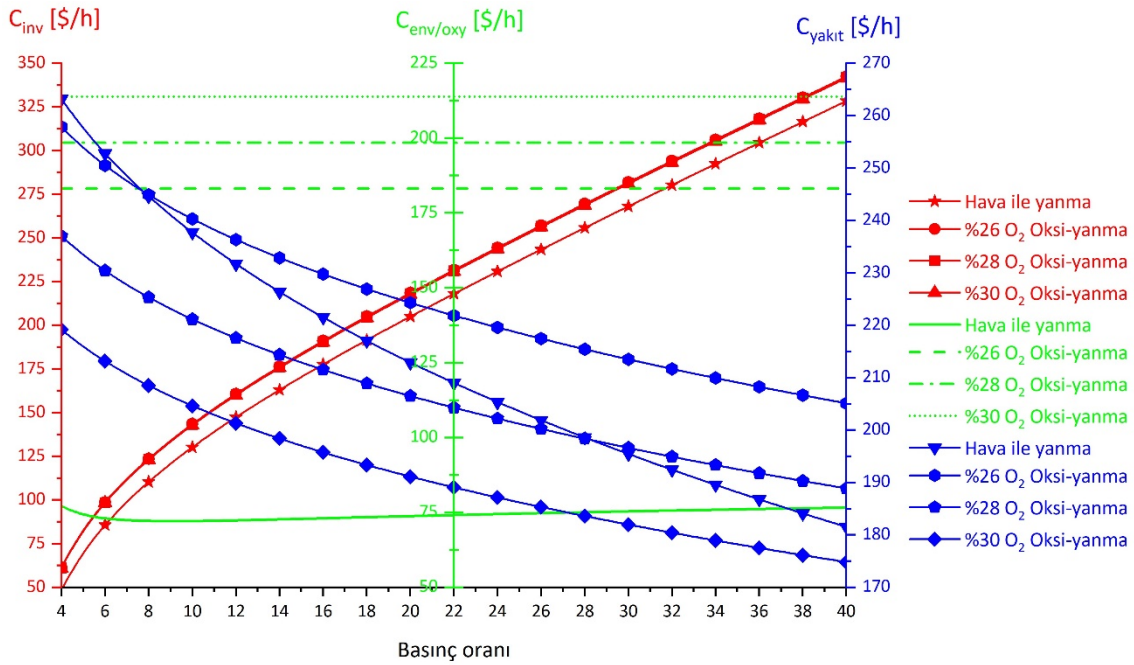
görüldüğü üzere hem geleneksel gaz türbini güç sisteminde hem de oksi-yanmalı güç sistemlerinde basınç oranı arttıkça eşdeğerlik oranı azalmaktadır. Geleneksel gaz türbini güç sistemindeki eşdeğerlik oranı azalması, oksi-yanmalı güç sistemine göre daha fazladır. Eşdeğerlik oranının düşmesi demek aynı çalışma akışkanı için daha az yakıt tüketimi demektir. Benzer şekilde, yakıt hava oranı da basınç oranının artması ile azalmaktadır. Oksi-yanmalı güç sistemleri için yakıt-hava oranı hava yerine yanmayı sağlayan oksidan ile hesaplanmıştır. Yakıt-hava oranında oksi-yanmalı güç sistemlerinde paralel bir azalma seyrederken geleneksel gaz türbini güç sistemi için daha fazla bir eğim ile azalma gerçekleşmiştir. Şekil 3.12b'de oksijen oranı arttıkça hem yakıt hava oranı hem de eşdeğerlik oranı düzenli bir şekilde azalmıştır. Basınç oranının 15'ten 30'a kadar çıkarılması ile belirgin bir fark oluşmamıştır.



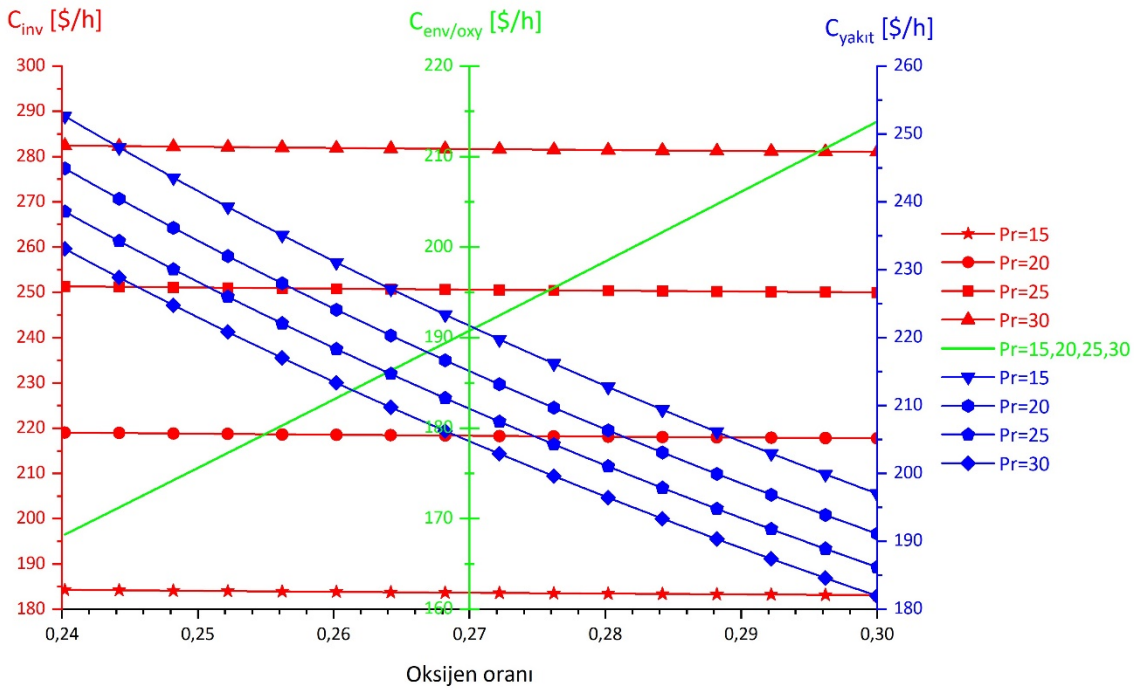
Şekil 3.13 Geleneksel gaz türbini güç çevrimi için basınç oranı ile $EINO_X$ ve EICO'nun değişimi

Şekil 3.13'de geleneksel gaz türbini güç sistemi için basınç oranına göre kg yakıt başına oluşan NO_X ve CO emisyonları görülmektedir. Böylece oksi-yanmalı güç çevrimlerinin oldukça yeşil bir enerji sistemi olduğu net bir şekilde ortadadır. NO_X ve CO gibi zararlı iki emisyonun çevreye salınımı engellenmiş olmaktadır. Bunun yanında yanma sonrası açığa çıkan H_2O, su ayrıştırıcısı ile ayrışır. CO_2 gibi küresel

ısınma için oldukça zararlı bir emisyonunun salınımını da oksi-yanmalı güç sistemlerinde depolayarak engellemiş oluruz. Bir kg doğalgaz için yaklaşık olarak 2,45 kg CO_2 [260], [261] oluştuğunu düşünürsek; oksi-yanmalı güç sistemlerini kullanarak çevreye zarar vermeden enerji üretimi gerçekleşmesinin ne kadar önemli olduğu ortaya çıkar. Ekonomik olarak bir zarar ilerde telafi edilebilecekken çevreye verilen zararların telafisi mümkün değildir. Bu nedenle gelecek yıllarda yürürlüğe girecek olan yeni zararlı emisyon ceza kuralları ile sıfır emisyonlu sistem arayışları içerisinde oksi-yanmalı güç sistemlerinin önemi daha da artacaktır.



(a)

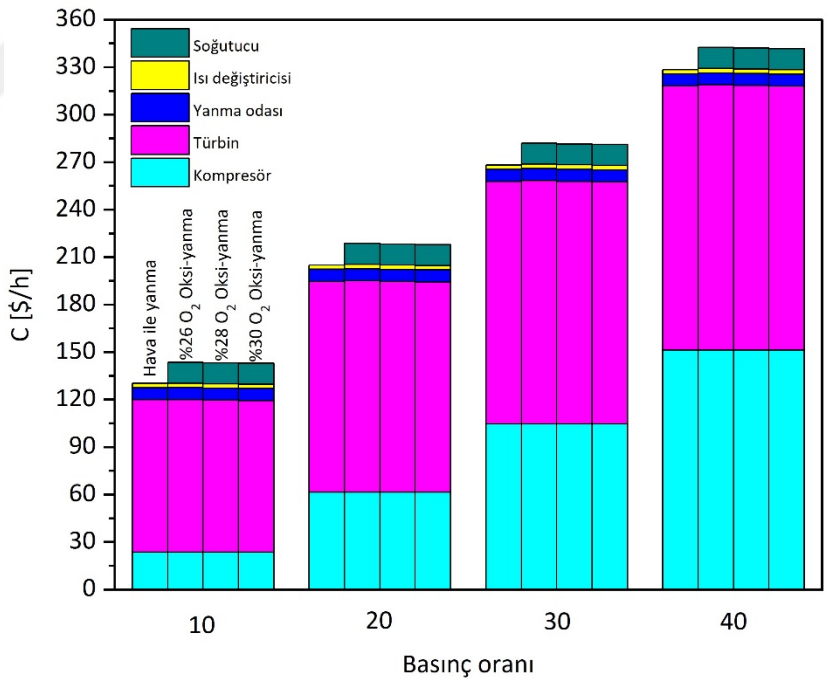


(b)

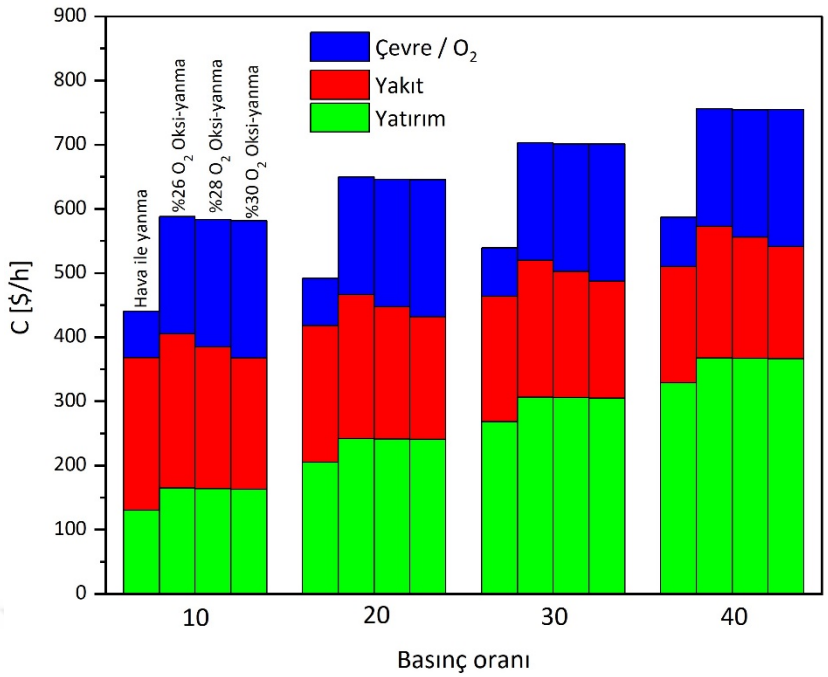
Şekil 3.14 Çeşitli oksijen oranları için basınç oranı değişimi ile sermaye yatırım maliyeti, çevre/oksijen maliyeti ve yakıt maliyetinin değeri (a), Çeşitli basınç oranları için oksijen oranı değişimi ile çevre/oksijen maliyeti ve yakıt maliyetinin değeri (b)

Şekil 3.14a ve 3.14b'de basınç ve oksijen oranının değişiminin yatırım maliyeti, yakıt maliyeti, çevresel maliyet ve oksijen maliyetine etkileri gösterilmiştir. Şekil 3.14a'da ilk yatırım maliyetlerinin basınç oranı artması ile arttığı net bir şekilde görülmektedir. Aynı zamanda geleneksel gaz türbini güç sistemi ile oksi-yanmalı güç sistemi bileşenlerinin su ayrıştırıcı soğutucu haricinde diğer bileşenlerin aynı olmasından dolayı ufak bir fark mevcuttur. Basınç oranının çevresel maliyet etkisinin incelediğimizde NO_X, CO ve CO_2 emisyonları oluşumlarının toplamına göre başlangıçta hafif azalma sonrası hafif bir artma ile devam ettiği sonucuna ulaşılmıştır. Bunun nedeni Şekil 3.13'te de görüldüğü gibi NO_X ve CO oluşumlarının birbirine ters oranda olmasındandır. Yakıt maliyetleri analizi yapıldığında sabit türbin giriş sıcaklığı için basınç oranının artması ile eşdeğerlik oranını düşer ve yakıt sarfiyatı azalır. Geleneksel gaz türbini güç sistemlerindeki yakıt sarfiyatı oksi-yanmalı güç sistemlerinden daha yüksekte başlayıp basınç oranı arttıkça bu durum değişmektedir. Sadece %30 oksi-yanmalı güç çevrimi her zaman geleneksel gaz türbini güç çevriminin altında yakıt maliyetine sahiptir.

Şekil 3.14(b)'de oksijen oranının değişimi, yatırım maliyetini değiştirmeyeceğinden dolayı sabit kalmıştır. Bunun yanında oksijen oranı arttırılırken, basınç oranının 15'ten 30'a çıkmasının oksijen maliyetine bir etkisi olmaz ve çizgiler çakışmış olur. Ek olarak, oksi-yanmalı güç çevrimlerinde hem oksijen oranının artması hem de basınç oranının artması ile yakıt maliyetleri azaldığı sonucuna ulaşılmıştır. Şekil 3.15a'da ilk sistem bileşenlerinin ilk yatırım maliyetlerini, dört farklı basınç oranı için göstermektedir. Basınç oranının artması ile yanma odası, rejeneratör/ rejeneratif ısı değiştirici ve soğutucu için hemen hemen hiçbir değişikliğe neden olmazken, kompresör ve türbin maliyetlerini oldukça arttırmıştır. Kompresör ve türbin kanatçıklarının oldukça maliyetli olması nedeni ile basınç oranı arttıkça kanatçık kademe sayıları da artmış olacaktır. Böylece doğal olarak kompresör ve türbin yatırım maliyetleri artar. Şekil 3.15b'de ise güç çevrimlerinin toplam maliyetlerinin bölümleri dört farklı basınç oranında gösterilmiştir. Böylece toplam maliyeti etkileyen yatırım, yakıt, çevre ve oksijen maliyetlerinin orantısal olarak sistemi etkiledikleri net bir şekilde görülür.

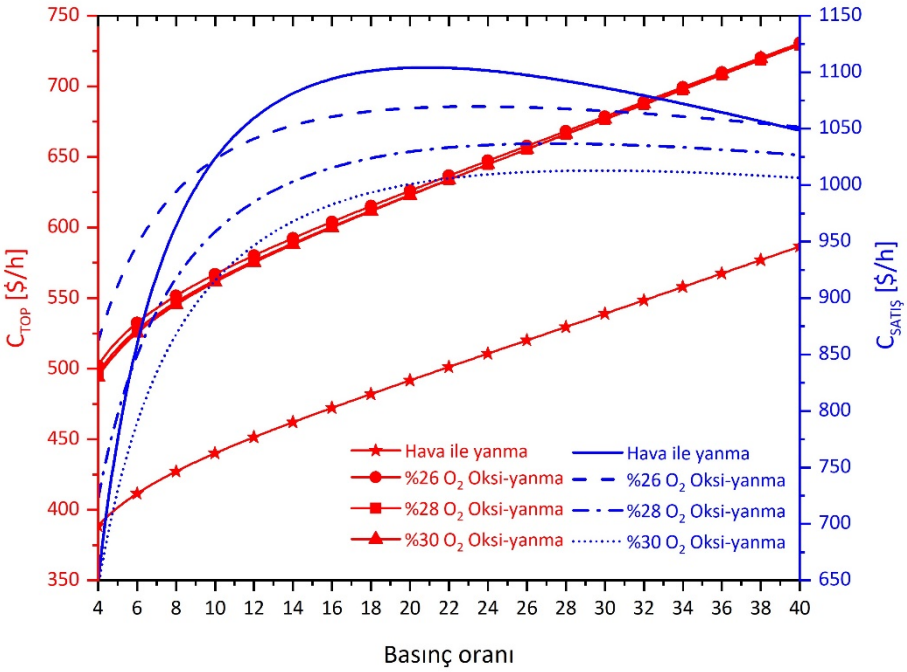


(a)

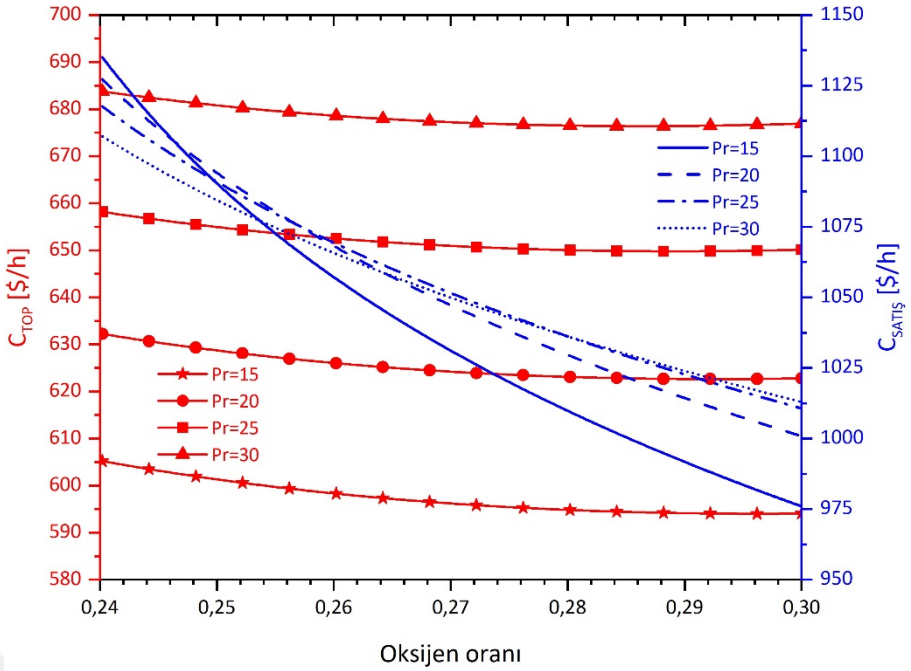


(b)

Şekil 3.15 Basınç oranı ve oksijen oranının farklı sistem bileşenleri maliyeti ile sermaye yatırımına etkisi (a). Basınç oranı ve oksijen oranının yatırım, yakıt ve çevre/oksijen maliyetleri ile toplam maliyet üzerindeki etkisi (b)



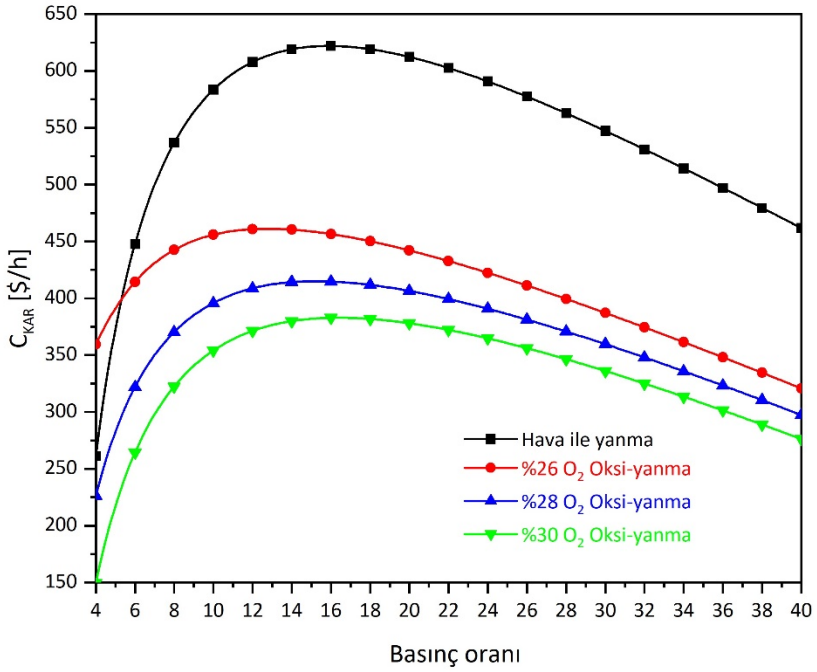
(a)



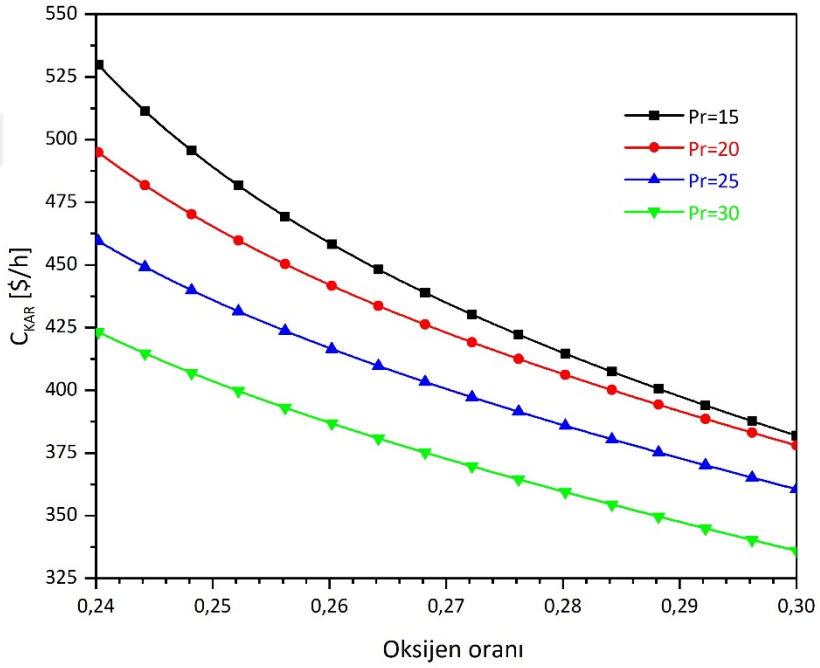
(b)

Şekil 3.16 Çeşitli oksijen oranları için toplam maliyet ve elektrik satış maliyetinin basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için giren ısı ve net gücün oksijen oranı ile değişimi (b)

Şekil 3.16a ve 3.16b'de görüldüğü üzere basınç ve oksijen oranının değişiminin toplam sistem maliyeti ve sistemden elde edilen elektrik enerjisinin satılmasına etkilerini göstermektedir. Şekil 3.16a'da oksi-yanmalı güç çevrimlerinde oksijen oranı %26'dan %30'a doğru arttıkça yakıt maliyeti azalmasına rağmen aynı şekilde oksijen oranının artması ile oksijen maliyeti artmaktadır. Bu değerler, toplam maliyet hesabında birbirini neredeyse eşitlemektedir. Böylece sistemin toplam maliyetlerinde üç farklı oksijen oranlı oksi-yanmalı güç çevriminde toplam maliyet hemen hemen aynıdır. Bunun yanında geleneksel gaz türbini güç çevriminin toplam maliyeti, oksi-yanmalı güç çevrimlerinden ortalama 150 $/h daha düşüktür. Elektrik satış maliyeti sistemlerden elde edilen net güç ile ilgilidir. Elde ettiğimiz güç, ne kadar fazla ise elektrik satışından elde edeceğimiz kazanç o kadar fazladır. Bu yüzden Şekil 3.16a ve 3.16b'de satış maliyetleri ile direkt olarak bağlantılıdır. Basınç ve oksijen oranı artması aynı şekilde etkiler. Oksijen oranının etkisi yönünden toplam maliyeti incelediğimizde oksijen oranı arttıkça toplam maliyet az da olsa azalmaktadır. Oksi-yanmalı güç çevrimlerinde basınç oranı 15'ten 30'a doğru arttıkça toplam maliyet de artmaktadır.



(a)

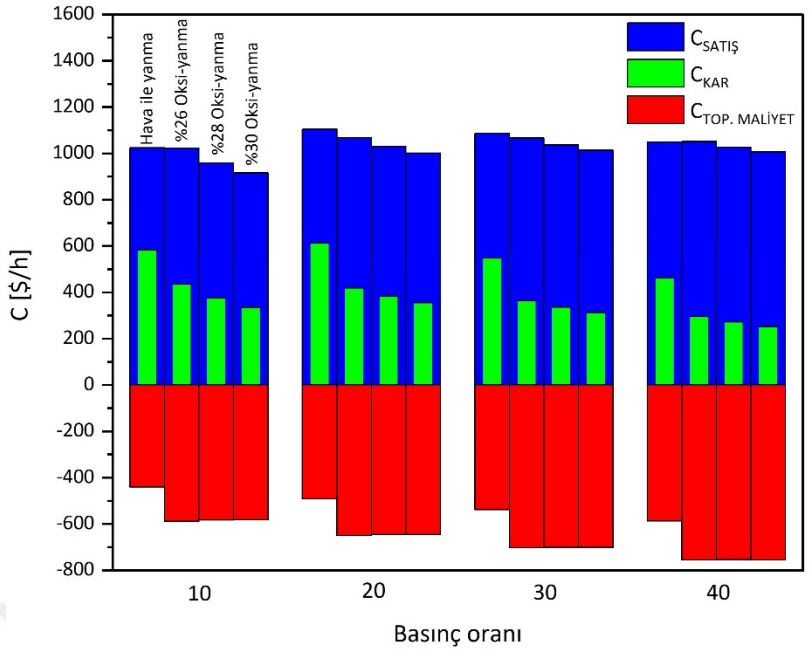


(b)

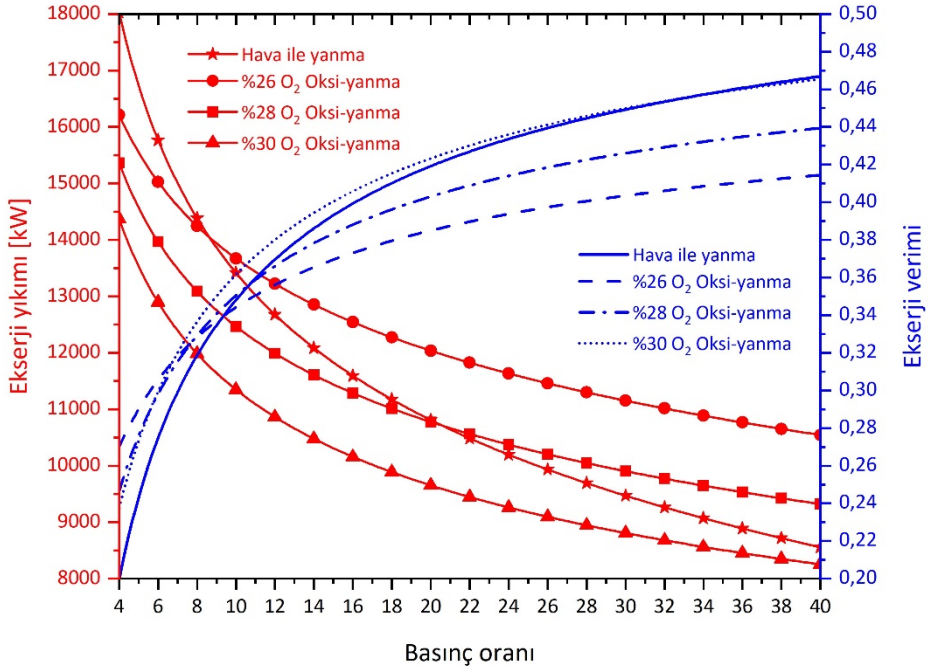
Şekil 3.17 Çeşitli oksijen oranları için toplam kârın basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için toplam kârın oksijen oranı ile değişimi (b)

Şekil 3.17a ve3.17b'de görüldüğü üzere basınç ve oksijen oranı değişiminin, elde edilen toplam kâra etkilerini göstermektedir. Elektrik satış kazançlarından toplam maliyeti çıkardığımızda toplam kâr elde edilir. Bir sistemin ekonomik analizi için

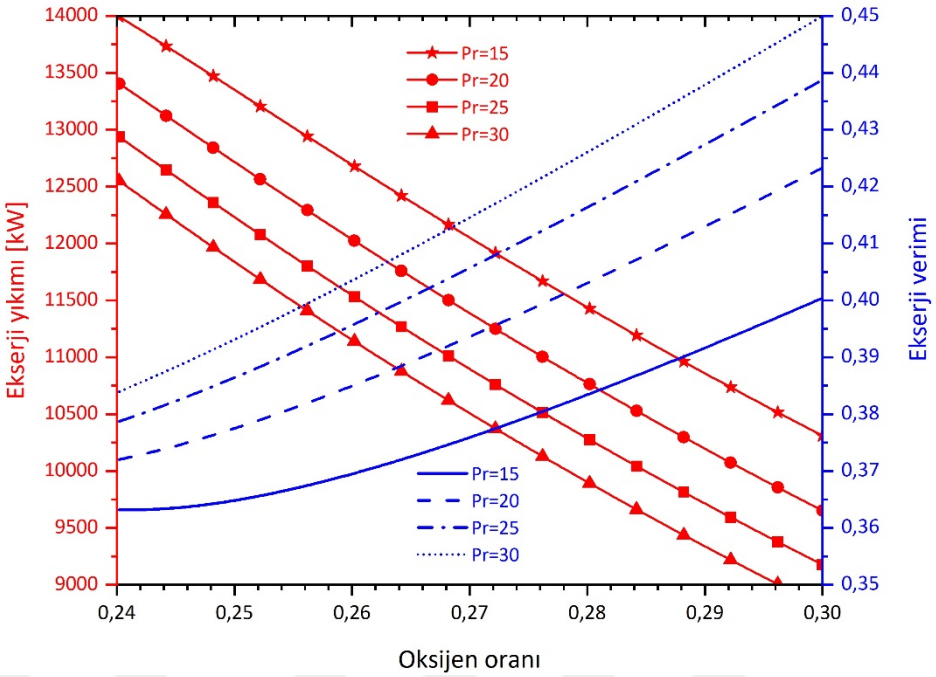
en önemli sonuç toplam elde edilen kârdır. Elde edilen kâra göre sistem seçimi veya sistem inşası yapılır. Bunu hesaplarken birçok parametre hesaplamaların içine dâhil olur. Elde edilen güç, verim, eşdeğerlik/yakıt-hava oranı ve buna bağlı yakıt tüketim miktarları, sistem komponentlerinin ilk yatırım maliyetleri, yakıt/çevre/oksijen maliyetleri dikkate alınarak toplam kâr hesaplanır. Böylece elde edilen sonuçlara göre; geleneksel gaz türbini güç çevrimi için basınç oranı 15,9'a kadar toplam kâr, hızla artmakta ve daha sonra azalmaktadır. %26, %28 ve %30 oksijen oranlı oksi-yanmalı güç çevrimleri için ise sırasıyla 12,8, 15,2 ve 16,4 basınç oranı değerlerinde pik yapıp azalmaktadır. Sonuç olarak sistemi termoekonomik olarak incelediğimizde maksimum net güç, sırasıyla 20,8, 23,3, 27,4 ve 29,7 basınç oranlarında mevcut olurken ve sistem verimleri basınç oranı arttıkça artmışken elde edilen optimum kâr noktaları farklılık göstermiştir. Bir sistemin performans analizi yapılırken sadece enerji yönünden incelenmesi, yanlış veya eksik sonuçlar verebilir. Bu yüzden güç çevrimlerinin incelemesinde enerji, çevre ve ekonomi boyutlarına tümüyle bakılması gerekmektedir. Şekil 3,18'de görüldüğü üzere güç çevrimlerinin 10,20,30 ve 40 basınç oranları için elde edilen satış kazancı, toplam maliyet ve toplam kâr çıktıları sergilenmiştir. Böylece sistemleri değerlendirirken veya kıyaslarken tüm ekonomik sonuçlarını tek bir tabloda görmemiz kolaylaşır. Güç santrali inşası öncesinde istenilen ve seçilecek olan parametrelere göre optimum basınç oranında bu şekillerin çizdirilip tüm etkenlerin ele alınması gerekir.



Şekil 3.18 Basınç ve oksijen oranının toplam maliyet, satış maliyeti ve toplam kâra etkisi



(a)

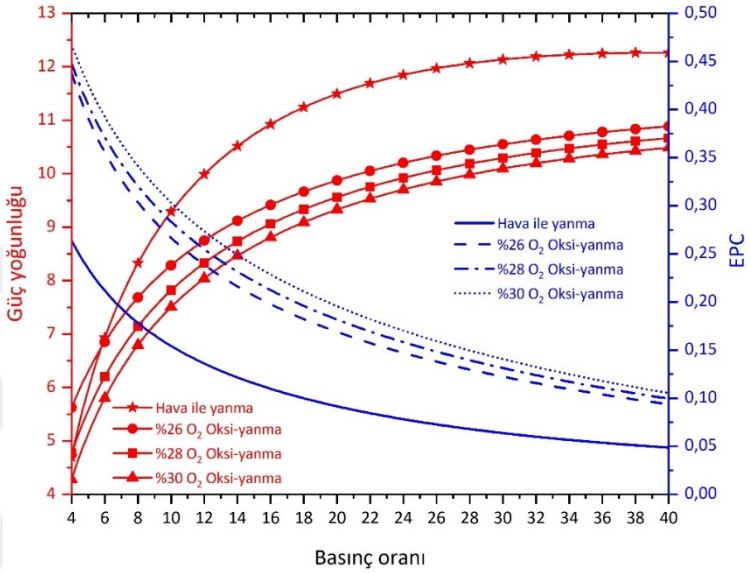


(b)

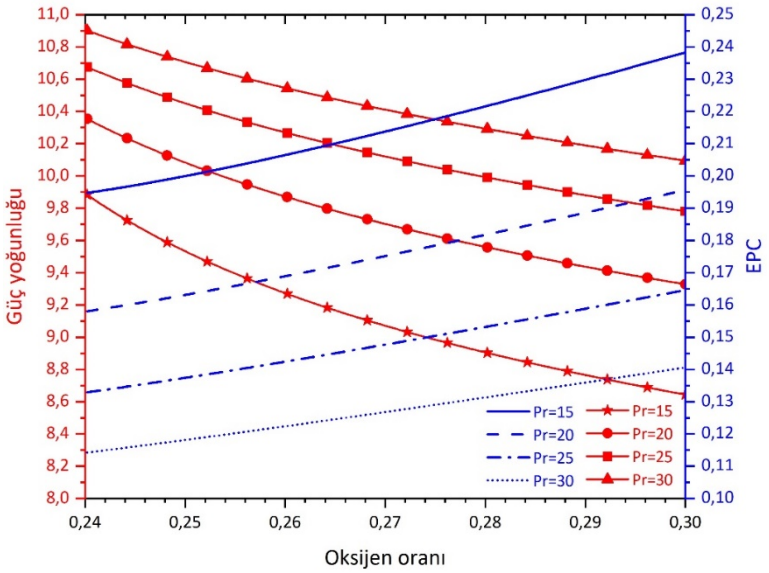
Şekil 3.19 Çeşitli oksijen oranları için ekserji yıkımı ve ekserji veriminin basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için ekserji yıkımı ve ekserji veriminin oksijen oranı ile değişimi (b)

Şekil 3.19a ve 3.19b, basınç ve oksijen oranı değişiminin sistemin toplam ekserji yıkımına ve ekserji verimi üzerindeki etkisini göstermektedir. Şekil 3.19a'da görüldüğü üzere; sistemde oluşan toplam ekserji yıkımı, hem oksi-yanmalı güç çevrimlerinde hem de geleneksel gaz türbini güç sisteminden basınç oranının artması ile azalmaktadır. Geleneksel gaz türbini güç sisteminde bu azalma eğilimi, oksi-yanmalı güç sistemlerine göre daha fazla olduğu görülmektedir. Geleneksel gaz türbini güç sisteminde toplam ekserji yıkımı, basınç oranı 8,6'ya kadar tüm oksi-yanmalı gaz türbini güç çevrimlerinden daha fazladır. Ayrıca basınç oranı 20,6'ya kadar %28 oksi-yanmalı güç çevrimlerinden daha fazla ekserji yıkımına sahiptir. Toplam ekserji yıkımı noktasında en iyi sonuçları %30 oksi-yanmalı güç çevriminde elde edilmiştir. Ekserji verimi yönünden incelediğimizde ise basınç oranı arttıkça tüm çevrimler azalarak artmaktadır. Basınç oranı 10'a kadar oksi-yanmalı güç çevrimleri, geleneksel gaz türbini güç çevriminden daha yüksek ekserji verimine sahiptir. Oksi-yanmalı güç sistemlerinde oksijen oranı %26'dan %30'a doğru gittikçe artmaktadır. Basınç oranı, 33,2 ye kadar %30 oksi-yanmalı güç sistemi en yüksek ekserji verimine sahipken; 33,2'den sonra geleneksel gaz

türbini güç sistemlerinin en yüksek ekserji verimine sahip olduğu görülmektedir. Şekil 3.19b'de görüldüğü üzere; hem oksijen oranının hemde basınç oranının artması ile toplam ekserji yıkımı azalmaktadır. Diğer taraftan bu iki etkinin artması, ekserji verimini arttırmıştır. Basınç oranı 15'ten 30'a doğru arttığında bu sonuçların birbirine yaklaştığı sonucuna ulaşılmıştır. Yani basınç oranı 30 ile 25 arası fark, 20 ile 15 arasındaki farktan daha azdır.



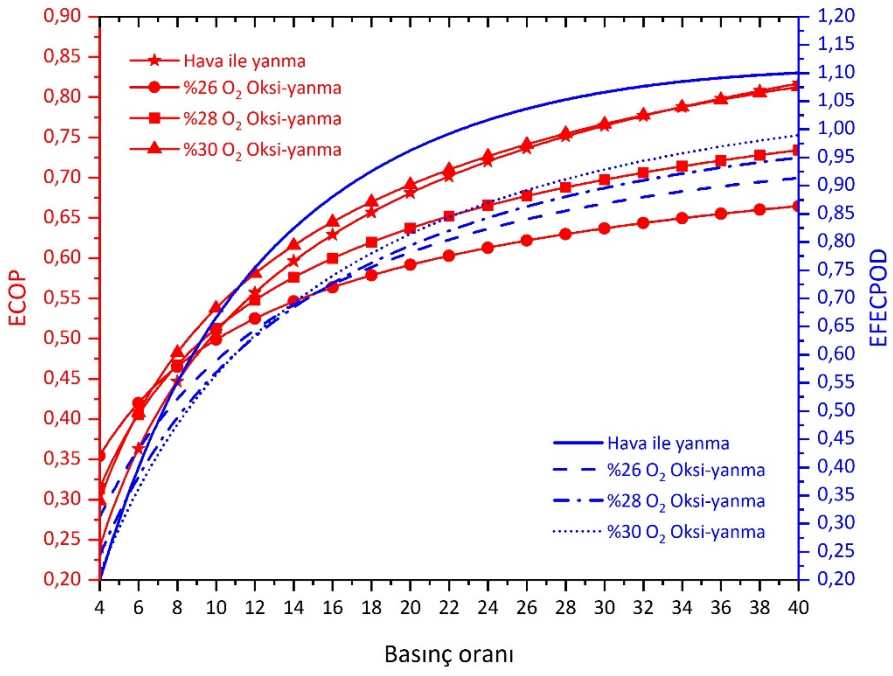
(a)



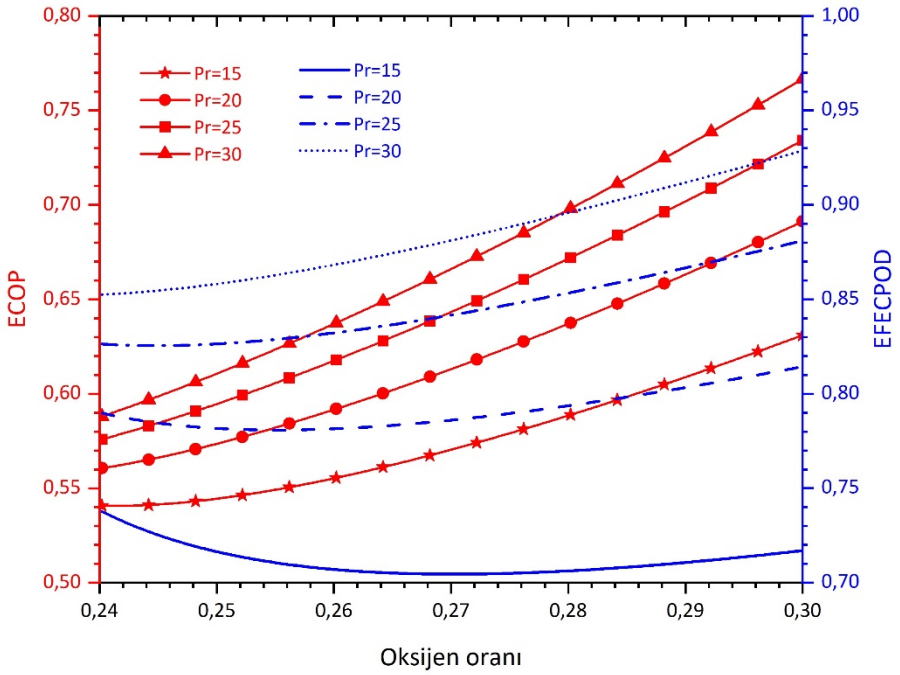
(b)

Şekil 3.20 Çeşitli oksijen oranları için güç yoğunluğuna ve ekserjetik performans katsayısının basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için güç yoğunluğuna ve ekserjetik performans katsayısının oksijen oranı ile değişimi (b).

Şekil 3.20a ve 3.20b, basınç ve oksijen oranı değişiminin sistemin güç yoğunluğuna ve ekserjetik performans katsayısına (EPC) etkisini göstermektedir. Şekil 3.20a'da görüldüğü üzere; güç yoğunluğu bakımından geleneksel gaz türbini güç çevrimi oksi-yanmalı güç çevrimlerinden daha iyi sonuçlara sahiptir. Bunun nedeni geleneksel gaz türbininde elde edilen gücün biraz fazla olması ve bunun yanında oksi-yanmalı güç sistemlerinin sıfır zararlı emisyon vermeleri için soğutucu ve su ayrıştırma ünitesinin oluşu, oksijenin ayrıca bir mekanizma ile verilmesi ve fazla karbondioksitin ayrılması için kullanılan vana teçhizatının olması, toplam hacminin fazla olmasıdır. %26, %28 ve %30 oksijen oranlı oksi-yanma güç çevrimleri güç yoğunluğu bakımından benzer karakteristiğe sahiptir ve oksijen oranı arttıkça güç yoğunluğunun biraz azaldığı görülmüştür. Ekserjetik performans katsayısı yönünden incelediğimizde; dışarı atılan ekserji miktarının, geleneksel gaz türbini güç çevriminde oksi-yanmalı güç sistemlerine göre daha az olduğu sonucu bu şekilden görülebilmektedir. Şekil 3.20b'de görüldüğü üzere; oksi-yanmalı güç sistemlerinde oksijen oranının artması güç yoğunluğunu azaltırken, basınç oranının artması güç yoğunluğunu arttırmaktadır. Tam tersi ekserjetik performans katsayısı bakımından incelendiğinde ortaya çıkmaktadır. Oksi-yanmalı güç çevriminde oksijen oranının artması ekserjetik performans katsayısını arttırırken, basınç oranının artması ekserjetik performans katsayısını azaltmaktadır.



(a)

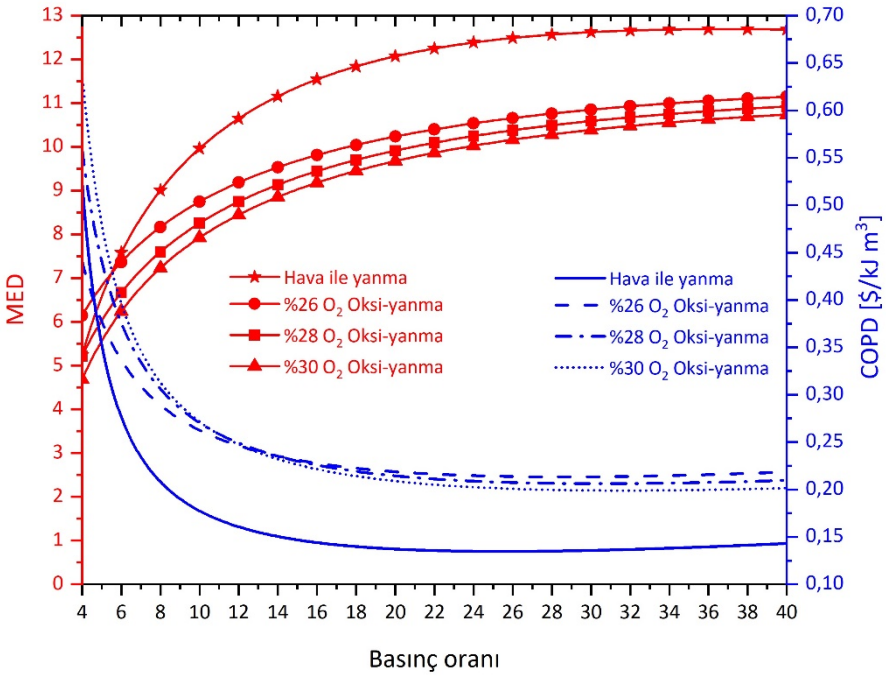


(b)

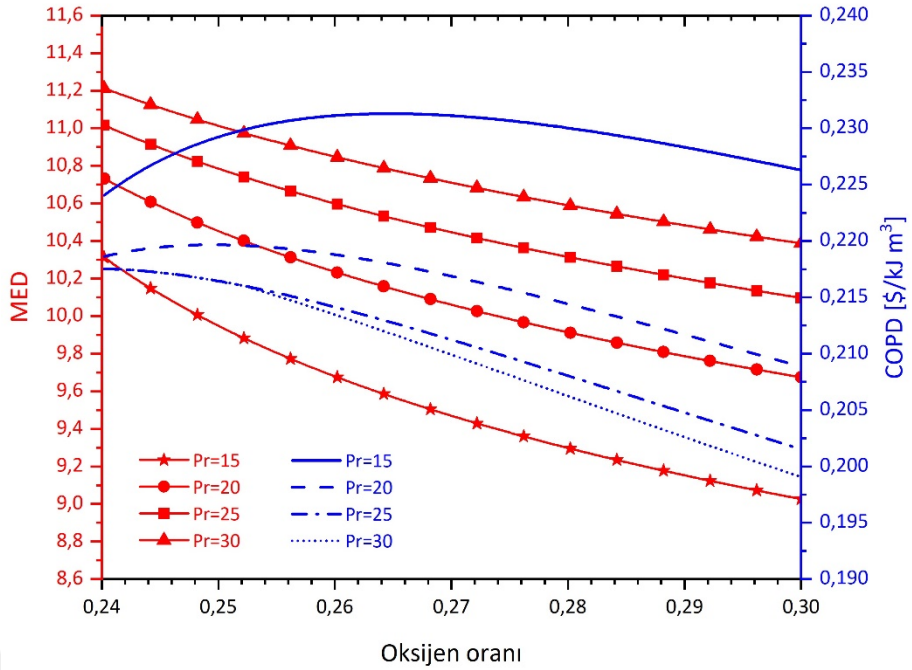
Şekil 3.21 Çeşitli oksijen oranları için ekolojik performans katsayısı ve efektif ekolojik güç yoğunluğunun basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için ekolojik performans katsayısı ve efektif ekolojik güç yoğunluğunun oksijen oranı ile değişimi (b)

Şekil 3.21a ve 3.21b; basınç ve oksijen oranı değişiminin, sistemin ekolojik performans katsayısı (ECOP) ve efektif ekolojik güç yoğunluğu (EFECPOD) üzerindeki etkisini göstermektedir. Şekil 3.21a'da görüldüğü üzere; ekolojik performans katsayısı basınç oranın artması ile hem geleneksel gaz türbini güç sisteminde hemde oksi-yanmalı güç sistemlerinde azalarak artmaktadır. Basınç oranını 20'den sonra geleneksel gaz türbini ile %30 oksi-yanmalı güç sisteminde ekolojik performans katsayısı hemen hemen aynıdır. %28 oksi-yanmalı güç sisteminde biraz daha düşük değere sahipken %26 oksi-yanmalı güç sisteminde en düşük ekolojik performans katsayısı sonuçlarına ulaşılmıştır. Efektif ekolojik güç yoğunluğu bakımından incelendiğinde ise geleneksel gaz türbini güç sisteminin, oksi-yanmalı güç sistemlerine göre biraz daha yüksek değerlere sahip olduğu görülmektedir. Oksi-yanmalı güç sistemlerinde basınç oranı 14,5'te iken bir kesişme olmaktadır. Bu basınç oranından önce oksijen oranına göre efektif ekolojik güç yoğunluğu sonuçlarına sıralama farklıyken sonrasında sıralama

%26'dan %30'a doğru artmaktadır. Şekil 3.21b'de görüldü üzere oksi-yanmalı güç sistemlerinde hem oksijen oranın hemde basınç oranın artması ile ekolojik performans katsayısı artmaktadır. Diğer yandan efektif ekolojik güç yoğunluğuna baktığımızda basınç oranının artışı doğru orantılı olarak etkilerken, oksijen oranında belli bir azalma sonra artma şeklinde devam etmektedir. Bunun nedeni efektif ekolojik güç yoğunluğu içindeki verim, güç etkenlerinin farklı oksijen oranlı oksi-yanmalı güç çevrimleri için farklı olarak artmalarıdır. Yani oksijen oranın artması verimin daha fazla olmasını sağlarken elde edilen net güç bakımından daha az olmasına neden olabilmektedir.



(a)



(b)

Şekil 3.22 Çeşitli oksijen oranları için ekserji yoğunluğu ve güç yoğunluğu maliyetinin basınç oranıyla değişimi (a), Çeşitli basınç oranları için ekserji yoğunluğu ve güç yoğunluğu maliyetinin oksijen oranı ile değişimi (b)

Şekil 3.22a ve 3.22b, basınç ve oksijen oranı değişiminin sistemin ortalama ekserji yoğunluğuna (MED) ve güç yoğunluğu maliyetine (COPD) etkisini göstermektedir. Şekil 3.22a'da görüldüğü üzere ekserji yoğunluğu bakımından geleneksel gaz türbini güç çevrimi oksi-yanmalı güç çevrimlerinden daha iyi sonuçlara sahiptir. %26, %28 ve %30 oksijen oranlı oksi-yanma güç çevrimleri ekserji yoğunluğu bakımından benzer karakteristiğe sahiptir ve oksijen oranı arttıkça ekserji yoğunluğunun biraz azaldığı görülmüştür. Güç yoğunluğu maliyeti yönünden incelediğimizde; geleneksel gaz türbini güç çevriminde oksi-yanmalı güç sistemlerine göre daha az olduğu sonucu, bu şekilden görülebilmektedir. Bunun sebebi daha önce de bahsedildiği gibi oksi-yanmalı güç sistemlerinin hacim olarak biraz daha fazla yer kaplaması ve ekonomik olarak daha maliyetli olmasından dolayıdır. Yani sadece bir grafikle güç sistemlerinin kıyaslamasını ekonomik olarak yapmamızı sağlar. Bu bölümde gerçekleştirilen ekenomik sonuçlarla değerlendirdiğimizde; güç yoğunluğu maliyet parametresinin ne kadar kısa bir şekilde net ve doğru sonuçlar elde etmemize imkan tanıdığını görmüş olunur. Şekil 3.22b'de görüldüğü üzere; oksi-yanmalı güç sistemlerinde oksijen

oranının artması, ekserji yoğunluğunu azaltırken; basınç oranının artması, ekserji yoğunluğunu arttırmaktadır. Güç yoğunluğu maliyeti bakımından incelendiğinde farklı bir karakteristik ortaya çıkmaktadır. Oksi-yanmalı güç çevriminde oksijen oranının artması güç yoğunluğu maliyetini, 15 ve 20 basınç oranlarında belli bir miktar arttırdıktan sonra azaltırken 25 ve 30 basınç oranlarında direkt olarak azaltmaktadır.

3.5 Sonuç

Bu bölümde, geleneksel gaz türbini güç çevrimi ve yeni çevresel oksi-yanmalı güç çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Termodinamik analizde enerji, çevre ve ekonomik sonuçları detaylı olarak incelenmiştir. Parametrik analiz sonuçları basınç oranının 4'ten 40'a kadar, oksijen oranının %24'ten %30'a kadar arttırılması ile elde edilmiştir.

- Basınç oranının artması ile hem geleneksel gaz türbini güç çevrimi hem de oksi-yanmalı güç çevrimlerinde net güç, hızla artarak bir pik noktasına ulaştıktan sonra hafif azalarak devam etmiştir. Geleneksel gaz türbini güç çevriminin maksimum net güç noktası 20,8'dir. %26, %28 ve %30 oksijen oranlı oksi-yanmalı güç çevrimlerinde pik nokta sırasıyla 23,3, 27,4 ve 29,7'dir. Oksijen oranının artması ile elde edilen net gücü azaltmıştır. Tüm çevrimlerde giren ısı, hem basınç oranı hem de oksijen oranının artması ile azalmıştır.
- Giren ısının, net güçten daha fazla azalması nedeni ile hem basınç oranı hem de oksijen oranı arttıkça sistem verimleri artmıştır. Diğer yandan hem basınç oranının hem de oksijen oranının arttırılması ile özgül yakıt sarfiyatı azalmıştır.
- Hem basınç oranının hem de oksijen oranının arttırılması, sabit iş akışkanı için eşdeğerlik oranını ve yakıt-hava oranını azaltmıştır.
- Oksi-yanmalı güç çevrimlerinin kullanılması ile kg yakıt başına 3-6,5 g NO_X ve 2-135 g CO emisyonlarının çevreye atılması engellenmiş olur. Diğer taraftan oksi-yanmada hava yerine saf oksijen kullanıldığı için oksijen oranlarına göre %26, %28 ve %30 oksi-yanma için sırasıyla saat başına 183, 198 ve 213 dolar masraf artmıştır.

- Basınç oranının artması tesisin ilk yatırım maliyetini arttırır. Oksijen oranının artması ilk yatırım maliyetini etkilemez. Basınç oranını ve oksijen oranının artması sabit iş akışkanı için sistemin yakıt maliyetini azaltmıştır.
- Geleneksel gaz türbini güç çevriminin toplam maliyeti oksi-yanmalı güç çevrimlerinden daha azdır. Aynı zamanda geleneksel gaz türbini güç çevrimin elektrik satış kazancı, oksi-yanmalı güç çevrimlerinden daha fazla olduğu için toplam kâr olarak en kazançlı sistem olduğu görülmüştür.
- Oksi-yanmalı güç çevrimlerinde toplam maliyet neredeyse üçünde de eşittir. Elektrik satış kazançları %26 oksijen oranlı oksi-yanmada diğerlerinden daha fazla olması nedeniyle toplam kâr sonuçlarını değiştirmiştir. Sonuç olara net kâr avantajı sıralaması, sırasıyla %26, %28 ve %30 oksi-yanmalı güç çevrimleridir.
- Tüm güç çevrimlerini dört farklı basınç oranı için sistem bileşen maliyetleri, yatırım/yakıt/çevre/oksijen maliyetleri, toplam maliyet, satış kazancı ve toplam kârları hesaplanmıştır.
- Basınç oranının artması ile hem geleneksel gaz türbini güç sisteminin hemde oksi-yanmalı güç sistemlerinde toplam ekserji yıkımı azalmaktadır. Oksi-yanmalı güç sistemlerinde oksijen oranın artması toplam ekserji oranını azaltmaktadır. Diğer taraftan bu hem basınç oranının artması hem de oksijen oranının artması ekserji verimini arttırmaktadır. Basınç oranının artması, tüm sistemler için azalarak artma eğilimi göstermektedir.
- Güç yoğunluğu bakımından geleneksel gaz türbini güç sisteminde, oksi-yanmalı güç sistemlerinden daha yüksek sonuçlar elde edilmiştir. Basınç oranının artması tüm sistemlerde güç yoğunluğunu arttırmıştır. Oksi-yanmalı güç sistemlerinde oksijen oranının artması güç yoğunluğunu azaltmıştır. Ekserjetik performans katsayısı ise bu durumun tam tersi ile sonuçlanmıştır.
- Basınç oranı ve/veya oksijen oranının artması ekolojik performans katsayısını arttırmaktadır. Aynı şekilde, basınç oranının artması ile ekolojik güç yoğunluğunda artışa sebep olurken oksi-yanmalı güç sistemlerinde oksijen oranının artması çevrimin basınç oranına göre değişik karakteristik göstermiştir.

- Ortalama ekserji yoğunluğu sistemlerde, basınç oranının artışı ile artmakta, oksijen oranının artması ile azalmaktadır.
- Güç yoğunluğu maliyeti yönünden geleneksel gaz türbini güç sistemi oksi-yanmalı güç sistemlerine göre daha avantajlıdır. Basınç oranı 25.6'da optimum güç yoğunluğu maliyeti elde edilmektedir. Oksi-yanmalı güç sistemlerinin %26, %28 ve %30 oksijen oranlarında ise sırasıyla 28,6, 30,5 ve 31,65 basınç oranlarında minumum güç yoğunluğuna sahiptir. Oksi-yanmalı güç çevriminde oksijen oranının artması güç yoğunluğu maliyetini, 15 ve 20 basınç oranlarında belli bir miktar arttırdıktan sonra azaltırken, 25 ve 30 basınç oranlarında ise direkt azaltmaktadır.

Oksi-yanmalı güç çevrimlerinin şu anki durumu ile geleneksel gaz türbini güç çevrimlerinden biraz daha maliyetli olduğu ortadadır. Fakat ilerleyen yıllarda gelişen teknolojiler ile saf oksijen maliyetinin düşmesi ve artacak olan çevresel hassasiyetler nedeniyle daha popüler hale geleceği öngörülmektedir.

4
OKSİ-YANMALI GAZ TÜRBİNİ GÜÇ SİSTEMİNİN DENİZALTILARDA KULLANILMASI

Bu bölümde denizaltılarda kullanılan havadan bağımsız tahrik sistemleri hakkında bilgiler verilecektir. Bu beş havadan bağımsız tahrik sisteminden biri olan yakıt pili ile önerilen oksi-yanmalı s-CO2 gaz türbini güç sisteminin analizleri yapılacaktır.

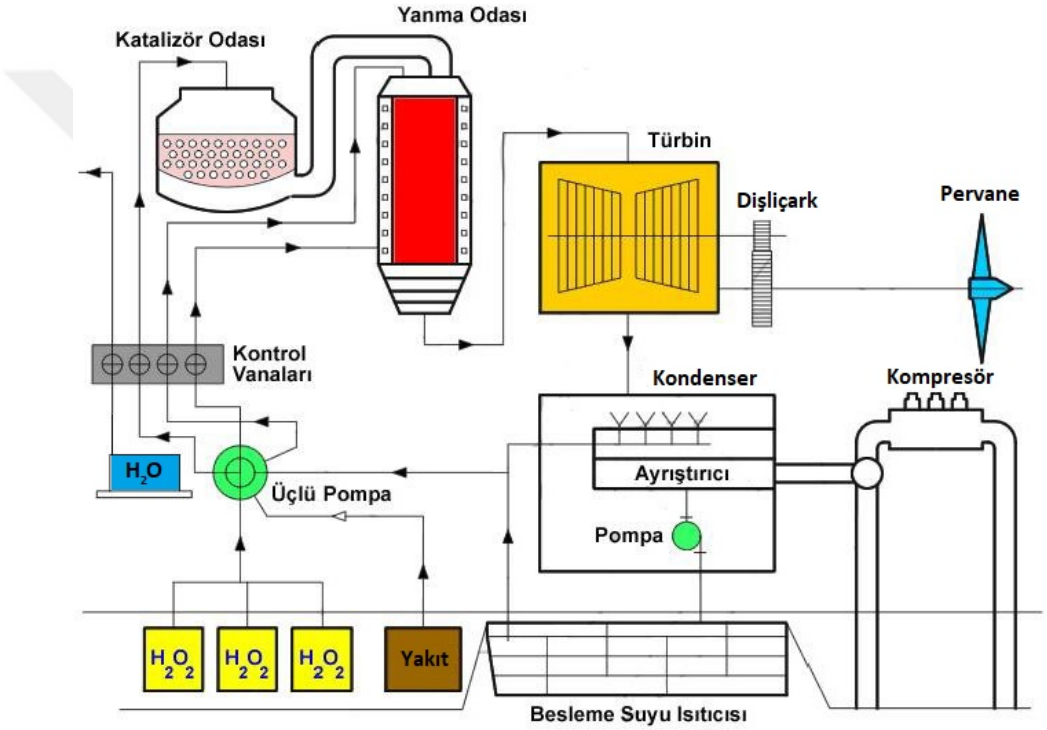
4.1 Denizaltılarda Kullanılan Havadan Bağımsız Tahrik Sistemleri

Denizaltılarında kullanılan havadan bağımsız tahrik sistemleri; havaya ihtiyaç duyulmaksızın yani denizaltının yüzeye çıkmadan su altında seyir yapabilmesi için gereken tahrik gücünü üreten sistemler olarak adlandırılmaktadır. Denizaltılarda deniz yüzeyine bağımlılığı azaltıp olabildiği kadar uzun süreler su altında kalabilmek en büyük hedef olmuştur. Havadan bağımsız tahrik sistemlerine göre denizaltılar, konvansiyonel ve nükleer olarak ikiye ayrılır. Nükleer denizaltılarda, tahrik gücü ve elektriksel ihtiyaçlar nükleer reaktörler ile sağlanmaktadır. Nükleer enerji ve nükleer reaktörler konusu tezin kapsamında olmadığı için sadece tanımının verilmesiyle yetinilmiştir. Havadan bağımsız tahrikli konvansiyonel denizaltıların izahı ise detaylı bir şekilde yapılmıştır. Literatüre baktığımızda havadan bağımsız tahrik sistemleri; Walter türbini, kapalı devre dizel, stirling motoru, MESMA ve yakıt pili olarak sıralanmaktadır. Bunların yanı sıra, günümüzde araştırılması yapılan ve üzerinde çalışılan başka havadan bağımsız tahrik sistemleri de bulunmaktadır.

4.1.1 Walter Türbini

1933 yılında Alman bilim insanı Helmut Walter, hidrojen peroksiti katalizör olarak kullanarak yeni bir havadan bağımsız tahrik sistem tasarımı ortaya koymuştur. Helmut Walter'in kimyasal türbin motoru yüksek saflıkta hidrojen peroksitin (H_2O_2) sulu çözeltisi (perhidrol) ve potasyum permanganat temelli bir katalizör üzerinden, yüksek sıcaklık ve basınçla birlikte 2000˚C sıcaklığında hızla su buharı ve oksijen karışımına ayrışması temeline dayanmaktadır. Bu aşamada yüksek

sıcaklıkta bulunan serbest oksijenin yanma odasına gönderilip yakıtla birlikte yanma oluşturarak basınç ve sıcaklığı arttırması sağlanır. Yanma ile oluşan yüksek sıcaklıkları istenilen seviyede tutmak için motora verilen ilave su ile aynı zamanda üretilen buhar miktarı artmaktadır. Bu nedenle Walter türbini hem buhar hem de gaz türbini özelliği gösteren birleşik bir türbin teknolojisidir. Buhar ve gaz karışımı yanma odasından türbine iletilir ve elde edilen ısıl enerji, mekanik enerjiye çevrilip dişli çarklar tarafından ayarlanarak pervaneyi hareket ettirir. Walter türbininden çıkan bileşenler kondenserde su ve karbondioksit olarak ayrıştırılmış olur. Walter türbininin genel çalışma prensibi Şekil 4.1'de gösterilmektedir [280], [281].



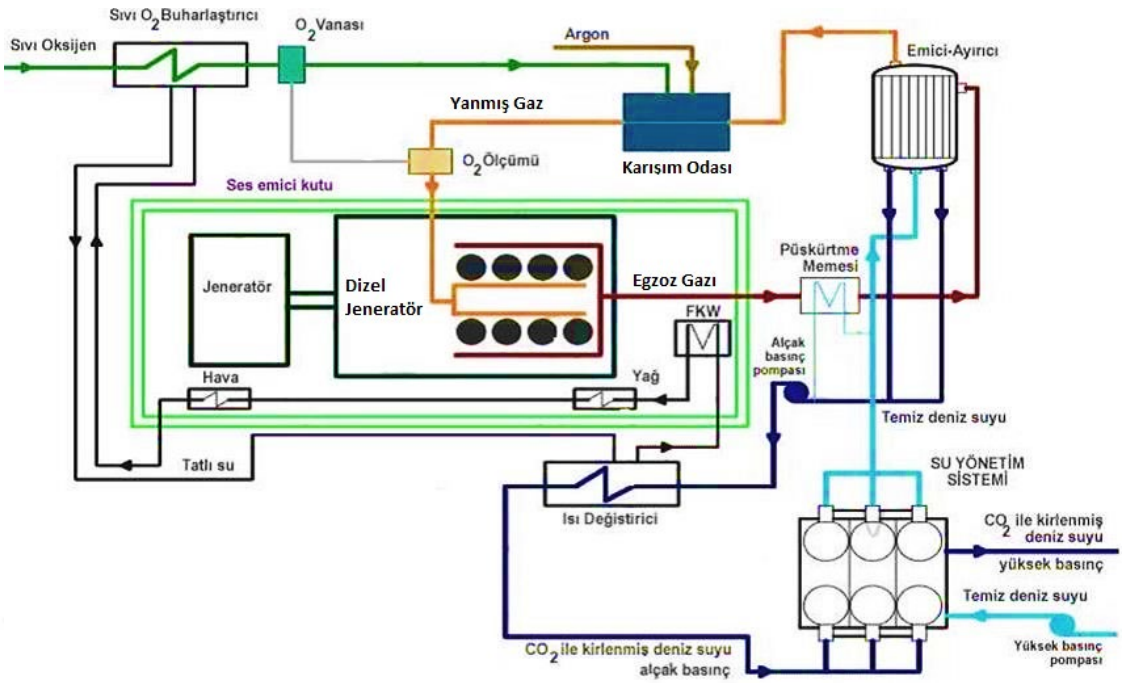
Şekil 4.1 Walter türbini genel çalışma prensibi gösterimi [280]

O zaman yeni bir teknoloji ve alternatif bir tahrik sistemi olarak sunulan Walter türbini denemelerde tam güçte 4 saat çalışabilmiştir. Almanya'da araştırma-geliştirme amaçlı üç farklı modelde 8 denizaltında bu sistem denenmiştir ve 26 knotlık süratlere ulaşmıştır. O yıllardaki teknolojide denizaltıların ulaşabildikleri su altı sürati 8 knottır. Böyle olumlu sonuçlarının yanında çalışma süresince yüksek mikarlarda katalizörler, yakıt ve su tüketimi ve denizaltındaki depolama alanının kısıtlı olması nedeniyle büyük bir problem oluşturmuştur. Bununla birlikte sistemde hassas bir kimyasal çevrim gerçekleşmekte ve bunun

kontrolünün hassas bir şekilde korunması gerekmektedir. Fakat denizaltıların derinliğinin ve hızının sürekli değişkenlik göstermesi nedeniyle oldukça zor bir durumdur. Hidrojen peroksit metaller üzerinde bozucu etkilere sahiptir ve bundan dolayı yakıt devrelerinde ve depolarında özel malzemeler kullanması gerekmektedir. Ayrıca hidrojen peroksidin içinden geçtiği boru devrelerinde dik açılı dönüşler olması durumlarında bu noktalarda birikip ani patalamalara yol açabilmektedir. Bu gibi olumsuzluklar, patlamalara ve ölümlere yol açması sebebiyle Walter Türbinli tahrik sistemlerine son verilmiştir [280], [281].

4.1.2 Kapalı Devre Dizel

Bir kapalı devre dizel sistemi denizaltıların su yüzeyinde veya şnorkel ile seyrederken normal dizel motoruna sahip olduğunda yaptığı gibi atmosferdeki havayı kullanarak klasik açık çevrim dizel motoru gibi çalışmaktadır. Dalış hâlinde ise denizaltıda sıvı olarak depolanan oksijen ve argon (nadiren helyum) gazı ile hava gibi karışım oluşturularak kapalı çevrimde çalıştırılmaktadır. Egzozdan çıkan yanma ürünleri soğutularak karbondioksit kimyasal olarak ayrıştırılır. Egzozdaki argon da çevrime tekrar gönderilmek üzere ayrıştırılmış olur. Egzoz karıştırma haznesinde oksijen ile zenginleştirilerek tekrar emme manifolduna gönderilir, böylece kapalı bir devre elde edilmiş olur. Argon dışında ayırılan egzoz gazları denize tahliye edilir. Kapalı devre dizel sisteminde, bilinen klasik dizel motoru kullanılmaktadır. Gerekli teçhizatlar eklenerek standart dizel motoru kapalı devre dizel sistemine dönüştürülmektedir. Güvenlik açısından tanklarda depolanan oksijen ve argon gazlarının korunması çok önemlidir. Gürültü ve termal iz yüksekliği bakımından kapalı devre dizel sistemi diğer havadan bağımsız tahrik sistemlerine göre dezavantajlara sahiptir. Şekil 4.2'de denizaltılarda havadan bağımsız tahrik sistemi olarak kullanılan standart bir kapalı devre dizel sevk sisteminin çalışma prensibi gösterilmiştir. [282], [283].



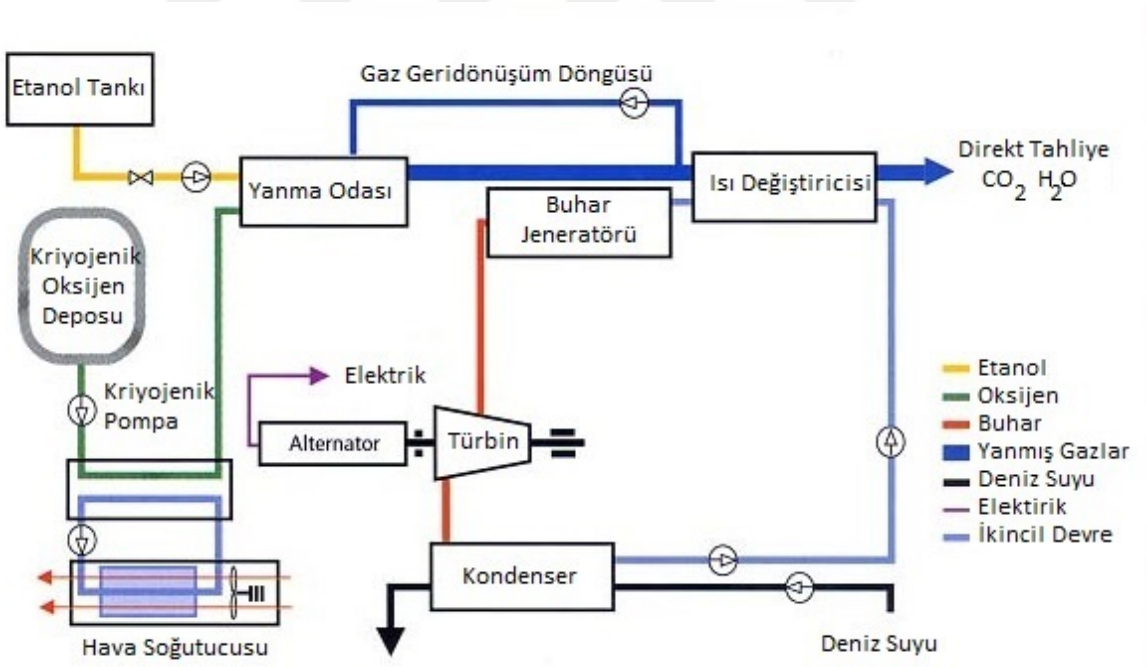
Şekil 4.2 Kapalı Devre Dizel genel çalışma prensibi gösterimi [283]

Kapalı devre dizel sistemleri üzerinde özellikle Almanlar, İtalyanlar ve İngilizler tarafından ciddi araştırma ve geliştirilme çalışmaları yapılmıştır. 1950 sonrasında Ruslar tarafından M-401 denizaltısında, daha sonra 30 Quebec sınıfı denizaltılarda kullanılmıştır. Fakat kapalı devre dizel sistemlerinden kaynaklı yangınların çıkması ve bazı denizaltıların batması nedeniyle 1970'te kullanımına son verilmiştir. Almanlar tarafından 1993 yılında U-1 (Tip205) denizaltısında tekrar kapalı devre dizel sistemi kullanılmıştır, fakat yine benzer olumsuz sonuçlarla karşılaşılması nedeni ile artık kullanılmamaktadır. Kapalı devre dizel sistemlerinin kullanımında aşırı gürültülü olması, veriminin düşük olması ve saydığımız bu olumsuz yönleri nedeniyle vazgeçilmiştir. Diğer havadan bağımsız tahrik sistemlerine göre avantajlı olduğu durum kolay ve düşük maliyetle monte edilebilmesidir [284].

4.1.3 MESMA Sistemi

MESMA (Module d'Energie Sous-Marin Autonome) havadan bağımsız tahrik sistemi Fransız Direction des Construction Navales (DCN) şirketi tarafından oluşturulmuş ve geliştirilmiş bir sevk sistemidir. MESMA Sistemi temel olarak kapalı devre bir buhar türbini sistemi olan Rankine çevriminin çalışma prensibine benzemektedir. -185 ˚C'de tanklarda depolanmış sıvı oksijen buharlaştırıcıdan

geçirilerek yanma odasında etanol ile yanma gerçekleştirilir. Yanma sonucunda 700 ˚C sıcaklıkta ve 60 Atm basınçta egzoz gazı ortaya çıkar. Birinci devrede üretilen sıcak gaz ile ikinci devrede buhar oluşturulur. Yüksek sıcaklıktaki buhar, buhar türbinlerine iletilerek ısı enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülür. Alternatör vasıtasıyla türbinden elde edilen mekanik güç ile gerekli elektrik ihtiyacı üretilir. Sistemin ikinci devresi kapalı devre Rankine çevrimidir. Deniz suyu sadece konderserde kullanılır. Yakıt olarak ilk başlarda metanol kullanılmış fakat mürettebat için zararlı olduğundan etanolde karar kılınmıştır. Yanma ürünleri olan su ve karbondioksitin denize tahliye edilmeden önce depolanarak denizaltının görünmezliğinin arttırılması düşünülmüştür. Bunun için 60 Atm basınçtaki CO_2'nin en fazla 15 ˚C olması gerekmektedir. Bunun sağlanması için deniz suyu sıcaklığının yeterince düşük olması veya ekstra bir devre düzeneği olması gerekmektedir. Genellikle egzoz gazları direkt olarak denize tahliye edilmektedir. Böylece birincil devrede kondenser olmasına gerek kalmamaktadır [285]. Şekil 2.26'da MESMA sisteminin çalışma prensibi gösterilmiştir.



Şekil 4.3 MESMA genel çalışma prensibi gösterimi[285]

MESMA sistemi ilk olarak Fransızlar tarafından üretilen İsveç ve Pakistan donanmasına ait Scorpene ve Agosta sınıfı denizaltılarda kullanılmıştır. MESMA sistemiyle su altındaki seyir süreleri 3-5 kat artırılmıştır. 2003 yılında yine

Fransızlar tarafından inşa edilen AM 2000 denizaltılarında bu sistem kullanılmıştır. AM 2000 denizaltılarında kullanılan MESMA sistemi yaklaşık olarak 6,2 metre çap ve 10 metre uzunluğa sahiptir. Diğer havadan bağımsız tahrik sistemleri ile kıyaslandığında MESMA sistemi, daha fazla güç üretebilir ama verimi diğerlerinden düşüktür. Ayrıca O_2 tüketimi de daha fazladır. Bir diğer dezavantaj ise kompleks çalışma yapısıdır. Bunun için mürettebatın detaylı eğitim alması gerekmektedir [285]–[287].

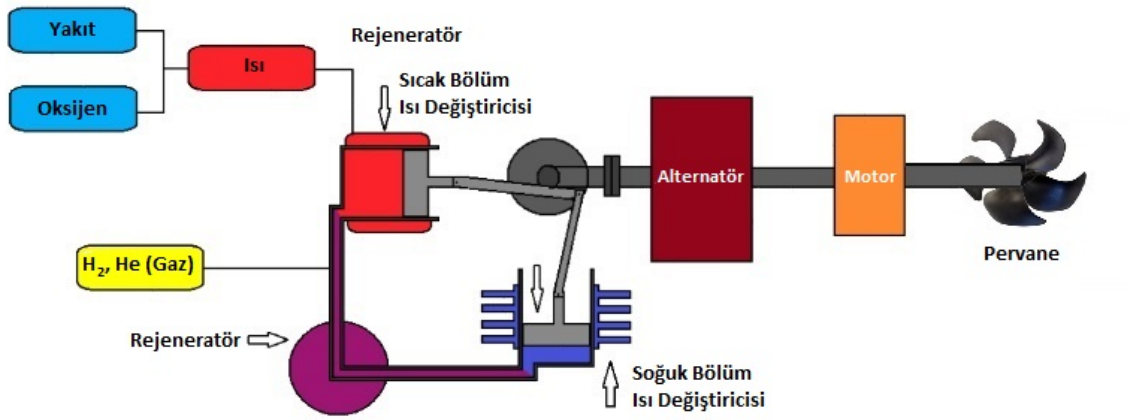


Şekil 4.4 MESMA Sistemi Modülü [286]

4.1.4 Stirling Motoru

Stirling motoru, Robert Stirling tarafından icat edilip 1816 yılında patenti alınmıştır. Stirling motorları diğer motor teknolojilerinden farklıdır. Çünkü Stirling motorları; sıcak çalışma gazlarını, güç çevriminde sürekli tekrar edecek şekilde kullanan kapalı devre sistemidir. Yani sistem içindeki gaz, asla motor dışına egzoz olarak atılmamaktadır. Stirling motoru içindeki sıcak gaz soğuk rejeneratör içinden geçtiğinde onu ısıtır. Çalışma akışkanını, ısı kaybının olacağı ve çevrimin tamamlanacağı motorun soğuk tarafına geçmeden önce biraz soğumasına neden olur. Bu olay, içten yanmalı motorlara nazaran farklılıklara sahiptir. Stirling Motorunda, motorun bir tarafı devamlı olarak ısıtılırken diğer tarafı sürekli olarak soğutulmaktadır. İş akışkanı gaz, önce ısıtılarak genleşeceği sıcak tarafa gönderilir ve pistonu iter. Daha sonra sıcak, gaz rejeneratörden

soğuyarak hacminin azalacağı soğuk tarafa iletilir ve pistonu çeker. Bir diğer deyişle sıcak ve soğuk bölümler arasındaki sıkışma ve genleşmeden dolayı mekanik enerji elde edilir. Stirling motorları oldukça sessiz çalışmaktadırlar. Sistemdeki elde edilen mekanik enerji, jeneratör vasıtası ile bataryalara elektirik enerjisi olarak depolanır. Stirling motoru dıştan yanmalı bir motor teknolojisine sahip olduğu için herhangi bir yakıtla veya ısı kaynağıyla çalışabilir. Stirling motorlarında ısı korunumu yüksek olduğu için verimi oldukça yüksektir. Çalışma akışkanının ısıtılması MESMA sistemindeki gibi ayrı bir devre ile yapıldığından yanma ürünlerinin kontrolü içten yanmalı sistemlere göre daha kolay ve daha gürültüsüzdür. Şekil 4.5'te Stirling Motor sisteminin çalışma prensibi gösterilmiştir.



Şekil 4.5 Stirling motoru genel çalışma prensibi gösterimi [288]

Stirling motoru günümüze kadar birçok gelişme göstermiş ve denizaltılarda havadan bağımsız sevk sistemi olarak yerini almıştır. İlk olarak 1980'li yıllarda Stirling motorlu havadan bağımsız sevk sistemi İsveçli Kockums şirketi tarafından 500 tonluk bir Fransız sivil araştırma denizaltısında kullanılmıştır. Saga adlı bu denizaltı, 600 metre derinliğe dalabilmiş ve içindeki Stirling motoru da 450 metreye kadar olan derinliklerde güç üretebilmiştir. Günümüzde halen Stirling motorları İsviçre ve Japonya gibi gelişmiş ülkelerin denizaltılarında kullanılmaktadır [289]–[291].

Konvansiyonel askeri denizaltı tarihinde ilk olarak kullanıma giren ve kendini ispatlayan havadan bağımsız tahrik sistemi, 2x75kW'lık V4-275 adlı Stirling motor

sistemidir. V4-275 motorlarının ilki 1988 senesinde Näcken adlı denizaltının ikiye kesilip 8m'lik havadan bağımsız tahrik modülünün eklenmesiyle yapılmıştır. Yanma odasının basıncı, denizaltının bulunduğu derinlikteki hidrostatik basınçtan daha yüksek olacak şekilde ayarlanır. Böylece yanma ürünlerinin deniz suyunda çözünerek denizaltı dışına bir sıkıştırıcı kullanılmadan atılabilmesi de mümkün olmaktadır. İsveç donanması, V4-275'ten memnun edici sonuçlar aldığı için daha sonra inşa edilen 3 adet 1.500 tonluk Gotland sınıfı gemide ve A26 sınıfı denizaltılarda Stirling motor sistemi kullanılmıştır. [292], [293] A26 sınıfı denizaltılarının sahip olduğu Stirling motoru modülü Şekil 4.6'da gösterilmektedir.

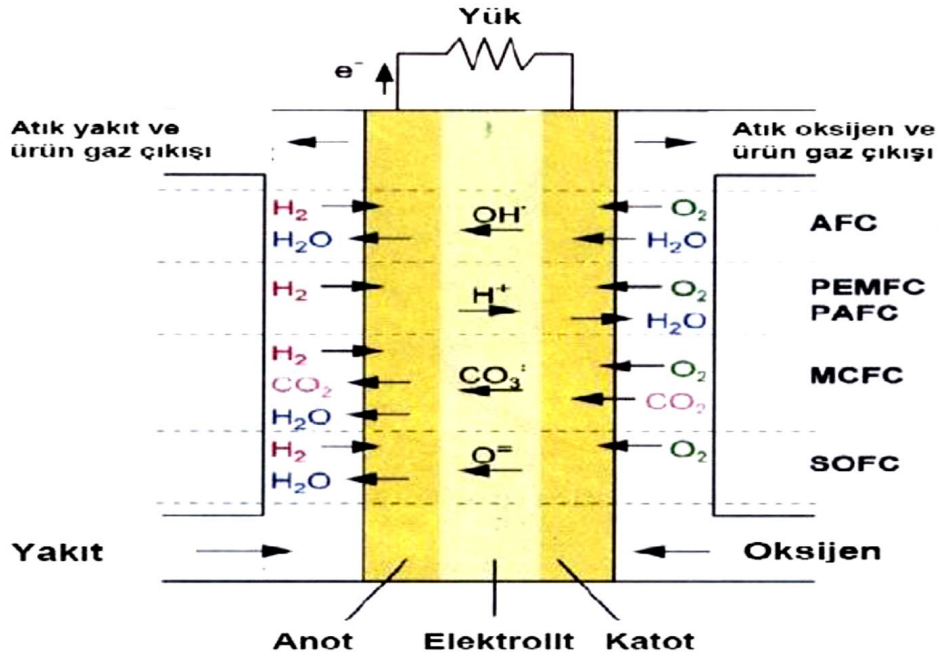


Şekil 4.6 Stirling Motor Sistemi Modülü [293]

4.1.5 Yakıt Pili

Yakıt pili temel olarak doğrudan yakıt ve oksidanın gaz moleküllerinde depolanan kimyasal enerjiyi elektrokimyasal reaksiyonlar sayesinde direkt olarak elektrik enerjisine dönüştüren bir sistemdir. Genellikle oksidan olarak hava ve oksijen, yakıt olarak hidrokarbonlar, saf hidrojen veya amonyak kullanılır. Hidrojen yakıt olarak kullanıldığında çıkan ürünler saf su ve ısıdır. Bu durumda çalışma prensibine, elektrolizin tam tersi yönde çalışan reaksiyondur denilebilir. Elektrolizde suya uygulanan elektrik akımı sonucunda hidrojen ve oksijen atomları oluşurken;

burada tam tersi olarak hidrojen ve oksijen atomlarının reaksiyonu sonucunda su, ısı ve elektrik akımı oluşur. Yakıt pilinde oksitleyici olarak kullanılan gaz (O_2) katot tarafına, yakıt olarak kullanılan gaz ise anot tarafına gönderilir. Anotta yükseltgenme reaksiyonları, katotta ise indirgenme reaksiyonları oluşmaktadır. Anot ve katot bölgeleri, iyonlar içeren bir elektrolit ile birbirinden ayrılmaktadır. Bazen bu elektrolit, gözenekleri sıvı ile doldurulmuş bir madde veya iyon içeren bir katı da olabilmektedir. Ayrıca elektrotlar harici elektriksel bir devre ile birbirlerine bağlantılıdır. Anot kısmında yakıtın oksidasyonu elektron üretirken katottaki oksidantı indirger ve elektriksel yük oluşur. Elektrolit içindeki iyon akışı bu şekilde devreyi tamamlamış olur [294].



Şekil 4.7 Yakıt pilleri çalışma prensipleri [295]

Yakıt pili sistemleri yakıt pili, yakıt ve oksidant tankları, boru hatları, kontrol sistemi, atık tankları, reaktant işleme sistemleri ve egzoz işleme bileşenlerinden meydana gelmektedir. Yakıt pilinin çalışma sıcaklığını, kullanılan elektrolit tipi belirler. Yakıt pilinin ömrü ve çalışma sıcaklığı, hücrede bulunan malzemelerin kimyasal ve termodinamiksel özelliklerine göre değişmektedir [296]. Yakıt pillerinde düşük sıcaklıkta reaksiyonların gerçekleşmesi için katalizörlü elektrotlar gerekmektedir. Yüksek sıcaklık için ise katalizöre gerek yoktur [294]. Tek başına bir yakıt pili yaklaşık olarak 0,7 volt elektrik üretmektedir. Denizaltılarda yüksek gerilimi elde etmek için yakıt pilleri seri olarak bağlanmaktadır. Seri bağlı bu gruplar

denizaltılarında gereken akımı sağlamak için ise paralel bağlanmaktadır. Günümüzde hâlen birçok üretici firma tarafından yakıt pili tekonolojilerinin denizaltılarda kullanılması için çalışmalar yürütülmektedir. Güncel örnekler olarak İtalyan Fincantieri ve Alman HDW firmalarının Tip 212 ve 214 sınıfı denizaltılarında yakıt pili sistemi kullanılmaktadır [297].

Yakıt pilleri sınıflandırması genellikle elektrolit tiplerine göre yapılır ve bunlar; Proton değişim membranlı yakıt pili (PEMFC), katı oksitli yakıt pili (SOFC) , eriyik karbonatlı yakıt pili (MCFC) , fosforik asitli yakıt pili (PAFC) , alkali yakıt pili (AFC), doğrudan metanol yakıt pili (DMFC) olarak adlandırılır.

Proton değişim membranlı yakıt pili (PEMFC) polimer membrana sahiptir. Perfluorinatlı sülfonik asit polimeri olan Nafion ($C_7HF_{13}O_5SC_2F_4$) bu yakıt pilinde en çok tercih edilen malzemelerdendir. Proton değişim membranlı yakıt pili (PEMFC) düşük sıcaklıklarda çalıştığı için platin katalizör kullanılması gerekmektedir. Yakıt ve oksidan membran elektrot montaj takımına en uygun bir şekilde ayıracak seri plakadan geçirilir. Tekil yakıt pilleri birbirlerine akış kanallarına sahip çift taraflı levhalar ile bağlanır. Çift taraflı levhalar karbon kompozit ya da metalik yapıya sahip olabilirler [298].

Katı oksitli yakıt pili (SOFC) yüksek sıcaklıkta çalışır ve çalışma sıcaklıkları 1000 ˚C'lere kadar ulaşabilir. Katı oksitli yakıt pili (SOFC) dizel, kerosen, hidrojen, metan ve doğalgaz gibi birçok çeşit kimyasalı yakıt olarak kullanabilir. Katalizör kullanılan düşük çalışma sıcaklıklığına sahip yakıt pilleri için önemli bir problem olan karbonmonoksit de (CO) bu yakıt pilinde yakıt olarak kullanılabilir. Bu yakıt pilinin bir diğer önemli özelliği de yüksek ısı üretmesidir. Yüksek termal verimlere ulaşmak için açığa çıkan ısı, kombine çevrim olarak gaz ve buhar türbinli sistemlerde kulllanılabilir. Katı oksitli yakıt pili (SOFC) yapısal olarak proton değişim membranlı yakıt piline (PEMFC) oldukça benzerdir. Yakıt pilinin elektrokimyasal parçaları seramik malzemelerden imal edilebilir. Tek yakıt pilinin ürettiği elektiriğin potansiyeli 0,5 ile 1 V arasında iken akım yoğunluğu 0,5 ile 1 A/cm^2 arasındadır. Pilin anot kısmı metal ve seramik birleşimi olan nikeloksit ve zirkonyumdioksit gibi bir yapıya sahiptir. Ayrıca genelde itriyumoksit katkılı

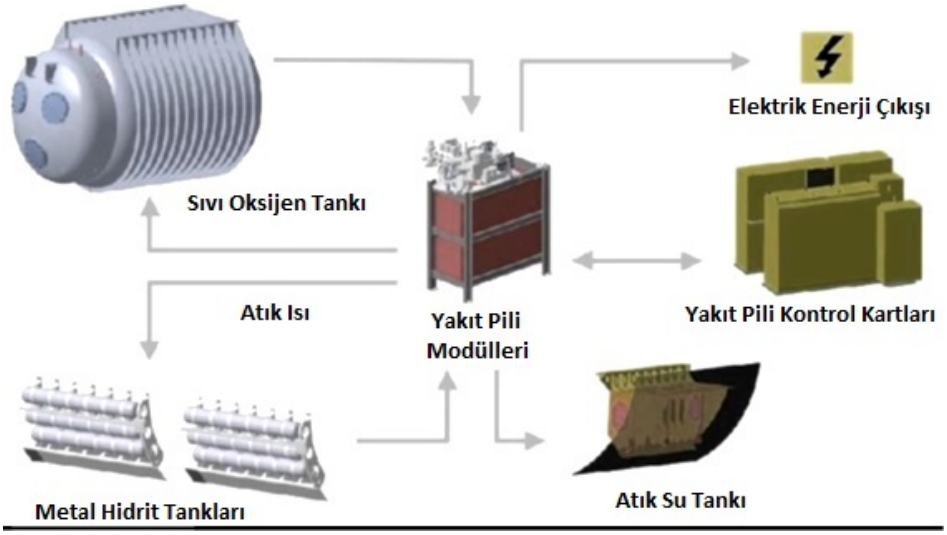
zirkonyumdioksit gibi kimyasalları elektrolit malzemesi olarak kullanılmaktadır [298].

Eriyik karbonatlı yakıt pili (MCFC) yüksek sıcaklıkta çalışır ve çalışma sıcaklığı 650 ˚C'a ulaşır. Eriyik karbonatlı yakıt pilinde (MCFC) elektrolit olarak lityumkarbonat ve potasyumkarbonat gibi kimyasallar kullanılmaktadır. Ayrıca elektrotlar, nikel materyaller içermektedir. Eriyik karbonatlı yakıt pili (MCFC) kimyasal ve elektriksel verimi yüksektir. Yüksek ısı ile buhar oluşturabilir ve elde edilen buhar kullanılabilir. Doğalgaz gibi hidrokarbonlar yakıt olarak kullanılabilir ve pahalı katalizör kullanımına gerek kalmaz. Çalışma sıcaklığı 650 ˚C olduğu için seramik malzeme kullanımına ihtiyaç yoktur [298].

Fosforik asitli yakıt pilinde (PAFC) elektrot olarak silika karbit ortamına bulandırılmış fosforikasit çözeltisi kullanılmaktadır. Çalışma sıcaklığı 200 ˚C olan fosforik asitli yakıt pilinin (PAFC) elektrotları, platin katalizörlü grafit malzemeden meydana gelmektedir [298].

Alkali yakıt pilinde (AFC) düşük ve yüksek sıcaklıklarda farklı yoğunlaşma oranlarına sahip potasyum hidroksit elektrolit kullanılır. Katalizör olarak nikel, gümüş, spineller, metal oksitler ve soy metaller gibi malzemeler tercih edilir. Yakıt olarak hidrojen ve reaktif olmayan bileşik türleri de kullanılabilir. Karbonun direkt yakıt olarak kullanılması durumunda elektrolit farklı bir alkali yapıya geçer. Karbonmonoksit kirleticiye karşı hassas olduğundan, karbondioksit ve potasyum hidroksit arasında oluşan reaksiyon sebebiyle ortaya çıkan karbonmonoksit elektrolitin yapısını bozar [299].

Doğrudan metanol yakıt pili (DMFC) hidrojene dönüştürmeye gerek olmadan suda çözünmüş zayıf metanolu (%3) direkt yakıt olarak kullanır. Elektrolit polimerden yapılır ve katalizör olarak platin-rutenyumdan imal edilen kimyasal kullanılır. Çalışma sıcaklığı 50-120 ˚C arasında olup oldukça düşüktür. Genelde 5 kW'a kadar düşük güçlerde ancak uzun vadeli uygulamalarda kullanılmaktadır [296].



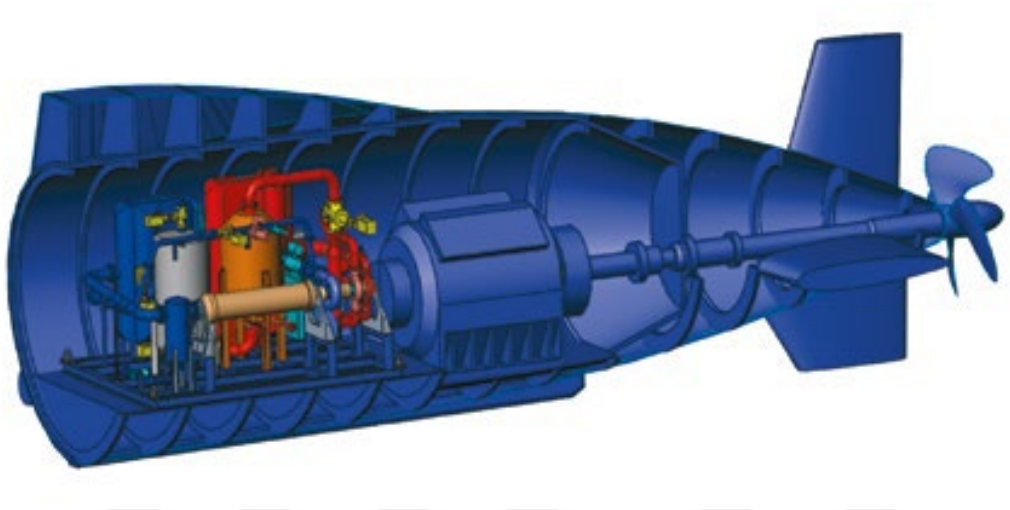
Şekil 4.8 Yakıt pili ve çevre birimleri [300]

Dünyada 1970'lerin sonlarında yakıt pili teknolojisi denizaltı tahrik sistemi olarak geliştirilmeye başlanmıştır. Howaldtswerke-Deutsche Werft AG (HDW) ve Siemens AG firmaları Alman donanması için yakıt pilli havadan bağımsız sevk sistemi olarak görevlendirilmiştir. HDW, denizaltılar için çeşitli yakıt pili sistemleri geliştirilmiş ve üretimini yapmıştır. İtalyan Fincantieri ve Alman HDW firmaları yakıt pili sistemini Tip 212 ve 214 sınıfı denizaltılarda kullanmışlardır. Tip 212'de 34 kW çıkış gücü elde edilen 9 adet BZM34 yakıt pili grubu kullanılmıştır. Tip 214 sınıfı denizaltılarda ise 120 kW güç üreten iki adet BZM120 yakıt pil grubu kullanılmıştır. Yakıt pilli havadan bağımsız sevk sistemine sahip bu denizaltılar su yüzeyine çıkmadan kesintisiz olarak 14 gün kalabilmektedir. Ayrıca bu sevk sistemleri ile 8 knot hıza ulaşabilmektedirler [301]. Günümüzde birçok gelişmiş ülkeler mevcut denizaltılarını yakıt pili sistemiyle yapmaktadır.

4.1.6 Üzerinde Çalışılan Yeni Teknolojiler

Günümüze kadar denizaltılarda denenmiş ve kullanılmış olan beş önemli havadan bağımsız tahrik sisteminin çalışma prensipleri ve özellikleri detaylı olarak verilmiştir. Bu sistemleri geliştirme çalışmalarının yanında yeni havadan bağımsız tahrik teknolojileri arayışları da bulunmaktadır. Çünkü denizaltıların su yüzeyine çıkmadan, radarlara yakanlamadan akustik ve bıraktığı iz noktasında en düşük sistemleri bulma arayışı büyük önem kazanmıştır. Bir havadan bağımsız tahrik sisteminin denizaltılarında optimum seçenek olması için birçok gerekliliği birden

karşılaması lazımdır. Bunlara örnek olarak su altı seyir süresinin uzunluğu, denizaltında kapladığı hacim, sistem ağırlığı, verimi, gücü, yakıt ve oksidan tüketim miktarları, akustuği ve tespit edilmemesi için bıraktığı iz verilebilir. Bu nedenle bu gereksinimleri karşılayacak en iyi sistem arayışı sürekli olacaktır. Son yıllarada üzerinde yoğun bir şekilde durulan yeni teknoloji arayışlarından birisi de oksi-yanmalı süperkritik karbondioksit gaz türbini güç sistemidir. Şekil 4.9'da bu sistemin denizaltına yerleştirilmiş bir tasarım hâli gösterilmiştir.



Şekil 4.9 Oksi-yanmalı s-CO_2 çevriminin denizaltındaki yerleşimi [302]

Oksi-yanmalı süperkritik karbondioksit gaz türbini güç sistemi, özellikle karasal güç santrallerinde kullanılması için büyük bir araştırma-geliştirme çalışmaları yapılmaktadır. Çevresel kirlilik ve küresel ısınma gibi birçok nedenle, zararlı emisyon oluşturmayan bu temiz enerji sistemi, ayrıca yüksek verime sahip olması nedeni ile hızla pratik hayata geçirilmiştir. Bununla birlikte denizaltı gibi çok önemli bir alanda havadan bağımsız tahrik sistemi olarak kullanılması için teorik araştırmalar ve bunlarında yanında pilot deneysel çalışmalar yapılmaya başlanmıştır. Özellikle General Electric gibi firmalar son 5 yıldır büyük bir özenle oksi-yanmalı süperkritik karbondioksit gaz türbini güç sistemi üzerine çalışmaktadır.

4.2 Denizaltı Havadan Bağımsız Tahrik Sistemleri Analizi

Geleneksel dizel-elektrik denizaltılarının, hava kullanılarak dizel motorlarla çalıştırılan jeneratörleri kullanarak pillerini şarj etmek için periyodik olarak

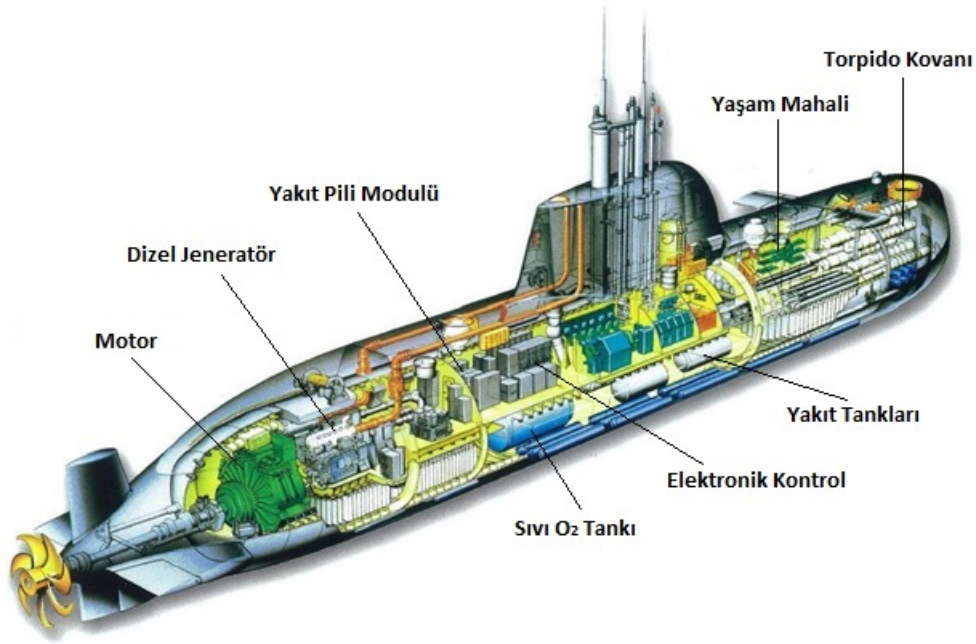
yüzeye çıkmaları gerekir. Denizaltılar için su yüzeyine her çıkışları hem yerlerinin tespit edilme ihtimali hem de savunmasız kalmaları nedeniyle çok tehlikelidir. Bunun için denizaltı su altındayken gerekli gücü üretecek havadan bağımsız tahrik (AIP) sistemleri geliştirilmiştir. Denizaltılarda kapalı çevrim olarak havadan bağımsız tahrik sistemleri için iki önemli seçenek mevcuttur. Bunların birisi nükleer enerjili denizaltıları, diğeri de konveksiyonel denizaltılarıdır. Nükleer enerji, yüksek maliyet ve risklerinden dolayı tercih edilmemektedir. Böylece operasyonel avantajlar sunan daha düşük fiyatlı konveksiyonel sistemler ön plana çıkmıştır. Konveksiyonel havadan bağımsız tahrik sistemleri üzerine araştırmalar yapılarak performansları oldukça artırılmış ve yeni teknolojiler için umut vadeden çalışmalara ışık tutulmuştur.

Yakıt pili sistemlerinin tanıtılması ve Collins Sınıfı denizaltında havadan bağımsız sevk (AIP) sistemleri olarak gelecekte olası kullanım için uygunluk sırasına göre sıralamak amacı ile havadan bağımsız sevk (AIP) sistemlerinin temel operasyonel gereksinimleri gözden geçirilmiştir. Karasal güç üretimi için şu anda kullanımda veya geliştirilmekte olan altı yakıt hücresi türünün tanımları yapılmış ve denizaltı uygulamaları için en büyük potansiyele sahip olan sistemlere özel önem verilmiştir. Denizaltı havadan bağımsız sevk (AIP) uygulamaları için, yakıt hücresi sistemi ile ilişkili depolama ve reaktan işleme sistemlerinin optimum tek bir seçiminin olmadığı vurgulanmaktadır. Her denizaltı uygulamasının, farklı uygulamalar ve stratejik senaryolar için bir dizi farklı ve bazen rekabet eden kriter temelinde değerlendirilmesi gerektiği sonucuna ulaşılmıştır [294]. Denizaltıların havadan bağımsız sevk (AIP) sistemlerinin su altı seyir süreleri bakımından incelendiği araştırmada da bu sistemlerin kullanımı ile bu sürelerin 3-4 kat arttığı ve havadan bağımsız sevk (AIP) dizel denizaltılarına kabiliyet özelliği olarak dikkate değer bir artış sunduğu gösterilmiştir [303]. Howaldtswerke-Deutsche Werft (HDW) şirketinin gelecekteki denizaltıları için 2003 yılından itibaren faaliyete geçirdiği yakıt pilli denizaltıların araştırılması ve üretim hedeflerine geçirilmesi geleceğe bakış açısından mevcut teknolojilerin geliştirilmesi hakkında bir izlenim vermiştir [304]. Persson vd. denizaltılarında uzun süren su altı operasyonları sırasında elde edilen bir dizi hava kalitesi parametresinin sonuçlarını sunmuştur. Ölçülen parametreler basınç, sıcaklık, bağıl nem, oksijen,

karbondioksit, hidrojen, formaldehit ve diğer uçucu organik bileşikler, ozon, nitrojendioksit, partikül madde ve mikrobiyolojik kirleticilerdir. Havadaki partikül ölçümleri, yüksek hava değişim oranları ve verimli hava temizleme cihazları nedeniyle hava kirleticilerinin düşük bir seviyede meydana geldiğini göstermiştir [305]. Geleneksel denizaltı teknolojisinin performans özelliklerini gösteren analiz örnekleri sunulmuştur. Ayrıca karar vericilere gelecekteki tasarımları ve olası tehditlerin etkileri belirtilmiştir. Aynı gövde formundaki farklı sistemlerle potansiyel iyileştirmeler araştırılarak havadan bağımsız tahrik(AIP) sistemleri ile olası tespitler gösterilmiştir [287]. Uzun yıllardır Alman Donanmasının düşük atık ısı, gürültüsüz ve denizaltı su altı seyir süresinin uzun olması için havadan bağımsız operasyona izin veren yenilikçi, nükleer olmayan teknolojiler arayışında olduğu ve sonuç olarak yakıt hücresi teknolojisinde karar kılındığı belirtilmiştir [306]. Denizaltılarında mevcut tahrik sistemi, hidrojenin emilimi ve desorpsiyonunun yardımcı sistemleri veya yakıt hücrelerinin güç kaynağı sistemi için değişiklik gerektirmeyen bir çözüm önermiştir. Depolama hacmi yoğunluğu, çalışma koşulları (basınç ve sıcaklık), şarj sayısı ve boşaltma çevrimleri gibi farklı kısıtlamalar dikkate alınarak denizaltı otonomisinde önemli bir artış değerlendirilmiştir [307]. 2000 tonluk bir hibrit havadan bağımsız tahrik (AIP) sistem denizaltısının performansı, tahrik sisteminin ağırlığı, hacmi ve verimliliği analiz edilerek incelenmiştir. İncelenen havadan bağımsız tahrik (AIP) sisteminin motoru, reaksiyona giren maddeler olarak hidrojen ve oksijeni kullanan düşük sıcaklıkta polimer elektrolit membranlı bir yakıt hücresi kullanmıştır. Yakıt hücresinin reaktanları, üç yakıt depolama sistemi (metanol, sıvı hidrojen ve metalhidrit) ve iki oksidan depolama sistemlerinin kombinasyonundan sonuçlar elde edilmiştir [308]. Denizaltı havadan bağımsız tahrik (AIP) sistemi kontrol algoritmaları ile yük artışı adımında dinamik yanıt yoluyla değerlendirilmiş ve nominal durum geri besleme kontrolörünün kontrol performansı ile geleneksel kontrolör karşılaştırılmıştır. Önerilen nominal durum geri besleme kontrolü ile sistem enerjisini % 23,9 arttırdığı gösterilmiştir [309]. Denizaltılar için en uygun havadan bağımsız tahrik (AIP) teknolojisini seçmek için zorunlu karar matrisi (FDM) kullanılarak rasyonel bir karar verme prosedürü geliştirilmiştir. Zorunlu karar matrisinin çok seçenekli bir ortamda en uygun çözümün belirlenmesine

yönelik etkili ve potansiyel bir araç olduğu sonucuna ulaşılmıştır [310]. Denizaltı atık gazları tahliyesi için deniz suyunda CO_2 çözünmesi üzerine deneyler yapılmıştır. Reaksiyon basıncına ve deneysel sıcaklığa göre CO_2 konsantrasyonu elde edilerek su altı silah sistemlerinin tecrübe ettiği fiili çalışma koşulları altında atık gaz arıtma işleminin optimum tasarımı ortaya koyulmuştur [311]. Denizaltıların dört havadan bağımsız sevk (AIP) sisteminin çalışma prensibi ve özellikleri, ana ekipmanları ve en son gelişmeleri incelenmiştir. Stirling motor teknolojisinin gelişme eğilimi ve havadan bağımsız sevk (AIP) teknolojisinin geleneksel denizaltılar için ilk tercih olduğu kanısı ve gelecekte denizaltılarının geliştirilmesinde önemli bir rol oynayacağı savunulmuştur [312]. Denizaltılarındaki havadan bağımsız tahrik (AIP) sistemlerinin gelişmiş teknolojiler ile birleştirilmesinin, iyileştirilmiş hedef belirleme, saldırı döngüsü ve nihayetinde artırılmış görev esnekliği, hareket kabiliyeti, dayanıklılık, erişim, güvenlik ve su altında kalma süresi arttırmasının önemi coğrafi ve askeri olarak incelenmiştir [313], [313]. HDW, denizaltıların su altı seyir menzilini artırmak için bir yakıt pili sistemi geliştirdiğini ve bu teknolojiyi geliştirmek, inşa etmek, test etmek ve üretim aşamasına getirmek için gereken süreler hakkında bir inceleme sunmuştur [314].

Denizaltı havadan bağımsız tahrik sistemleri üzerine yapılan çalışmalarda görüldüğü üzere son yıllarda yakıt pili sistemi üzerinde fazlaca durulmuştur. Günümüzde araştırma ve geliştirme çalışmaları devam etmektedir. Birçok bakımdan en avantajlı havadan bağımsız sevk sistemi yakıt pilleridir. Bizim önerdiğimiz oksi-yanmalı superkritik karbondioksit gaz türbinli güç çevrimi sisteminin performansını göstermek için onu beş sistemden en iyi performansa sahip yakıt pilleri ile kıyaslamamız yeterli olacaktır. Böylece üretilen güç, verim, yakıt sarfiyatı, oksidan sarfiyatı, güç/hacim ve güç/ağırlık gibi sonuçlar hesaplanılarak oksi-yanmalı s-CO2 gaz türbini güç çevriminin avantajları sergilenmiş olacaktır. Bunun için gerçek bir denizaltı örneği alınarak (Alman Type 214) tüm hesaplamalar onun özelliklerine göre yapılmıştır.



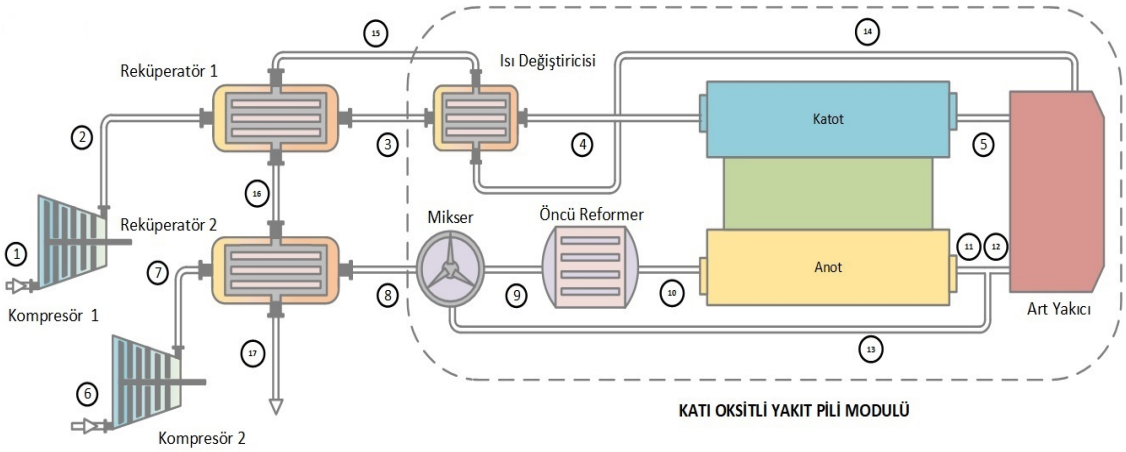
Şekil 4.10 Analiz için örnek olarak alınan Alman Tip 214 denizaltısı [315]

Alman Tip 214 denizaltılarında 2 adet 120 kW'lık olmak üzere toplamda 240 kW gücünde BZM 120 PEMFC yakıt pili sistemi bulunur.

Tablo 4.1 TYPE 214 Denizaltısının bilgileri

TİP 214 Denizaltısı		
Tam boy	LOA	65,00 [m]
Pervanesiz boy	L_{max}	63,98 [m]
Çap	D	6,3 [m]
Orta kesit alanı	A_m	38,90 [m^2]
Takıntılar olmadan hacim	V_{env}	2326,54 [m^3]
Islak alan	WS	1662,37 [m^2]
Dümenlerin alanı	S_a	93,30 [m^2]
Yelken alanı	S_s	140,10 [m^2]
Tekne verimi	n_H	1,4
Dizel makine gücü	P_{dg}	6240 [kW]

4.3 Yakıt Pili Termodinamiksel Hesaplaması



Şekil 4.11 Katı oksitli yakıt pili güç sistemi diyagramı

Şekil 4.11'deki katı oksitli yakıt pili termodinamik analizi hesaplamalarını hava ve gaz yakıtı kompresörlerinden başlayarak yapılır.

- **Kompresörler**

$$\dot{S}_{2s}-\dot{S}_1=\sum_k\left(\dot{n}_{2s}\bar{s}_{2s}\right)-\sum_k\left(\dot{n}_1\bar{s}_1\right)=0 \tag{4.1}$$

Kompresör giriş sıcaklığı ve basıncı bellidir. Kompresör çıkış sıcaklığı ve basıncını kompresör basınç oranına ve kompresör izantropik verimine göre hesaplanır. Denklem (4.1) ile T_{2S} sıcaklığı iterasyon ile bulunur. T_{2S} sıcaklığı ile h_{2S} bulunur. 2 noktasının entalpisini bulmak için kompresör izantropik verimi şu şekilde hesaplanır:

$$\bar{h}_2=\bar{h}_1+\frac{\bar{h}_{2s}-\bar{h}_1}{\eta_{cis}} \tag{4.2}$$

Çıkış değerleri bilinen kompresörün enerji dengesi yazılarak gereken güç bulunur:

$$\dot{Q}_{Kom1}-\dot{W}_{Kom1}+\sum_k\left(\dot{n}_{1,k}\bar{h}_{1,k}\right)_i-\sum_k\left(\dot{n}_{2,k}\bar{h}_{2,k}\right)_o=0 \tag{4.3}$$

Benzer hesaplama, yakıt için kullanılan ikinci kompresör için de yapılır:

$$\dot{S}_{7s}-\dot{S}_6=\sum_k\left(\dot{n}_{7s}\bar{s}_{7s}\right)-\sum_k\left(\dot{n}_6\bar{s}_6\right)=0 \tag{4.4}$$

$$\bar{h}_7=\bar{h}_6+\frac{\bar{h}_{7s}-\bar{h}_6}{\eta_{cis}} \tag{4.5}$$

Yakıt kompresörü için gereken güç için aşağıdaki denklem kullanılır:

$$\dot{Q}_{Kom2}-\dot{W}_{Kom2}+\sum_{k}\left(\dot{n}_{6,k}\overline{h}_{6,k}\right)_{i}-\sum_{k}\left(\dot{n}_{7,k}\overline{h}_{7,k}\right)_{o}=0 \tag{4.6}$$

- **Rekuperatörler ve ısı değiştiricisi**

Şekilde görüldüğü üzere soğuk hava, rekuperatörden girer ve sıcak akışkan olarak katı oksit yakıt pili modülünden çıkan sıcak akışkan ile etkileşime girerek sıcaklığını arttırır. Bu ulaşılan çıkış sıcaklığı, rekuperatör etkinlik katsayısına bağlı olarak değişir:

$$\eta_{R1}=\frac{T_3-T_2}{T_{15}-T_2} \tag{4.7}$$

Yani rekuperatör çıkış sıcaklığı aşağıdaki denklem ile elde edilir:

$$T_3=T_2+\eta_{R1}\left(T_{15}-T_2\right) \tag{4.8}$$

Daha sonra 1. rekuperatör için enerji dengesi yazılarak 16 noktasının entalpi değeri bulunur:

$$\dot{Q}_{R1}-\dot{W}_{R1}+\sum_{k}\left(\dot{n}_{2,k}\overline{h}_{2,k}+\dot{n}_{15,k}\overline{h}_{15,k}\right)_{i}-\sum_{k}\left(\dot{n}_{3,k}\overline{h}_{3,k}+\dot{n}_{16,k}\overline{h}_{16,k}\right)_{o}=0 \tag{4.9}$$

2. reküparetör için 1.'de olduğu gibi rekuperatör çıkış sıcaklığı rekuperatör etkinlik katsayısına göre hesaplanır:

$$T_8=T_{16}+\eta_{R2}\left(T_{16}-T_7\right) \tag{4.10}$$

Enerji dengesi yazılarak egzoz çıkışı entalpi değeri hesaplanır:

$$\dot{Q}_{R1}-\dot{W}_{R1}+\sum_{k}\left(\dot{n}_{7,k}\overline{h}_{7,k}+\dot{n}_{16,k}\overline{h}_{16,k}\right)_{i}-\sum_{k}\left(\dot{n}_{8,k}\overline{h}_{8,k}+\dot{n}_{17,k}\overline{h}_{17,k}\right)_{o}=0 \tag{4.11}$$

Çok benzer bir mantıkla ısı değiştiricisinde etkinlik katsayısına bağlı olarak elde edilen sıcaklık, enerji dengesi denkleminde kullanılarak çıkış entalpi değeri elde edilir:

$$T_4=T_3+\eta_{ISI}\left(T_{14}-T_3\right) \tag{4.12}$$

$$\dot{Q}_{R}-\dot{W}_{R}+\sum_{k}\left(\dot{n}_{14,k}\overline{h}_{14,k}+\dot{n}_{4,k}\overline{h}_{4,k}\right)_{i}-\sum_{k}\left(\dot{n}_{10,k}\overline{h}_{10,k}+\dot{n}_{3,k}\overline{h}_{3,k}\right)_{o}=0 \tag{4.13}$$

- **Mikser**

Tüpsel katı oksitli yakıt pili modülüne yeni giren yakıt ile anottan çıkan belli bir miktar gaz mikserde karışır. Böylece mikser çıkışında beş farklı bileşikten oluşan bir gaz karışımı oluşur. Mikserde dikkat edilmesi gereken bir kural buhar karbon oranının 1,8'den büyük olmasıdır [316]–[318]. Buhar karbon oranı aşağıdaki denklem ile elde edilir:

$$\rho_{sc} = \frac{\dot{n}_{13,H_2O}}{\dot{n}_{9,CH_4} + \dot{n}_{9,CO}} \tag{4.14}$$

Sisteme giren yakıtın molar debisi belli olduğu için mikser çıkışındaki debilerin molar kütle dengesinden (Denklem 4.15-18) ve çıkıştaki entalpi değeri enerji dengesinden (Denklem 4.19) hesaplanır:

$$\dot{n}_{9,CH_4} = \dot{n}_{8,CH_4} + \dot{n}_{13,CH_4} \tag{4.15}$$

$$\dot{n}_{9,CO} = \dot{n}_{8,CO} + \dot{n}_{13,CO} \tag{4.16}$$

$$\dot{n}_{9,H_2} = \dot{n}_{8,H_2} + \dot{n}_{13,H_2} \tag{4.17}$$

$$\dot{n}_{9,H_2O} = \dot{n}_{8,H_2O} + \dot{n}_{13,H_2O} \tag{4.18}$$

$$\dot{Q}_M - \dot{W}_M + \sum_k \left(\dot{n}_{8,k} \bar{h}_{8,k} + \dot{n}_{13,k} \bar{h}_{13,k} \right)_i - \sum_k \left(\dot{n}_{9,k} \bar{h}_{9,k} \right)_o = 0 \tag{4.19}$$

- **Öncü Reformer**

Reformasyon, anotta karbon oluşumunu artırması ve yüksek sıcaklık gerilimine sebep olması nedeniyle olduça önemlidir. Fakat metanın tamamının reforme olması, hücrenin giriş sıcaklığını çok düşüreceğinden elektrokimyasal performansı olumsuz yönde etkilemesine ve bozulmasına sebep olabilir. Bundan dolayı katı oksit yakıt pili modülünün tasarımına bir öncü reformer eklenir [317]. Buhar reformasyon reaksiyonları ile adyabatik öncü reformerde yakıt olarak kullanılan metan dönüşüme uğrar. Ayrıca burada karbonmonoksit dönüşüm reformasyonu da meydana gelir. Öncü reformere giren gaz karışımının giriş sıcaklığı ve komposizyonu, mikserdeki hesaplamalar ile elde edilir. Burada kimyasal dengeye ulaştıkları kabulü yapılır.

$$CH_4 + H_2O \leftrightarrow CO + 3H_2 \tag{4.20}$$

$$CO + H_2O \leftrightarrow CO_2 + H_2 \tag{4.21}$$

Buradaki metan dönüşüm reaksiyonu için K_r, karbonmonoksit dönüşüm reaksiyonu için K_s sıcaklığın bir fonksiyonu olan denge sabitleridir. Dengeye ulaşmış karışımın komposizyonu belirlenir [319].

$$K_r=\exp(-\Delta G_r/\bar{R}T)=\frac{(p_{10,H_2})^3(p_{10,CO})}{(p_{10,CH_4})(p_{10,H_2O})} \tag{4.22}$$

$$K_s=\exp(-\Delta G_s/\bar{R}T)=\frac{(p_{10,H_2})(p_{10,CO_2})}{(p_{10,CO})(p_{10,H_2O})} \tag{4.23}$$

Reaksiyona giren gazların kısmî basınçları P_k ile ifade edilir. Ayrıca mol oranına göre ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$P_k=x_kP=\frac{n_k}{n_{top}}P \tag{4.24}$$

Dönüşmüş metanın molar debisine a_r, tüketilen karbonmonoksitin molar debisine b_r denilirse, karışım komposizyonunun çıkıştaki değerleri şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{n}_{10,CH_4}=\dot{n}_{9,CH_4}-\dot{a}_r \tag{4.25}$$

$$\dot{n}_{10,CO}=\dot{n}_{9,CO}-\dot{a}_r-\dot{b}_r \tag{4.26}$$

$$\dot{n}_{10,CO_2}=\dot{n}_{9,CO_2}+\dot{b}_r \tag{4.27}$$

$$\dot{n}_{10,H_2}=\dot{n}_{9,H_2}+3\dot{a}_r+\dot{b}_r \tag{4.28}$$

$$\dot{n}_{10,H_2O}=\dot{n}_{9,H_2O}-\dot{a}_r-\dot{b}_r \tag{4.29}$$

Molar debileri denge sabitlerinde yerine yerleştirebilir ve enerji dengesi denklemi ile entalpi değerini elde edilebilir.

$$\dot{Q}_{ÖR}-\dot{W}_{ÖR}+\sum_k\left(\dot{n}_{9,k}\bar{h}_{9,k}\right)_i-\sum_k\left(\dot{n}_{10,k}\bar{h}_{10,k}\right)_o=0 \tag{4.30}$$

- **Tüpsel Katı Oksitli Yakıt Pili**

Tüpsel katı oksit yakıt piline katot tarafından giren hava ile anot tarafından yakıt olarak giren gaz karışımı şu üç reaksiyona sebep olur:

$$CH_4+H_2O \leftrightarrow CO+3H_2 \tag{4.31}$$

$$CO+H_2O \leftrightarrow CO_2+H_2 \tag{4.32}$$

$$H_2+\frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O \tag{4.33}$$

Yakıt pilinde reforme edilmiş metanın (%100 kabulu ile) molar debisine $\dot{a}$, tüketilen karbonmonoksitin molar debisine $\dot{b}$ ve elektrokimyasal reaksiyonda kullanılan hidrojenin molar debisine $\dot{c}$ denilirse, kütle korunumundan anot ve katot çıkış noktalarının molar debileri aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{n}_{11,CH_4} = \dot{n}_{10,CH_4} - \dot{a} = 0 \tag{4.34}$$

$$\dot{n}_{11,CO} = \dot{n}_{10,CO} + \dot{a} - \dot{b} \tag{4.35}$$

$$\dot{n}_{11,CO_2} = \dot{n}_{10,CO_2} + \dot{b} \tag{4.36}$$

$$\dot{n}_{11,H_2} = \dot{n}_{10,H_2} + 3\dot{a} + \dot{b} - \dot{c} \tag{4.37}$$

$$\dot{n}_{11,H_2O} = \dot{n}_{10,H_2O} - \dot{a} - \dot{b} + \dot{c} \tag{4.38}$$

$$\dot{n}_{5,O_2} = \dot{n}_{4,O_2} - \frac{\dot{c}}{2} \tag{4.39}$$

$$\dot{n}_{5,N_2} = \dot{n}_{4,N_2} \tag{4.40}$$

Tüm bileşenlerin molar debileri bulunduktan sonra, reaksiyonların denge sabitleri için yerlerine yerleştirilirse şu eşitlikler elde edilir:

$$K_{pr} = \frac{\left(\frac{\dot{n}_{10,H_2} + 3\dot{a} + \dot{b} - \dot{c}}{\dot{n}_{9,tot} + 2\dot{a}}\right)^3 \left(\frac{\dot{n}_{10,CO} + \dot{a} - \dot{b}}{\dot{n}_{9,tot} + 2\dot{a}}\right)}{\left(\frac{\dot{n}_{10,CH_4} - \dot{a}}{\dot{n}_{9,tot} + 2\dot{a}}\right)\left(\frac{\dot{n}_{10,H_2O} - \dot{a} - \dot{b} + \dot{c}}{\dot{n}_{9,tot} + 2\dot{a}}\right)} P^2 \tag{4.41}$$

$$K_{ps} = \frac{\left(\frac{\dot{n}_{10,H_2} + 3\dot{a} + \dot{b} - \dot{c}}{\dot{n}_{9,tot} + 2\dot{a}}\right)^3 \left(\frac{\dot{n}_{10,CO_2} + \dot{b}}{\dot{n}_{9,tot} + 2\dot{a}}\right)}{\left(\frac{\dot{n}_{10,CO} + \dot{a} - \dot{b}}{\dot{n}_{9,tot} + 2\dot{a}}\right)\left(\frac{\dot{n}_{10,H_2O} - \dot{a} - \dot{b} + \dot{c}}{\dot{n}_{9,tot} + 2\dot{a}}\right)} \tag{4.42}$$

Yakıt pilinde elektrokimyasal reaksiyona girecek hidrojenin debisi, anota giren metan, hidrojen ve karbonmonoksit molar debilerinin toplamının yakıt kullanım faktörü ile çarpımından elde edilir:

$$\dot{c} = U_f(4\,\dot{n}_{10,CH_4} + \dot{n}_{10,H_2} + \dot{n}_{10,CO}) \tag{4.43}$$

Yakıt pilinde voltajın hesaplanması en önemli bölümlerdendir. Pil voltajı, temel olarak Nernst potansiyelinden ohmik, aktivasyon ve konsanstrasyon polarizasyon kayıplarının çıkarılması ile hesaplanır.

$$V_h = V_N - V_{ohm} - V_{akt} - V_{kon} \tag{4.44}$$

Yakıt pilinden akım geçişi olmaması için pilin dış yükle bağlantılı olmaması gerekmektedir. Böyle bir durumda pil voltajı açık çevrim voltajına eşittir. Bir yakıt pili için açık çevrim voltajının, elektrokimyasal reaksiyon için Nernst potansiyeline eşit olduğu kabulü yapılır.

$$V_N = \frac{V_{N,i} + V_{N,o}}{2} \tag{4.45}$$

$$V_{N,i} = -\frac{\Delta G^o}{n_e F} - \frac{\bar{R}T}{n_e F} \ln\left(\frac{p_{i,H_2O}}{p_{i,H_2O}\sqrt{p_{i,O_2}}}\right) \tag{4.46}$$

$$V_{N,o} = -\frac{\Delta G^o}{n_e F} - \frac{\bar{R}T}{n_e F} \ln\left(\frac{p_{o,H_2O}}{p_{o,H_2O}\sqrt{p_{o,O_2}}}\right) \tag{4.47}$$

Yukarıdaki denklemlerde Gibbs enerjisindeki değişimi ΔG^o, elektrokimyasal reaksiyona giren elektron sayısını n_e, evrensel gaz sabitini *R*, Faraday sabitini F, yakıt hücre sıcaklığını T ile ifade edilir. Yakıt hücresi girişini *i*, çıkışını ise *o* indisleri ile gösterilmiştir.

Elektrolit sıvısının iyon geçişine karşı direnci ohmik polarizasyon kayıplarını oluşturmaktadır ve şu şekilde hesaplanır:

$$V_{ohm} = i\sum_k r_k \tag{4.48}$$

$$r_k = \sum_k \frac{\rho_k \delta_k}{A} \tag{4.49}$$

$$\rho_k = \sum_k a_k \exp(b_k / T) \tag{4.50}$$

Yukarıdaki denklemlerde, akımı *i*, bileşenin ohmik direncini r_k, k bileşenin akım akış yolu uzunluğunu δ_k, bileşenin malzeme özdirencini ρ_k ile ifade edilir.

$$V_{act}=V_{act,a}+V_{act,k} \tag{4.51}$$

$$j=j_o\left[\exp\left(\frac{\beta n_e F V_{akt}}{\bar{R}T}\right)-\exp\left(-\frac{(1-\beta)n_e F V_{akt}}{\bar{R}T}\right)\right] \tag{4.52}$$

$$j_{o,an}=\gamma_{an}\left(\frac{p_{H_2}}{P_0}\right)\left(\frac{p_{H_2O}}{P_0}\right)\exp\left(-\frac{E_{an}}{\bar{R}T}\right) \tag{4.53}$$

$$j_{o,ka}=\gamma_{ka}\left(\frac{p_{O_2}}{P_0}\right)^m\exp\left(-\frac{E_{ka}}{\bar{R}T}\right) \tag{4.54}$$

Yukarıdaki denklemlerde, akım yoğunluğu j, değişken akım yoğunluğu ise j_o ile ifade edilir. Buradaki transfer katsayısı (β) polarizasyondaki değişim oranıdır. Bu oran literatürde çoğunlukla 0,5 alınır [320].

$$V_{conc}=V_{conc,a}+V_{conc,k} \tag{4.55}$$

$$V_{conc,a}=\frac{RT_c}{n_e F}\ln\left(\frac{1-j/j_{L,H_2}}{1+j/j_{L,H_2O}}\right) \tag{4.56}$$

$$V_{conc,k}=\frac{RT_c}{n_e F}\ln\left(\frac{1}{1-j/j_{L,O_2}}\right) \tag{4.57}$$

$$j_{L,i}=\frac{n_e F D_{eff,k}}{RT_c L_k}p_k \tag{4.58}$$

Tek bir pilden elde edilen voltaj bulunduktan sonra, toplam yakıt hücresi gücü aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\dot{W}_{YH}=NV_h i \tag{4.59}$$

Yakıt pili modülündeki tüp sayısı N ile ifade edilir. Enerji denge denkleminden Yakıt pilinin katot çıkışındaki sıcaklık ve entalpi değerini aşağıdaki enerji dengesi denkleminden elde ederiz:

$$\dot{Q}_{YP}-\dot{W}_{YP}+\sum_k\left(\dot{n}_{10,k}\bar{h}_{10,k}+\dot{n}_{4,k}\bar{h}_{4,k}\right)_i-\sum_k\left(\dot{n}_{11,k}\bar{h}_{11,k}+\dot{n}_{5,k}\bar{h}_{5,k}\right)_o=0 \tag{4.60}$$

- **Art Yakıcı**

Yakıt pilinde oluşan reaksiyonlardan sonra anot çıkışında oluşan gazların bir miktarı resirkülasyon için miksere gönderilir, taze metanla karışır ve öncü reformerde buhar oluşturur. Diğer oluşan gazlar içindeki hidrojen ve

karbonmonoksit kullanılmamış oksijen ile yanma reaksiyonunu oluşturarak ısı açığa çıkartır. Ark yakıcıda iki reaksiyon meydana gelir:

$$H_2+\frac{1}{2}O_2 \rightarrow H_2O \tag{4.61}$$

$$CO+\frac{1}{2}O_2 \rightarrow CO_2 \tag{4.62}$$

Burada tükenen H_2 molar debisini $\dot{c}_{KY}$, ve tükenen CO molar debisini $\dot{b}_{KY}$ olarak ifade edilirse çıkıştaki karışımın molar debisi hesaplanır. Buradaki η_{KY} ark yakıcının yanma verimini ifade eder:

$$\dot{b}_{KY} = \dot{n}_{12,CO} \cdot \eta_{KY} \tag{4.63}$$

$$\dot{c}_{KY} = \dot{n}_{12,H_2} \cdot \eta_{KY} \tag{4.64}$$

$$\dot{n}_{14,CO} = \dot{n}_{12,CO} - \dot{b}_{KY} \tag{4.65}$$

$$\dot{n}_{14,CO_2} = \dot{n}_{12,CO_2} + \dot{b}_{KY} \tag{4.66}$$

$$\dot{n}_{14,H_2} = \dot{n}_{12,H_2} - \dot{c}_{KY} \tag{4.67}$$

$$\dot{n}_{14,H_2O} = \dot{n}_{12,H_2O} + \dot{c}_{KY} \tag{4.68}$$

$$\dot{n}_{14,O_2} = \dot{n}_{5,O_2} - \frac{\dot{c}_{KY}}{2} - \frac{\dot{b}_{KY}}{2} \tag{4.69}$$

$$\dot{n}_{14,N_2} = \dot{n}_{5,N_2} \tag{4.70}$$

Yukarıdaki denklemler ile ark yakıcı çıkışındaki gaz kompozisyonunu ve molar debilerini elde ettikten sonra çıkıştaki sıcaklık ve entalpi değerleri enerji dengesinden bulunur:

$$\dot{Q}_{AY} - \dot{W}_{AY} + \sum_k \left(\dot{n}_{12,k} \overline{h}_{12,k} + \dot{n}_{5,k} \overline{h}_{5,k} \right)_i - \sum_k \left(\dot{n}_{14,k} \overline{h}_{14,k} \right)_o = 0 \tag{4.71}$$

Buraya kadar enerji yönünden elde edilen sonuçlarla ekserji hesaplamaları yapılabilmesi için her bir noktanın ekserji değerinin hesaplanması gerekmektedir.

Tablo 4.2 Yakıt pili sisteminin noktasal olarak termodinamik verileri

	T (K)	P (kPa)	kmol/h	Gaz Molar Kompozisyonu (%)
1	298	101.325	42.2	%79 N_2, %21 O_2
2	306.6	113.48	42.2	%79 N_2, %21 O_2
3	920.4	111.21	42.2	%79 N_2, %21 O_2
4	1182.6	111.21	42.2	%79 N_2, %21 O_2
5	1341.1	108.99	40.6	%82.1 N_2, %17.9 O_2
6	298	101.325	1.02	%100 CH_4
7	309.5	113.48	1.02	%100 CH_4
8	512.4	111.214	1.02	%100 CH_4
9	1077	111.214	6	%17 CH_4, %10.1 H_2, %44.5 H_2O, %5.7 CO, %22.7 CO_2
10	861.5	111.214	6.76	%10.5 CH_4, %29.5 H_2, %30.4 H_2O, %4.9 CO, %24.7 CO_2
11	1185	108.99	7.7	%15 H_2, %50 H_2O, %7 CO, %28 CO_2
12	1185	108.99	2.64	%15 H_2, %50 H_2O, %7 CO, %28 CO_2
13	1185	111.21	5.06	%15 H_2, %50 H_2O, %7 CO, %28 CO_2
14	1270	105.72	43.1	%4.7 H_2O, %2.1 CO_2, %77.2 N_2, %16 O_2
15	1125	105.72	43.1	%4.7 H_2O, %2.1 CO_2, %77.2 N_2, %16 O_2
16	580	104.66	43.1	%4.7 H_2O, %2.1 CO_2, %77.2 N_2, %16 O_2
17	473	103.62	43.1	%4.7 H_2O, %2.1 CO_2, %77.2 N_2, %16 O_2

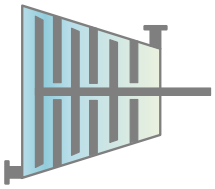
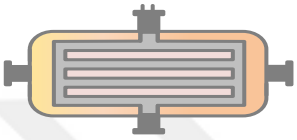
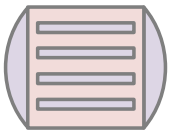
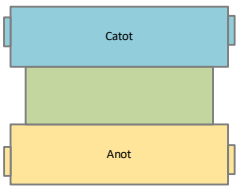
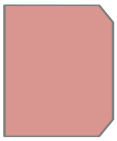
Ekserji değeri fiziksel ekserji ve kimyasal ekserji değerlerinin toplamı ile elde edilir. Bu sistem içinde kimyasal değişime neden olmayan bileşenlerin çıkışında kimyasal ekserji değeri sıfırdır ve sadece fiziksel ekserji değerine eşit olur:

$$\dot{E}_n = \dot{E}X^{ph}{}_n + \dot{E}X^{ch}{}_n \tag{4.72}$$

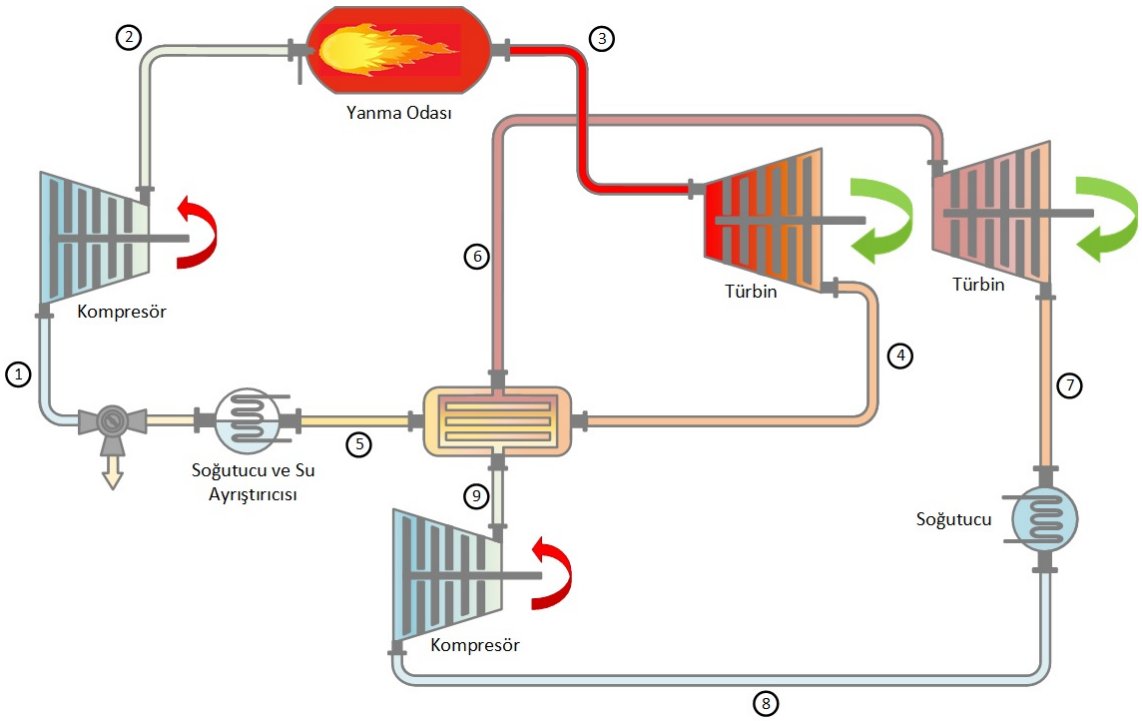
$$\dot{E}X^{ph}{}_n = \sum_k \dot{n}_{n,k}\left[\overline{h}_{n,k} - \overline{h}_{0,k} - T_0\left(\overline{s}_{n,k} - \overline{s}_{0,k}\right)\right] \tag{4.73}$$

$$\dot{E}X^{ch}{}_n = \sum_k \dot{n}_{n,k} \sum_k \left(x_{n,k}\overline{e}^{ch}_{n,k} + RT_0 x_{n,k}\ln(x_{n,k})\right) \tag{4.74}$$

Tablo 4.3 Yakıt pili güç sisteminin bileşenlerinin ekserji yıkımları ve ekserji verimi fonksiyonları

Bileşenler	Ekserji Yıkımı	Ekserji Verimi
 Kompresör	$E\dot{X}_{D,kom} = -\dot{W}_{kom} - \dot{E}_i - \dot{E}_o$	$\eta_{ex,kom} = \frac{\dot{E}_o - \dot{E}_i}{\dot{W}_{kom}}$
 Rekuperatör/ Isı Değiştiricisi	$E\dot{X}_{D,rek} = \dot{E}_{i,1} + \dot{E}_{i,2} - \dot{E}_{o,1} - \dot{E}_{o,2}$	$\eta_{ex,rek} = \frac{\dot{E}_{i,1} - \dot{E}_{o,1}}{\dot{E}_{i,2} - \dot{E}_{o,2}}$
 Mikser	$E\dot{X}_{D,mik} = \dot{E}_{i,1} + \dot{E}_{i,2} - \dot{E}_o$	$\eta_{ex,mik} = \frac{\dot{E}_o}{\dot{E}_{i,1} + \dot{E}_{i,2}}$
 Öncü reformer	$E\dot{X}_{D,ör} = \dot{E}_i - \dot{E}_o$	$\eta_{ex,ör} = \frac{\dot{E}_o}{\dot{E}_i}$
 Yakıt pili	$E\dot{X}_{D,yp} = \dot{E}_{i,1} + \dot{E}_{i,2} - \dot{E}_{o,1} - \dot{E}_{o,2} - \dot{W}_{YP}$	$\eta_{ex,yp} = \frac{W_{YP}}{\dot{E}_{i,1} + \dot{E}_{i,2} - \dot{E}_{o,1} - \dot{E}_{o,2}}$
 Art yakıcı	$E\dot{X}_{D,ay} = \dot{E}_{i,1} + \dot{E}_{i,2} - \dot{E}_o - \dot{W}_{AY}$	$\eta_{ex,ay} = \frac{\dot{E}_o}{\dot{E}_{i,1} + \dot{E}_{i,2}}$

4.4 Oksi-Yanmalı Süperkritik Karbondioksit Gaz Türbini Güç Çevrimi Termodinamiksel Hesaplaması



Şekil 4.12 Oksi-yanmalı s-CO_2 güç sistemi diyagramı

Tezin 3. bölümünde oksi-yanmalı güç sistemlerinin enerjik, ekserjik, ekolojik ve ekonomik olarak detaylı bir şekilde analizi yapılmıştır. Bu bölümde ise oksi-yanmalı s-CO_2 güç çevriminin yakıt pili ile net güç ve kullanılan oksijen bakımından eşit olduğu durumda analizi ve kıyaslaması yapılmıştır. Bundan dolayı bu bölümdeki analiz parametrik değil, noktasal olarak yapılmıştır. Burada önemli olan nokta, çalışma akışkanı olan karbondioksitin süperkritik fazda olmasıdır. Karbondioksitin, 31 ˚C sıcaklığından ve 73,8 bar basıncından yüksek olması gerekmektedir. 1. noktada bu sağlandığında kompresör sıkıştırma oranına göre basınç olarak 2,5 artarken sıcaklık da artacaktır. Yanma odasında bu durum devam eder, sadece %2'lik bir basınç kaybı olmaktadır. Yanma sıcaklığı ise yakıt pili maksimum sıcaklığı ile çok yakın bir değerde tutulmuştur ki denizaltı gibi termal kameralarla yerinin tespiti noktasında aynı olsun. Oksi-yanmalı s-CO_2 güç çevriminin bileşen analizinde, sistemlerin optimum çalışma performanslarını bulmak için MATLAB programında sayısal bir simülasyon hazırlanmıştır. Geleneksel gaz türbini enerji santrali ile yeni oksi-yanmalı güç sisteminin

kıyaslanması için tesisteki her bileşenin basınç, sıcaklık, özgül ısı, entalpi ve entropi değerleri hesaplanmıştır. Şekil 4.12'de gösterilen enerji sistemlerinin enerji analizi denklemleri aşağıdaki gibidir:

- **Kompresörler**

Kompresör çıkış sıcaklığı, basınç oranına göre değişirken, *k* değeri oksi-yakıt yanmalı güç sistemi için ise karbondioksit alınmaktadır.

$$T_o = T_i \left(1 + \frac{1}{\eta_c} \left(Pr^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right) \tag{4.75}$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}_{ox} c_p \left(T_o - T_i \right) \tag{4.76}$$

Kompresör işini hesaplarken c_p değeri CO_2 için alınarak hesaplanmaktadır. c_p değerleri sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir.

$$c_{p,g}(T) = \left[a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4 \right] R_u \tag{4.77}$$

- **Yanma Odası**

Tüm gaz türbinli enerji çevrimlerinde, türbin giriş sıcaklığı sabit tutulur. Bunun sebebi türbin kanatlarının belli bir sıcaklığa kadar dayanabilmesidir [265]. Ayrıca basınç kaybı çevrim verimi için çok önemlidir. %5'lik bir basınç kaybını önlemek, sıkıştırma oranını ikiye katlamak kadar etkisi olacağı belirtilmiştir [266]. Yanma odasındaki türbülans, sürtünme ve türbin girişindeki basınç kaybı ile birlikte basınç kaybının %4 olduğu kabul edilir. Termodinamik özellikleri tam olarak hesaplamak için yanma modeli oluşturulmuştur. Yanma ürünleri, denge sabitleri dikkate alınarak eşdeğerlik oranı ve sıcaklığın bir fonksiyonu olarak hesaplanır. Yanma modeli için kimyasal denklem şu şekildedir:

$$\begin{aligned} &\varepsilon\varphi \sum_{k=1}^{k=n} m_k (C_{xk} H_{yk} O_{zk} N_{qk}) + aO_2 + bCO_2 + cN_2 \longrightarrow \chi_1 CO_2 + \chi_2 H_2O + \chi_3 N_2 \\ &+ \chi_4 O_2 + \chi_5 CO + \chi_6 H_2 + \chi_7 H + \chi_8 O + \chi_9 OH + \chi_{10} NO + \chi_{11} HO_2 + \chi_{12} NO_2 \end{aligned} \tag{4.78}$$

Buradaki χ_1 den χ_{12} ye kadar her tür için mol sayısını temsil eder. Buradaki x,y,z,q; yakıtta bulunan karbon, hidrojen, oksijen ve azot atomlarının sayılarını ifade eder. ϕ, genel eşdeğerlik oranıdır. ε, yakıtın stokiyometrik yanmasından elde edilen molar hava-yakıt oranıdır.

$$\phi = \frac{FA}{FA_s} \tag{4.79}$$

$$\varepsilon = \frac{4a}{4X+Y-2Z} \tag{4.80}$$

12 bilinmeyen mol sayısını ve mol fraksiyonunu bulmak için temeli Ferguson'a [131] ait olan denge yöntemi kullanılır. Eşitlik ürünlerinin mol fraksiyonlarını çözmek için denklem (4.78) ve (4.80)'e ihtiyaç vardır. Bunlardan 6 tanesi, ürünler arası denge kriteri ile sağlanmaktadır. Denge ürünlerinin hesaplanmasında yanma modelinin atom dengesinden gelen 4 denklem daha mevcuttur. Bu denklemelerle Newton Rapson ve Gauss Siedel yöntemleri ile güvenli ve hassas sonuçlar elde edilir. Bu sonuçların elde edilmesi ve GASEQ ve NASA CEA programları ile validasyonu [101], [267] çalışmalarında detaylı bir şekilde gösterilmiştir. Her türün molar özgül ısı, entalpi ve entropi değerleri, (CHON) sistemlerinin termodinamik özellikleri için eğri uyma katsayıları ($\alpha_1 \ldots \alpha_n$) kullanılarak aşağıdaki ifadeler elde edilebilir [135]:

$$\frac{\bar{h}_k}{R_u T} = \alpha_{1,k} + \frac{\alpha_{2,k}}{2}T + \frac{\alpha_{3,k}}{3}T^2 + \frac{\alpha_{4,k}}{4}T^3 + \frac{\alpha_{5,k}}{5}T^4 + \frac{\alpha_{6,k}}{2} \tag{4.81}$$

$$\frac{\bar{c}_{p,k}}{R_u} = \alpha_{1,k} + \alpha_{2,k}T + \alpha_{3,k}T^2 + \alpha_{4,k}T^3 + \alpha_{5,k}T^4 \tag{4.82}$$

$$\frac{\bar{s}_k^0}{R_u T} = \alpha_{1,k}\ln T + \alpha_{2,k}T + \frac{\alpha_{3,k}}{2}T^2 + \frac{\alpha_{4,k}}{3}T^3 + \frac{\alpha_{5,k}}{4}T^4 + \alpha_{7,k} \tag{4.83}$$

Sabit basınçta, karışımın mol fraksiyonları sıcaklıkla değiştikçe, ayrışmalara bağlı olarak karışımın entalpisi değişir. Bu, aşağıdaki şekilde tanımlanan gaz karışımının nihai özgül ısısını değiştirecektir:

$$h = \frac{1}{M}\sum_{k=1}^{12} \alpha_k \bar{h}_k \left[kJ/kg\right] \tag{4.84}$$

$$\bar{s} = \frac{R_u}{M}\left[\sum_{k=1}^{n} \alpha_k \left(\bar{s}_k^o - \ln\alpha_k\right) - \ln\left(\frac{P}{P_0}\right)\right] \tag{4.85}$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P = c_{p_g} = \sum_{k=1}^{12} \frac{\alpha_k}{M}\frac{\partial \bar{h}_k}{\partial T} + \frac{\bar{h}_k}{M}\frac{\partial \alpha_k}{\partial T} - \frac{\alpha_k \bar{h}_k}{M^2}\frac{\partial M}{\partial T} \tag{4.86}$$

$$\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_P = c_{p_g} = \frac{1}{M}\left[\sum_{k=1}^{12} \alpha_k \bar{c}_{p_k} + \bar{h}_k \frac{\partial \alpha_k}{\partial T} - hM_T\right] \tag{4.87}$$

$$M_T = \frac{\partial M}{\partial T} = \sum_{k=1}^{12} M_k \frac{\partial \alpha_k}{\partial T} \tag{4.88}$$

Burada, yanma sıcaklığı T (K) ve ürünlerin molar kütlesi M_k ve toplam ürün molar kütlesi M ile ifade edilir.

$$M = \sum_{k=1}^{12} m_k = \sum_{k=1}^{12} \alpha_k M_k \tag{4.89}$$

Ürünlerin toplam mol sayısı, reaktanların kütlesinin yanma ürünlerinin moleküler ağırlığına aşağıdaki şekilde bölünmesiyle bulunabilir ve son olarak, y_1, y_2, y_3… y_{12} mol sayıları elde edilir.

$$N = \frac{m_R}{M} \Rightarrow \nu_i = y_i N \tag{4.90}$$

Yanma odası çıkış sıcaklığını hesaplamak için:

$$T_e = \frac{T_{pz} c_p m_{ox} + T_{cox} c_{p,cox} m_{cox}}{c_p m_{ox} + c_{p,cox} m_{cox}} \tag{4.91}$$

Burada T_{pz} birincil bölge hava sıcaklığı, T_{cox} ise dilüzyon (soğutucu olarak) havası sıcaklığını ifade etmektedir. Ayrıca yanma odasında oluşan ısı miktarını aşağıdaki denklemle buluruz:

$$Q_{in} = \dot{m}_f LHV/\eta_{cc} \tag{4.92}$$

- **Türbin**

$$T_5 = T_4\left(1 - \eta_T\left[1 - \left(\frac{P_4}{P_5}\right)^{\frac{1-k_g}{k_g}}\right]\right) \tag{4.93}$$

Türbin çıkış sıcaklığını elde edildikten sonra $C_{p,g}$'yi denklem (4.77)'deki gibi yanma sonrası türbine giren gaz karışımlarının detaylı hesaplaması ile elde ederiz.

$$\dot{W}_T = \dot{m}_T c_{p,g}\left(T_4 - T_5\right) \tag{4.94}$$

$$c_{p,g}(T) = \left[a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4\right] R_u \tag{4.95}$$

- **Isı değiştiricisi**

$$\dot{m}_{ox}(h_3-h_2)=\dot{m}_T(h_5-h_6)\eta_r \tag{4.96}$$

Rejeneratör basınç kaybı ve verimi, hesaplama için önemlidir.

$$P_3/P_2=(1-\Delta P_r) \tag{4.97}$$

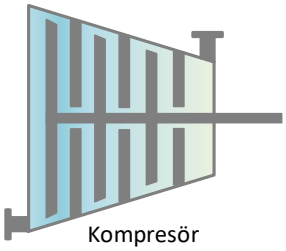
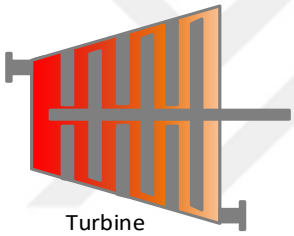
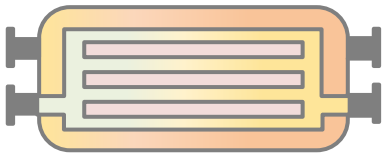
Net güç, türbinden elde edilen gücün kompresörde harcanan güçten çıkarılması ile bulunur:

$$\dot{W}_{NET}=\dot{W}_T-\dot{W}_C \tag{4.98}$$

Özgül yakıt sarfiyatı aşağıdaki denklemden hesaplanır:

$$SFC=\left(3600\dot{m}_f 1000\right)/\dot{W}_{NET} \quad [g/kWh] \tag{4.99}$$

Tablo 4.4 Oksi-yanma s-CO2 güç sisteminin bileşenlerinin ekserji yıkımları ve ekserji verimi fonksiyonları

Bileşenler	Ekserji Yıkımı	Ekserji Verimi
 Kompresör	$E\dot{X}_{D,kom}=\dot{W}_{kom}+\dot{E}_i-\dot{E}_o$	$\eta_{ex,kom}=\frac{\dot{E}_o-\dot{E}_i}{\dot{W}_{kom}}$
 Yanma Odası	$E\dot{X}_{D,yo}=\dot{E}_i+\dot{E}_{f,yo}-\dot{E}_o$	$\eta_{ex,yo}=\frac{\dot{E}_o}{\dot{E}_i+\dot{E}_{f,yo}}$
 Turbine	$E\dot{X}_{D,tur}=\dot{E}_i-\dot{E}_o-\dot{W}_{tur}$	$\eta_{ex,tur}=\frac{\dot{W}_{tur}}{\dot{E}_i-\dot{E}_o}$
 Isı Değiştiricisi	$E\dot{X}_{D,rek}=\dot{E}_{i,1}+\dot{E}_{i,2}-\dot{E}_{o,1}-\dot{E}_{o,2}$	$\eta_{ex,rek}=\frac{\dot{E}_{i,1}-\dot{E}_{o,1}}{\dot{E}_{i,2}-\dot{E}_{o,2}}$
 Soğutucu ve su ayırıcısı	$E\dot{X}_{D,so}=\dot{E}_i-\dot{E}_o-\dot{E}_{out}$	$\eta_{ex,so}=\left(1-\frac{\dot{E}_{out}}{\dot{E}_i-\dot{E}_o}\right)$

Denizaltıların istenilen hızlarda seyir edebilmesi için havadan bağımsız sevk sistemlerinin lazım olan gücü sağlaması gerekmektedir. Bu gerekli gücün sistemden elde edilip pervaneye ulaştırılmasına kadar birtakım kayıplar oluşmaktadır. Bu kayıpları hesaplamada bazı verim ifadeleri kullanılır [321],

[322]. Bir denizaltının v hızıyla seyir edebilmesi için lazım olan güce etkin güç denir ve P_E ile ifade edilir. Pervaneye iletilmek için pervane ucunda ölçülen güce şaft gücü denir ve P_D ile ifade edilir. Bu şekilde Alman Tip 214 denizaltısının su altındaki gerekli şaft gücü aşağıdaki denklem ile bulunur: Ele alınan denizaltıların dalmış durumdaki şaft gücü aşağıdaki formüle göre hesaplanacaktır:

$$P_D = \frac{P_E}{\eta_D} \tag{4.100}$$

Yukarıdaki denklemde genel sevk verimi η_D ile ifade edilir.

Geminin temel geometrik parametreleri ve görev profili belirlendikten sonra, geminin itici gücü ve buna eşlik eden enerji ihtiyaçları hesaplanabilir. Belirli bir gemiyi, belirli bir hızda hareket ettirmek için gereken itme gücünün belirlenmesi için bir dizi farklı yaklaşım mevcuttur [323]. Literatürde denizaltıların su altında gerekli güç ve enerjisini ortaya koyan hidrodinamik hesaplamalarla kontrol edilmiş yarı ampirik formüller vasıtası ile hesaplanır. Etkin gücü (P_E) aşağıdaki şu formül ile hesaplanır [324]:

$$P_E = 0.00872V^3\left[WS\left(c_f + c_a + c_r\right) + \left(S_s \times c_{ds}\right) + \left(S_a \times c_{da}\right)\right](HP) \tag{4.101}$$

Yukarıdaki denklemde denizaltının su altındaki seyir hızı v (m/s), takıntısız ıslak yüzey alanı W_S (m^2), sürtünme direnci katsayısı C_f, korelasyon katsayısı C_a, artık direnç katsayısı C_r, yelken ıslak yüzey alanı S_s (m^2), yelken direnç katsayısı C_{ds}, dümen ve diğer takıntıların toplam ıslak yüzey alanı S_a (m^2), dümen direnç katsayısı C_{da} ile temsil edilmektedir. Literatürde yapılan çalışmalardan yola çıkarak C_a=0,0004, C_{ds}=0,009 ve C_{da}=0,006 olarak alınmıştır.

Gövde sürtünme direnci terimi için net bir teorik ifade yoktur. Ancak model testlerinden elde edilmiş formüller yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu ifadeler Blasius ve Prandtl-Von Karman'ın klasik akışkan dinamiği denklemlerine benzer bir biçime sahiptir. Uluslararası Çekme Tank Konferansı'nda (ITTC) popüler olan gövde sürtünme direnci ifadesi ile hesaplanabilir: [282], [323].

$$c_f = \frac{0.075}{\left(\log \mathrm{Re} - 2\right)^2} \tag{4.102}$$

Buradaki Reynold sayısı ise aşağıdaki ifade ile elde edilir:

$$\mathrm{Re}=\frac{V_{Re}\times L_{max}}{\nu} \tag{4.103}$$

Yukarıdaki denklemde dalmış durumdaki hız V_{re} (m/s), denizaltı tam boyu L_{max} (m), kinematik viskozite ise ν [m^2/s] ile temsil edilir.

Buradaki kinematik viskozite ise aşağıdaki deneye dayalı ifade ile elde edilir:

$$\nu=\left[((0.659\times10^{-3})\times(T_{sea}-1)-0.05076)\times(T_{sea}-1)+1.7688)\times10^{-6}\right] \tag{4.104}$$

Yukarıdaki denklemde deniz suyu sıcaklığı Celcius (˚C) olarak alınır. Artık direnç katsayısı ise aşağıdaki deneye dayalı ifade ile elde edilir [325]:

$$c_r=c_f\times\left[1.5(D/L_{max})^{1.5}+7\times(D/L_{max})^{3}+0.002(c_p-0.6)\right] \tag{4.105}$$

Buradaki prizmatik katsayı ise aşağıdaki deneye dayalı ifade ile elde edilir:

$$c_p=\frac{V_{env}}{L_{max}\times A_{midship}} \tag{4.106}$$

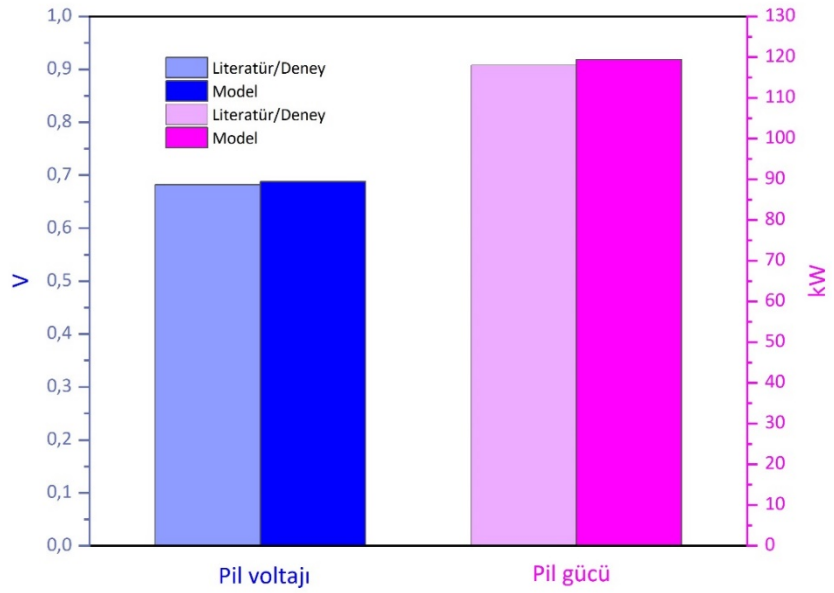
Yukarıdaki denklemde takıntısız denizaltı hacmini V_{env} (m^3), denizaltı orta kesit alanı ise $A_{midship}$ (m^2) ile temsil edilir. Ayrıca denizaltısının genel sevk verimini aşağıdaki denklem ile elde edilir[325]:

$$\eta_D=\eta_H\times\eta_O\times\eta_R \tag{4.107}$$

Bu denklemde tekne form verimi η_H, açık su pervane verimi η_0, bağıl dönme verimi ise η_R ile temsil edilir. ($\eta_R=1.02$ kabulü yapılmıştır [326].)

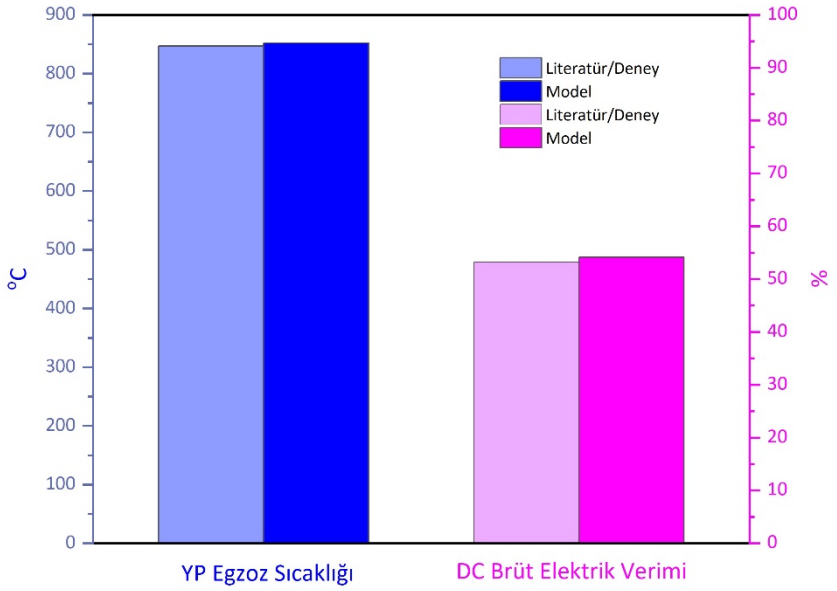
4.5 Modelin Doğrulaması

Yapılan termodinamiksel analiz sonuçlarının doğruluğunu göstermek için sayısal modelin sonuçlarından pil voltajı, pil gücü, yakıt pili egzoz sıcaklığı ve doğru akım brüt elektrik verimi değerleri, literatürdeki Siemens Westinghouse tarafından geliştirilmiş tüpsel katı oksit yakıt pili deneysel sonuçları ile karşılaştırılmıştır [296], [327], [328].



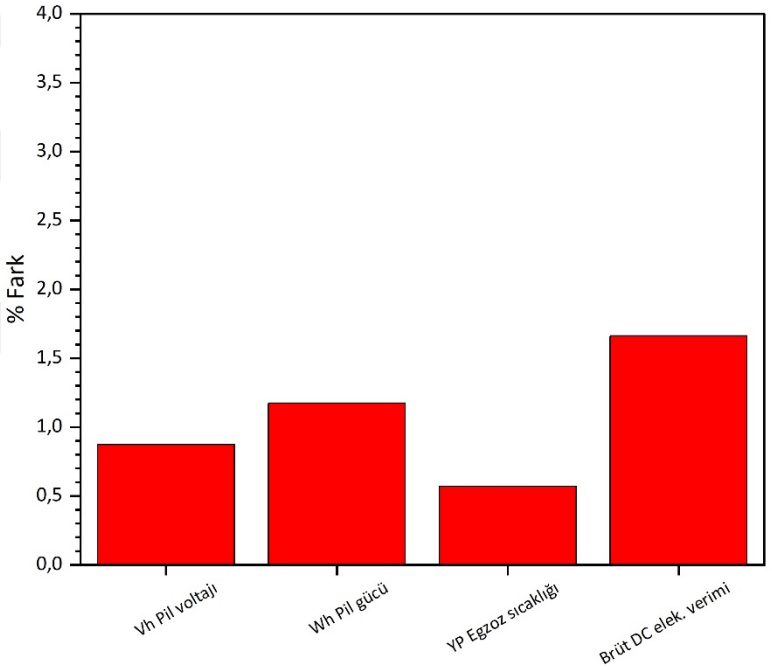
Şekil 4.13 Pil voltajı ve pil gücü için model ile literatürdeki deneysel sonuçlarının karşılaştırılması

Termodinamiksel hesaplamalarda yapılan iterasyonların tolere edilen hata paylarından daha az miktarlara kadar yakınsamasıyla elde edilen sonuçlar sunulmuştıur. Şekil 4.13'te görüldüğü üzere; hücre voltajı 0,688 ve hücre gücü 119,4 kW olarak hesaplanmıştır. Literatürdeki deneysel sonuçları ise hücre voltajı için 0,682 ve hücre gücü için 118 kWdır. Sayısal simülasyonun bu karşılaştırma ile ne kadar doğru sonuçlar verdiği tespit edilmiştir. Hücre voltajı için model ile literatürdeki deneysel sonuçlar arasında %0,87 fark vardır. Hücre gücü için ise bu fark %1,17 dir (Şekil 4.15).



Şekil 4.14 Yakıt pilinde egzoz sıcaklığı ve DC brüt elektrik verimi için model ile literatürdeki deneysel sonuçlarının karşılaştırılması

Şekil 4.14'te görüldüğü üzere yakıt pili egzoz sıcaklığı 851,85 K ve brüt doğrusal akım elektrik verimi %54,15 olarak hesaplanmıştır. Literatürdeki deneysel sonuçları ise yakıt pili egzoz sıcaklığı için 847 K ve hücre gücü için 118 kW'dır. Yakıt pili egzoz sıcaklığı için model ile literatürdeki deneysel sonuçlar arasında %0,57 fark vardır. Brüt DC elektrik verimi için ise bu fark %1,66'dır. (Şekil 4.15) Model ile elde edilen sonuçların deneysel sonuçlarla en fazla %1,66 kadar farklılık göstermiş olması ve diğer önemli sonuçlar için bu farkın %1'den az olması sayısal hesaplamamızın güvenilirliğini ortaya net bir şekilde koymaktadır.

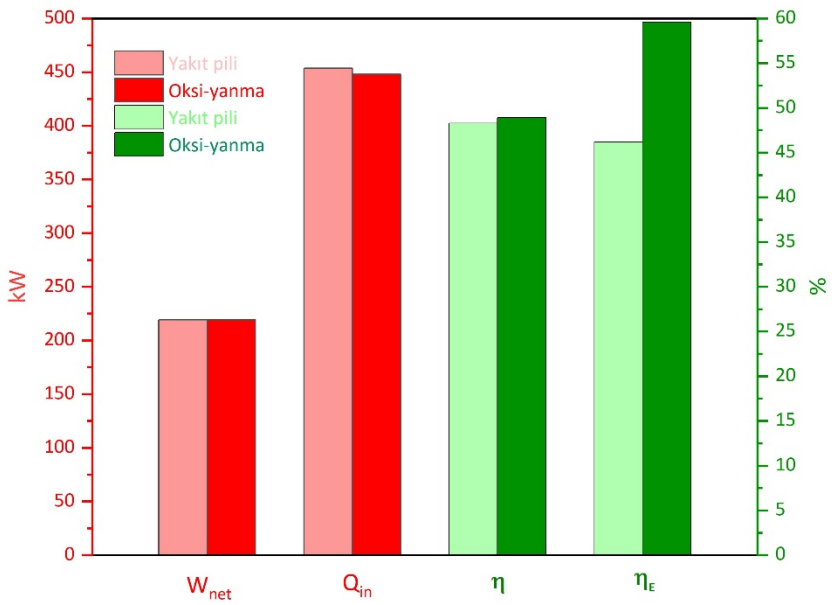


Şekil 4.15 Yakıt pili için model ile literatürdeki deneysel sonuçlarının karşılaştırılması

4.6 Yakıt Pili ve Oksi-Yanmalı s-CO_2 Güç Sistemlerinin Kıyaslanması

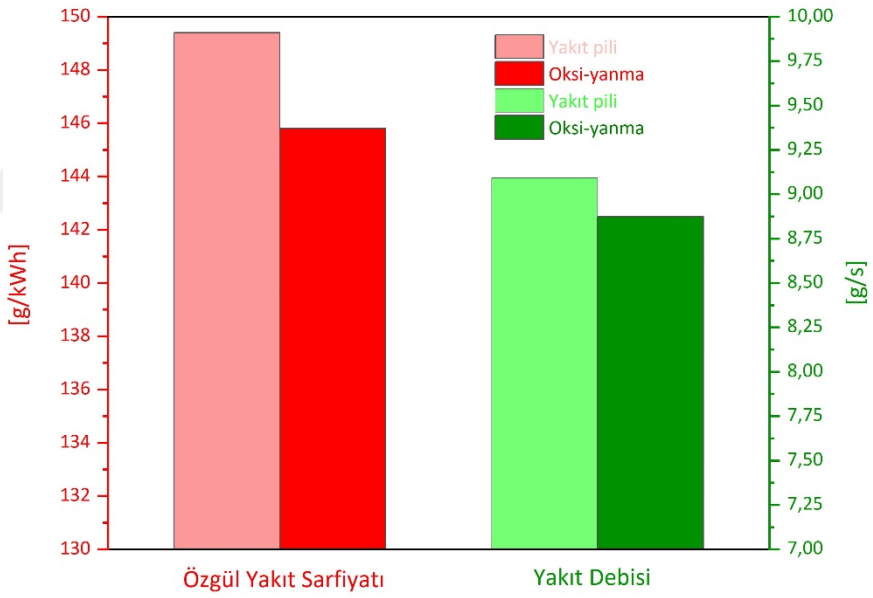
Denizaltılarda kullanılabilen havadan bağımsız tahrik sistemleri arasında günümüzde aktif olarak en çok kullanılan en verimli, en etkin ve en uygun sistem yakıt pilleridir. Bu nedenle üzerinde çalışmış olduğumuz oksi-yanmalı s-CO_2 güç sistemini denizaltılarında kullanılmasını önermek için yakıt pili ile kıyaslanmıştır. Bu şekilde diğer havadan bağımsız tahrik sistemlerinden daha iyi performans sergileyen yakıt pili sisteminden avantajlı olduğu durumları göstermemiz, tüm

sistemler arasında en uygun güç sisteminin oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sistemi olduğunu ortaya koymuş olur. Bu kıyaslamanın doğru yapılabilmesi için birçok etkenin düşünülmesi ve kıyaslamanın bunlara göre yapılması gerekmektedir. Bunlardan bazıları hem yakıt pilinde hem de oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminde elde edilen aynı güce sahip olmalıdır. Alman Tip 214 denizaltısında 109,5 kw'lık katı oksit yakıt pili sisteminden 2 adet yerleştirilmesi düşünülmüştür. Böylece Tip 214 denizaltısının 8 knotta sualtı hareketi için gerekli gücü karşılayabilmektedir. Oksijen miktarı denizaltında çok önemli bir parametre olduğu için, oksijen sarfiyatının da eşit olmasını sağlayarak kıyaslama yapılmıştır. Diğer yandan denizaltında gizliliğin öneminin büyük olmasından dolayı termal radar sistemlerinde yer tespitinin aynı olmasıdır. Birinin diğerine göre çok daha fazla görünür olması doğru bir kıyaslamayı mümkün kılamayacağından, iki sistem için de oluşacak maksimum sıcaklığın aynı olması gerekmektedir. Bu sistemlerin askeri alanda kullanıldıkları için çoğunlukla gizli olması, diğer ticari sistemler gibi verilerinin paylaşılmaması; termodinamiksel hesaplamalar yaparken oldukça zorluk çekilmesine neden olmuştur. Bütün bu parametreler göz önüne alınarak oldukça güzel sonuçlar elde edilmiştir ve önerdiğimiz oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin yakıt pili sistemine göre avantaj ve dezavantajları ortaya koyulmuştur.



Şekil 4.16 Yakıt pili ile oksi-yanmalı s-CO2 güç sistemlerinin güç, giren ısı, verim ve ekserji verimi bakımından kıyaslanması

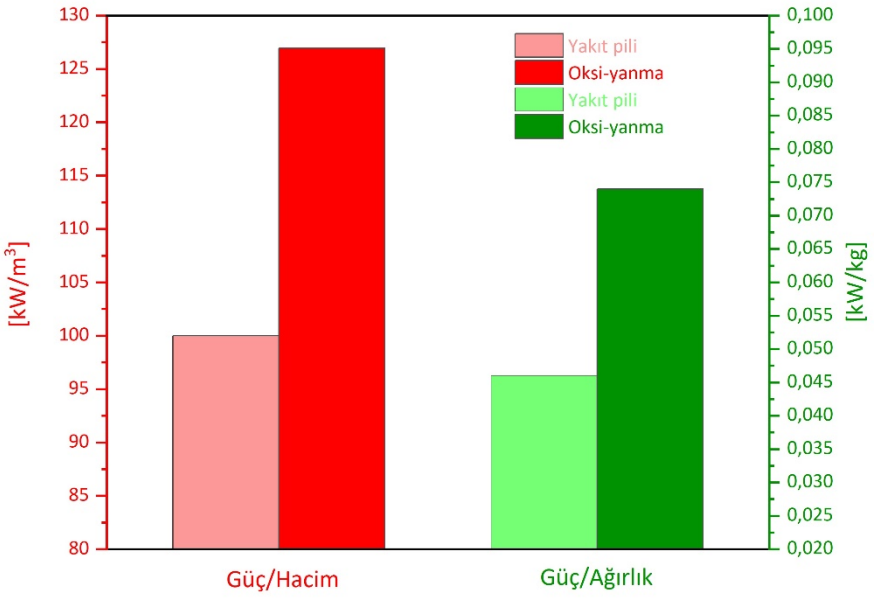
Şekilde 4.16'da görüldüğü üzere yakıt pili ve oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sistemilerinin güçleri 219 kW ile birbirine eşittir. Elde edilen gücün eşit olması bu iki havadan bağımsız güç sisteminin diğer yönlerden kıyaslamalarını net bir şekilde görmemizi sağlayacaktır. Yakıt pili sistemi ile oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sistemine giren ısı miktarı sırası ile 453,58 kW ve 447,98 kW'dır. Giren ısı yönünden bakıldığında oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin daha avantajlı olduğu görülmektedir. Oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminde yakıt piline göre daha az giren ısı ile aynı net iş elde ediliyorsa bu termik verime yansır. Böylece yakıt pili sisteminin termik verimi %48,3 iken, oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin termik verimi %48,9 çıkmıştır. Enerji sistemleri analizi için önemli bir yer teşkil eden ekserji verimine baktığımızda ise oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin, yakıt pili sistemine göre daha avantajlı olduğu net bir şekilde görülmüştür.



Şekil 4.17 Yakıt pili ile oksi-yanmalı s-CO_2 güç sistemlerinin özgül yakıt sarfiyatı ve yakıt debisi bakımından kıyaslanması

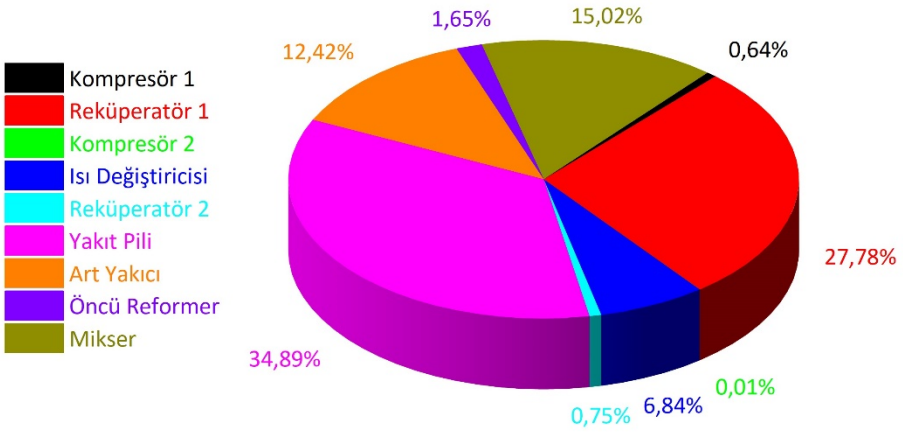
Hem yakıt pili sisteminde hem de oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminde yakıt olarak metan gazı kullanılmıştır. Bunun yanı sıra, her iki sistem için kullanılan oksijen debisi aynı olacak şekilde ayarlanmıştır. Sonuç olarak tüketilen yakıt miktarı kıyaslanırsa Şekil 4.17'de görüldüğü üzere yakıt pili sisteminde özgül yakıt sarfiyatı 149,4 g/kWh iken oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminde 145,8 g/kWh olarak elde edilmiştir. Bu duruma debisel olarak bakarsak yakıt pili

sistemi için saniyede 9,092 gram yakıt harcanırken, oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminde ise saniyede 8,873 gram yakıt harcanmaktadır.

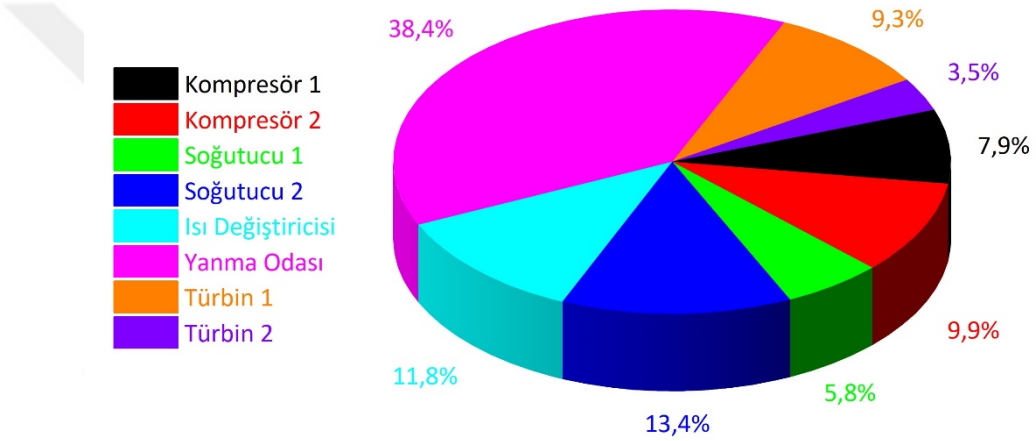


Şekil 4.18 Yakıt pili ile oksi-yanmalı s-CO_2 güç sistemlerinin güç/hacim ve güç/ağırlık bakımından kıyaslanması

Denizaltılarda iç teçhizat ağırlığının önemi ve hacimsel olarak yer sıkıntısı olduğu bilinen gerçeklerdendir. Bu yüzden denizaltılarda kullanılacak olan havadan bağımsız tahrik sistemlerinin hacmi ve ağırlığı oldukça önem arzetmektedir. Böylece havadan bağımsız bu iki sistemin kıyaslamasının yapılabilmesi için güç/hacim ve güç/ağırlık sonuçlarını göstermek gerekir. Yakıt pili güç sisteminin güç/hacim oranı literatürde kullanılan sistemlerin hacminden faydalanılarak [328]–[330] 100 kW/m^3 bulunmuştur. Aynı şekilde oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminde ise 126,93 kW/m^3 sonucuna ulaşılmıştır [331]–[333]. Güç/ağırlık sonuçları ise sırasıyla 0,046 ve 0,074 kW/kg'dır (Şekil 4.18). Durumu bu iki yönden de incelediğimizde oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin daha avantajlı olduğu görülmüştür. Kullanılan oksijen miktarının ve maksimum sıcaklığın eşit olmasından dolayı oksi-yanmada birçok parametre değişmiştir. Gelişmekte olan bir sistem için bu kadar çok kısıt fonksiyonuna rağmen bu kadar güzel sonuçların çıkması ilerleryen dönemlerde daha güzel gelişmeler olacağının büyük bir göstergesidir.

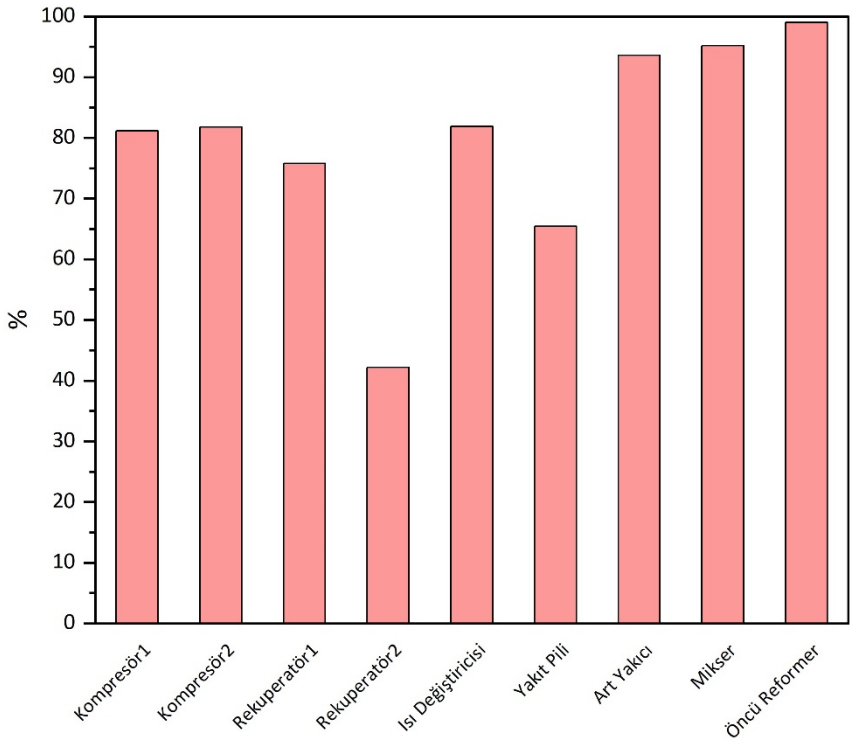


Şekil 4.19 Yakıt pili güç sisteminin bileşenlerinin ekserji yıkımlarının yüzdesel değerleri

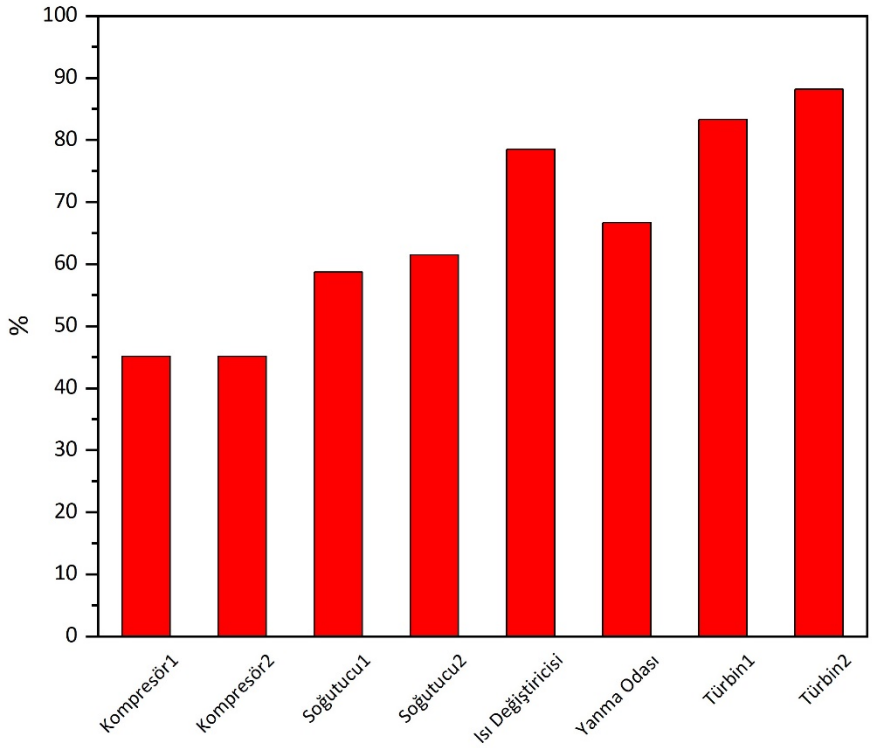


Şekil 4.20 Oksi-yanmalı s-CO_2 güç sisteminin bileşenlerinin ekserji yıkımlarının yüzdesel değerleri

Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'de her iki sistemin bileşenlerinin ekserji yıkımlarının toplam ekserji yıkımındaki yüzdesel yeri gösterilmektedir. Şekil 4.19; yakıt pili güç sisteminin kompresör, rekuperatör, ısı değiştiricisi, yakıt pili, art yakıcı, öncü reformer ve mikserden oluşan bileşenlerinin ekserji yıkımlarının sistemin toplam ekserji yıkımına oranını göstermektedir. Şekil 4.20; oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin kompresör, yanma odası, türbin, ısı değiştiricisi ve soğutuculardan oluşan bileşenlerinin ekserji yıkımlarının sistemin toplam ekserji yıkımına oranını göstermektedir. Bu iki grafik, sistemlerin ekserji yıkımına daha fazla kimyasal reaksiyonlar ve ısı değişimine sebep olan bileşenlerinin de olduğunu göstermesi bakımından oldukça önemlidir.



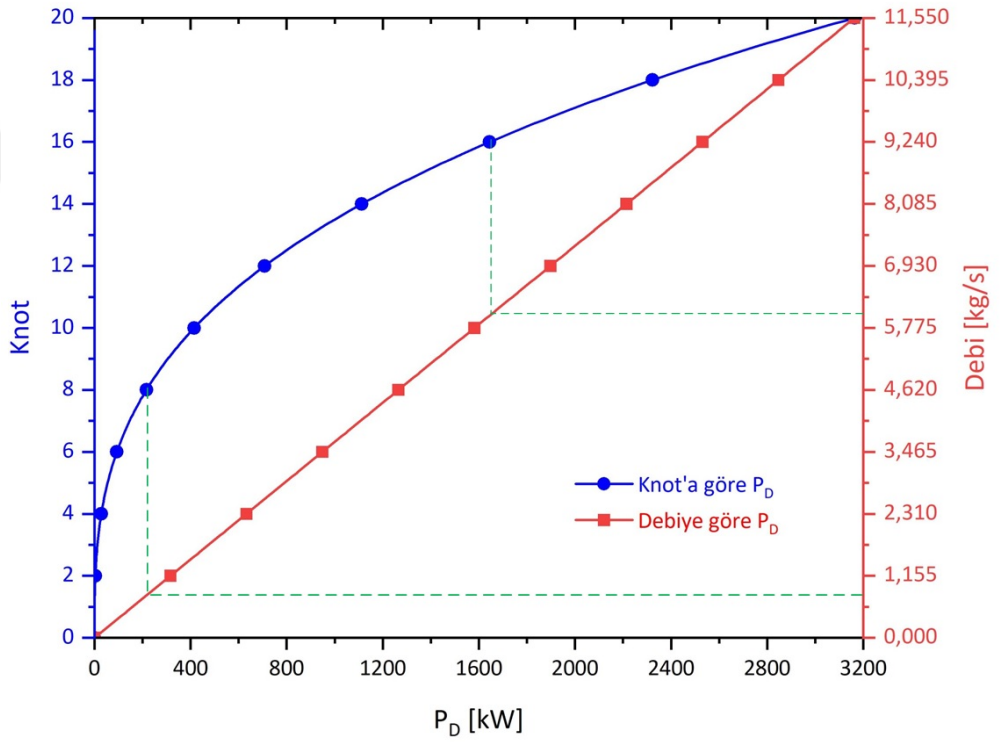
Şekil 4.21 Yakıt pili güç sisteminin bileşenlerinin ekserji verimleri



Şekil 4.22 Oksi-yanmalı s-CO2 güç sisteminin bileşenlerinin ekserji verimleri

Şekil 4.21 ve Şekil 4.22'de sistem bileşenlerinin ekserji verimleri yüzdesel olarak gösterilmiştir. Şekil 4.21'de yakıt pili güç sisteminin kompresör, rekuperatör,

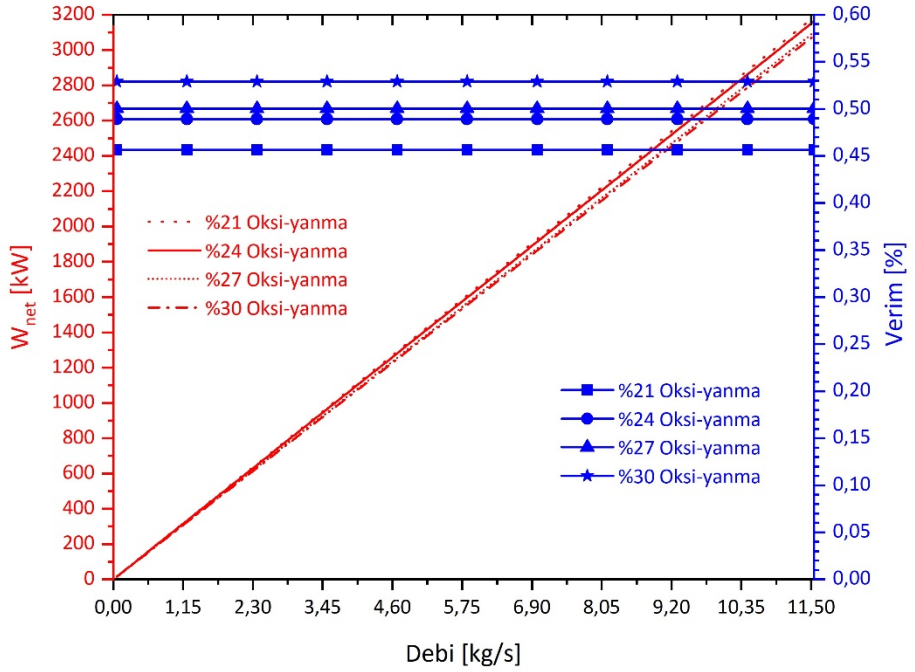
ısıdeğiştiricisi, yakıt pili, art yakıcı, öncü reformer ve mikser bileşenlerinin ekserji verimleri gösterilmiştir. Şekil 4.22'de oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin kompresör, yanma odası, türbin ısı değiştiricisi ve soğutucu bileşenlerinin ekserji verimleri gösterilmiştir. Bu iki grafiğin Şekil 4.19 ve 4.20 ile birlikte değerlendirilmesi yapılırsa hem yakıt pili sisteminin hem de oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin geliştirilmesi gereken noktaları tespit edilebilir. Böylece önem noktasına göre üzerinde daha fazla çalışma yapılacak bileşenlerin sıralaması yapılır.



Şekil 4.23 Oksi-yanmalı s-CO2 güç sistemi için hız ve debiye göre gereken şaft gücü

Denizaltılarının su altında iken hangi hızla gidecekleri önemli bir parametredir. Çünkü hız arttıkça gereken şaft gücü logaritmik olarak artmaktadır. Alman Tip 214 denizaltısının su altında gideceği hız 8 knot olarak belirtilmiştir. Gereken şaft gücü 216 kW'dır. 2 tane yakıt pili sistemi ile 219 kW güç elde ettiğimizden dolayı 8 knot hızında seyir yaptırmaya uygundur. Alman Tip 214 denizaltısının dizayn şartlarında en fazla yapacağı hız 20 knot olarak belirtilmiştir. Ondan dolayı 0'dan 20 knot'a kadar hız için gerekli şaft gücü hesaplanmıştır (Şekil 4.23). Oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sistemi ve çalışma akışkanı olan CO_2 debisinin

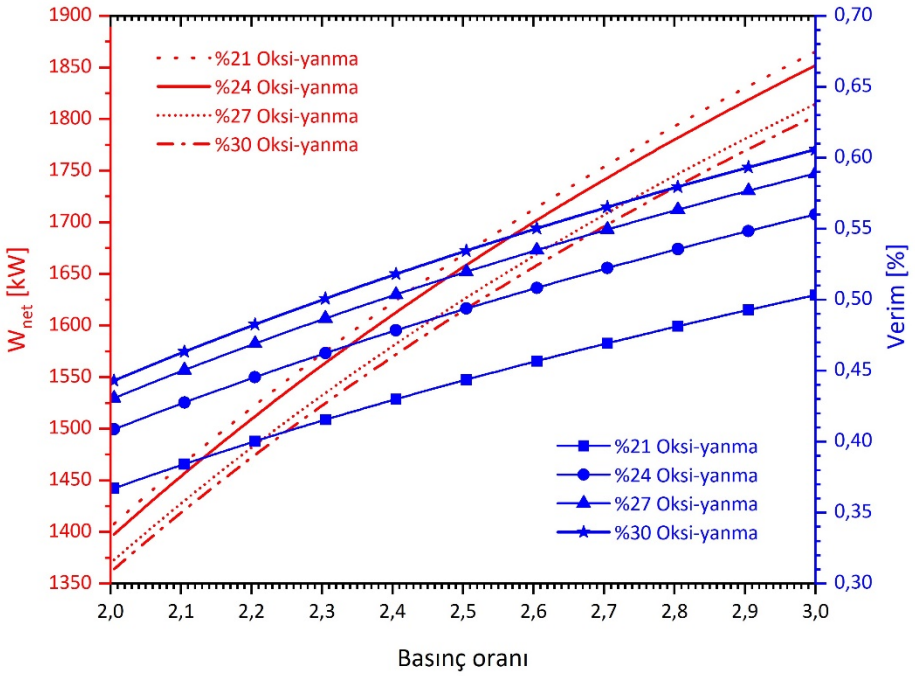
değiştirilmesi ile 0'dan 20 knot a kadar gerekli şaft gücü tespit edilmiştir. Yakıt pili ile kıyaslama yapılan sayısal modellemede gereken debi 0,8 kg/s'dir. Önceki şekillerde ayrıntılı bir şekilde verilen sonuçlardan görüldüğü üzere oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sistemi, yakıt pili güç sistemine göre daha avantajlıdır. Bununla kalmayarak oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin kullanılmasının denizaltılara ne gibi faydalar sağlayacağını incelemek için mevcut sistem hızını iki katına çıkarma hedeflenmiştir. Böylece askerî anlamda çok önemli yeri olan denizaltıların, su altında 2 kat hızla (16 knot) seyir etmesi denizaltının etkinliğini çok daha arttıracaktır. Yani oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminde çalışma akışkanı 6 kg/s'ye çıkartılarak bu yapılabilmektedir.



Şekil 4.24 Oksi-yanmalı s-CO2 güç sisteminin debi değişimine göre güç ve verimi

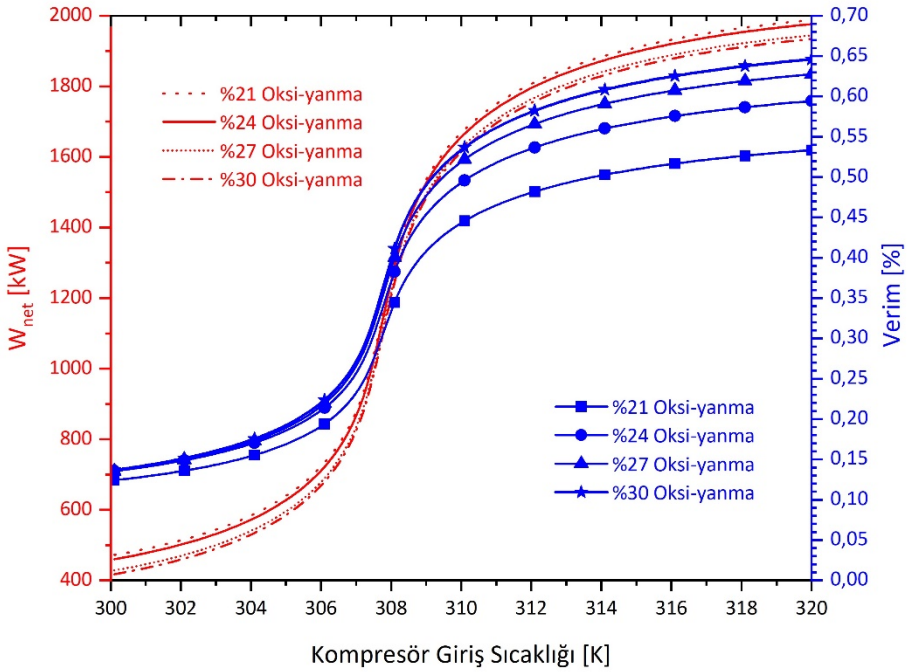
Şekil 4.24'te oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sistemi için çalışma akışkanı debisinin değişimi ile %21, %24, %27 ve %30 oksijen oranlarını sonuçları sergilenmiştir. Debinin değişimi 4 farklı oksijen oranında da oldukça yakın sonuçlar doğurmuştur. Oksijen oranının artması az da olsa net gücü arttırmıştır. Ama büyük etkiyi giren ısıya yaptığından dolayı verime etkisi net bir şekilde görülmüştür. Doğal olarak çalışma akışkanı debisinin değişimi, termal verimi değiştirmemiştir. Oksijen oranının artması ve giren ısının azalması ile sistem termal verimi artmıştır. Bunun en önemli nedeni; maksimum sıcaklığı sabit olan

yanmada, oksijenin artması ile daha az yakıtla yanmanın gerçekleşmesi ve eşdeğerlik oranının düşmesi ile kullanılan yakıt miktarının azalmasıdır.



Şekil 4.25 Oksi-yanmalı s-CO_2 güç sisteminin basınç oranına göre güç ve verimi

Şekil 4.25'te görüldüğü gibi oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminde basınç oranının 2'den 3'e kadar arttırılması, elde edilen net gücü arttırmıştır. Literatürdeki çalışmalara bakıldığında oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sistemleri için basınç oranının 2,5 civarında olduğu görülmüştür. Gelişmekte olan bu güç sistemi için kompresör basınç oranının 2,5'ten 3'e çıkarılması yaklaşık olarak 150 kW fazla güç sağlanmasına neden olur. Bu yüzden süper kritik karbondioksit fazında turbo makinelerin performansının arttırılması gerektiği görülmektedir. Diğer yandan sistem toplam verimi yönünden baktığımızda basınç oranı arttıkça verim de artmaktadır. Oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminde basınç oranı arttırlırken oksijen oranının artması da verimi arttırmıştır. Şekil detaylı olarak incelendiğinde yüzdesel olarak aynı oranda oksijen arttırımı olmasına rağmen verim sonuçları noktasında etkisi aynı olmamıştır. Yani verim artışı azalarak artma eğilimi göstermiştir.



Şekil 4.26 Oksi-yanmalı s-CO_2 güç sisteminin kompresör giriş sıcaklığına göre güç ve verimi

Şekil 4.26'da oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin kompresör giriş sıcaklığının artması ile sistemin güç ve verim sonuçları gösterilmiştir. Aslında burada amaç sadece kompresör giriş sıcaklığının değil, çalışma akışkanı olan karbondioksitin kritik fazda çalışmasının sonuca ne derece etkili olduğunun gösterilmesidir. Bu yüzden oksi-yanmalı güç sistemlerinde süperkritik fazda CO_2'nin kullanılması gerekmektedir. Elde edilen gücün 600 kW'lardan 1800 kW'lara ve verimsel olarak %20'lerden %50'nin üzerine kadar çıkmasının nedeni; kompresör girişinde süperkritik fazda olmayan CO_2'in kompresör çıkışında basınç artımı ile birlikte sıcaklığının da artmasıyla süperkritik faza ulaşmış olmasıdır. Bu olayın benzeri, genişleme durumunda da türbinde olacağından üretilen gücün düşük, kompresörde harcanan gücün ise yüksek çıkmasına neden olmuş olur. Böylece net iş ve termal verimde oldukça düşük sonuçlar elde edilir. Literatürdeki çalışmalarla görülmüştür ki bu tarz güç çevrimlerinde en verimli sonuçların alındığı süperkritik çalışma akışaknı CO_2'tir. Sonuç olarak oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sistemi geliştirilme aşamasında olan bir teknoloji olmasına rağmen oldukça iyi sonuçlar vermektedir ve önümüzdeki dönemlerde daha da iyi performanslar sergileyeceğinin belirtilerini göstermektedir.

4.7 Sonuç

Bu bölümde; denizaltılarda havadan bağımsız tahrik sistemleri olarak kullanılan Walter türbini, kapalı devre dizel, MESMA sistemi, Stirling motoru sistemi ve yakıt pili sistemlerinin tarihçesi, kullanıldıkları dönem ve çalışma prensipleri izah edilmiştir. Bunların yanı sıra, bu sistemlerin birbirlerine göre avantaj ve dezavantajlarından bahsedilmiştir. Bu beş ana sistem arasından performans olarak ve diğer ölçütler bakımından en çok tercih edilen yakıt pili sistemi ile önerdiğimiz oksi-yanmalı s-CO_2 güç sisteminin kıyaslanmaları amacıyla detaylı analizleri yapılmıştır. Günümüzde kullanılan gerçek bir denizaltı örneği üzerinden hesaplar yapılmıştır. Alman Tip 214 denizaltısı örnek alınarak iki havadan bağımsız sevk sistemi olan yakıt pili ve oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin ayrıntılı termodinamik analizi yapılmıştır. Denizaltılarda havadan bağımsız sevk sistemleri arasında en verimli ve en etkin güç sistemi yakıt hücresi olduğundan önerilen sistemle kıyaslanmıştır. Yakıt pili için enerji ve ekserji yönünden analizler her bir komponent için ayrı ayrı yapılmıştır. Sayısal modelden elde edilen sonuçların doğruluğunun literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırması yapılmıştır. Daha sonra Alman Tip 214 denizaltı için gereken eşit güçte, eşit oksijen tüketimi ve eşit maksimum sıcaklığı şartları altında oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sistemi termodinamik analizi hesaplamaları için kısıt fonksiyonları girilerek yapılmıştır. İki güç sisteminin de bileşenlerinin ekserji yıkımı yüzdeleri ve ekserji verimleri sunulmuştur. Böylece sistemlerin kayıp oranlarının hangi bileşende daha fazla olduğu ve üzerinde daha fazla çalışılması gerektiği ortaya koyulmuştur. Yakıt pili ve oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin kıyaslaması sonucu elde edilen güç ve tüketilen oksijen miktarı eşitken; termal verim, giren ısı, ekserji verimi, özgül yakıt sarfiyatı, oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin daha iyi bir performans çıktıları ortaya koyduğunu göstermiştir. Bunun yanı sıra; güç/hacim oranı ve güç/ağırlık oranında da oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin, yakıt pilinden daha iyi sonuçları olduğu gösterilmiştir. Bu kıyaslamalarla görülmüştür ki oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sistemi, yakıt pilinden daha performanslıdır. Bunlarla birlikte oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin denizaltılarda kullanımı ile denizaltı hızının su altı seyir için iki katına yani 8 knottan 16 knota çıkarılması hedeflenmiştir. Bunun için gereken şartlar altında

oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminden elde edilen güç ve verimi basınç değişimi, çalışma akışkanı debisi değişimi, oksijen oranı değişimi, kompresör giriş sıcaklığı değişimine göre sonuçları gösterilmiştir. Sonuç olarak oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sistemi geliştirilme aşamasında olan bir teknoloji olmasına rağmen diğer havadan bağımsız tahrik sistemlerininden daha iyi sonuçlar vermiştir. Yeni araştırma geliştirme çalışmaları ile daha da iyi performanslar sergileyeceğinin belirtilerini göstermektedir. Önümüzdeki yıllarda daha da geliştirilerek daha iyi sonuçlar verecek ve denizaltı gibi sistemler için lider konumuna gelecektir.

5
SONUÇ VE ÖNERİLER

Sanayi Devrimi ile fizik ve kas gücü, yerini mekanik güce bırakmıştır. Sanayileşmenin birçok ülkede hızlı bir şekilde yayılması ile her yerden endüstriyel icatlar görülmeye başlanmıştır. İlk başlarda ulaşılması gereken tek hedef, güç elde edilen makineler icat etmektir. İcat sayılarının fazlalaşması ile enerji elde edilen güç sistemlerinin, enerji performanslarına göre kategorileştirilmesine başlanmıştır. Enerji bakımından düşük performans gösteren sistemler ya geliştirmeye alınmıştır ya da kullanımına son verilmiştir. Endüstrileşmenin tüm dünyada yaygın ve popüler bir hâle gelmesi ile birlikte uluslararası rekabet ortamı oluşmuştur. Bu rekabet ortamındaki teknoloji alışverişin başlamasıyla güç sistemlerinden elde edilen çıktıların sadece enerji performansı yönünden iyi olması yeterli gelmemeye başlamıştır. Güç sistemlerinin maliyet bakımından da uygun olması şartı artık olmazsa olmaz bir hâle gelmiştir. Enerji performans yönünden eşit özelliklere sahip iki farklı güç sisteminden ekonomik olanı, pazar piyasasında yerini koruyarak kullanımını sürdürmüştür.

20. yüzyılın sonlarına doğru artan çevresel hassasiyetler ve küresel ısınma problemi ile enerji sistemlerinde çevreci çözümler arayışına girilmiştir. Yani daha öncesinde enerji performansı yüksek ve ekonomik olarak da uygun olan bir sistem revaçta olurken artık bunların çevreye verdiği zararlar da araştırılmaya başlanmıştır. Çünkü zararlı emisyonlar ile dünyamıza geri dönülemez zararlar verildiği tüm bilimsel verilerle ortaya koyulmuştur. Böylece enerji ve ekonomik olarak iyi olan bir sistemin, çevresel olarak da az zararlı olması hatta mümkünse çevreye zararsız olması gerekmektedir. Böylece tüm sistemlere 3E (Enerji, Ekonomi ve Ekoloji) analizi yapılması zorunlu hâle gelmiştir.

Yeşil enerji sistemleri üzerinde çalışmaların yoğunlaşması ile birlikte akla gelen ilk çözüm; yenilenebilir enerji sistemleridir. Fakat bunun üzerine fazlaca yatırım yapılmasına rağmen gerekli enerji talebi karşılanamamıştır ve yakın tarih için karşılanması öngörülmemektedir. Bu yüzden fosil yakıtlı enerji sistemlerinin çevre dostu bir hâle dönüştürülmesi mecburidir. Alternatifleri arasında en büyük öneme sahip olan çözüm, oksi-yanmalı güç sistemleridir. Oksi-yanma teknolojisinin

tarihsel olarak yıllara göre önem verilen alanlar (konular) dikkate alınarak bu tez yapılmıştır. Bu yeni teknolojide yanma karakterisitiği ve yakıt performanslarına çok önem verildiği için bir bölümde ayrıntılı olarak bu konu incelenmiştir. Oksi-yanma analizi farklı oksijen oranlarıyla detaylı bir şekilde yapılarak termodinamiksel ve kimyasal sonuçları ortaya koyulmuştur. Elde edilen bu sonuçlar ile geleneksel hava ile yanmanın sonuçları kıyas edilerek oksi-yanmanın karakteristik farklılıkları gösterilmiştir. Günümüzde en çok kullanılan yakıt olan doğalgaz; dizel, benzin ve metanol ile ekserji performans analizleri yapılarak kıyaslanmıştır. Bununla birlikte doğalgazın çıkarıldığı coğrafi bölgeye göre değişen içeriği nedeniyle dört farklı doğalgaz türünün yanma analizi gerçekleştirilerek enerji ve emisyon yönünden sonuçları ortaya koyulmuştur.

Tezin üçüncü bölümü; oksi-yanma teknolojisinin üzerinde durulan önemli diğer konuları temiz enerji/emisyonlar, enerji analizleri ve sistem bileşenlerini odağına alarak hazırlanmıştır. Burada geleneksel rejeneratörlü gaz türbini güç çevrimi ve yeni çevresel oksi-yanmalı güç çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Termodinamik analizde enerji, ekserji, ekonomi ve ekoloji sonuçları detaylı olarak incelenmiştir. Tüm güç çevrimlerini dört farklı basınç oranı için sistem bileşen maliyetleri, yatırım/yakıt/çevre/oksijen maliyetleri, toplam maliyet, satış kazancı ve toplam kârları hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar ile oksi-yanmalı güç çevrimlerinin şu anki durumu ile geleneksel gaz türbini güç çevrimlerinden biraz daha maliyetli olduğu görülmüştür. Fakat ilerleyen yıllarda gelişen teknolojiler ile saf oksijen maliyetinin düşmesi ve artacak olan çevresel hassasiyetler nedeniyle oksi-yanmalı güç çevrimlerinin daha popüler hâle geleceği öngörülmüştür.

Oksi-yanmalı güç sistemleri sadece karasal enerji santrallerinde çevre dostu bir sistem olarak değil havadan bağımsız tahrik sistemi olarak da kullanılabilmektedir. Denizaltı gibi istihbarat noktasında gizliliği önemseyen, ayrıca güvenlik ve yüksek performans özelliğine sahip bir sistem arayışında olan bir alan için bu teknoloji, kaçınılmaz bir fırsattır. Denizaltılarda havadan bağımsız tahrik sistemleri olarak Walter türbini, Kapalı devre dizel, MESMA sistemi, Stirling motoru sistemi ve yakıt pili sistemleri arasında araştırmalar yapılmıştır. Günümüzde aktif bir denizaltı örneği alınarak yakıt pili sistemi ile oksi-yanmalı

süperkritik karbondioksit gaz türbini güç sisteminin ayrıntılı termodinamik analizi yapılmıştır. Denizaltılarda havadan bağımsız sevk sistemleri arasında en verimli ve en etkin güç sistemi yakıt hücresi olduğundan önerilen sistemle kıyaslanmıştır. Denizaltı için gereken eşit güçte, eşit oksijen tüketimi ve eşit maksimum sıcaklık şartları altında oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin, birçok performans parametresi bakımından yakıt pili sisteminden daha üstün olduğu gösterilmiştir. Bunun yanı sıra, aynı güç için daha az yer kaplaması bakımından daha fazla yakıt ve oksidan depolayarak denizaltının su altı seyir süresini uzatacağı ortaya koyulmuştur. Bunlarla birlikte oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sisteminin denizaltılarda kullanımı ile denizaltı hızının su altı seyir için iki katına yani 8 knottan 16 knota çıkarılması hedeflenmiştir. Sonuç olarak; oksi-yanmalı s-CO_2 gaz türbini güç sistemi geliştirilme aşamasında olan bir teknoloji olmasına rağmen diğer havadan bağımsız tahrik sistemlerininden daha iyi sonuçlar vermiştir. Yeni araştırma geliştirme çalışmaları ile daha da iyi performanslar sergileyeceğinin belirtilerini göstermektedir. Önümüzdeki yıllarda daha da geliştirilerek daha iyi sonuçlar verecek ve denizaltı gibi sistemler için lider konumuna gelecektir.

Yapılan bu tezin ilerleyen zamanlarda daha etkin bir konuma getirilmesi için oksi-yanmalı s-CO_2 güç çevriminin pilot bir deney düzeneği çalışması yapılabilir. Bu test düzeneğinde farklı şartlar için performansa etkisi incelenebilir. Oksi-yanmalı s-CO_2 güç çevrimi için önemli bir bileşen olan ısı değiştiricisinde yüksek basınçlara dayanıklılığı ve etkinliği yüksek olan mikro kanallı kompakt ısı değiştiricisi (PCHE) kullanılması denenebilir. Ayrıca oksi-yanmalı s-CO_2 güç sisteminin en büyük sorunlarından olan CO_2 sızması konusunda da çalışmalar yapılırsa çok faydalı olacaktır.

KAYNAKÇA

[1] Abraham, B M, Asbury, J G, Lynch, E P, ve Teotia, A P.S, "Coal-oxygen process provides carbon dioxide for enhanced recovery", *Oil Gas J.*, c. 80, sy 11, Mar. 1982.

[2] C. Wang, G. Berry, ve K. Chang, "Combustion of Pulverized Coal Using Waste Carbon Dioxide and Oxygen", *Combust. Flame*, c. 72, sy 3, ss. 301-310, 1988.

[3] A. E. Weller, B. W. Rising, A. A. Boiarski, ve R. J. Nordstrom, R. E. Barrett, and R. G. Luce, *Experimental Evaluation of Firing Pulverized Coal in a CO2/O2 Atmosphere*. USA: Argonne National Laboratory, 1985.

[4] Berry G, Wolsky A., "Modeling heat transfer in an experimental coal-fired furnace when CO2/O2 mixture replace air.", *ASME*, 1986.

[5] Abele, A R; Kindt, G S; Clark, W D; Payne, R; Chen, S L, "An experimental program to test the feasibility of obtaining normal performance from combustors using oxygen and recycled gas instead of air", *IL USA Energy Environ. Res. Corp*, 1987.

[6] Dugué J, "The use of oxygen for industrial combustion". Summary of the 17th IFRF topic oriented technical meetings. International Flame Research Foundation Document No. D121/y/6, 2000.

[7] Charon O., "Recent developments and future trends in oxy-combustion applications",. International flame research foundation 17th topic oriented technical meeting Les Vaux de Cernay, France, 2000.

[8] T. Kiga *vd.*, "Characteristics of pulverized-coal combustion in the system of oxygen/recycled flue gas combustion", *Energy Convers. Manag.*, c. 38, ss. S129-S134, Oca. 1997, doi: 10.1016/S0196-8904(96)00258-0.

[9] N. Kimura, K. Omata, T. Kiga, S. Takano, ve S. Shikisima, "The characteristics of pulverized coal combustion in O2/CO2 mixtures for CO2 recovery", *Energy Convers. Manag.*, c. 36, sy 6-9, ss. 805-808, Haz. 1995, doi: 10.1016/0196-8904(95)00126-X.

[10] T. Nozaki, S. Takano, T. Kiga, K. Omata, ve N. Kimura, "Analysis of the flame formed during oxidation of pulverized coal by an O2□CO2 mixture", *Energy*, c. 22, sy 2-3, ss. 199-205, Şub. 1997, doi: 10.1016/S0360-5442(96)00143-0.

[11] S. Nakayama *vd.*, "Pulverized coal combustion in O2/CO2 mixtures on a power plant for CO2 recovery", *Energy Convers. Manag.*, c. 33, sy 5-8, ss. 379-386, May. 1992, doi: 10.1016/0196-8904(92)90034-T.

[12] R. Stanger *vd.*, "Oxyfuel combustion for CO2 capture in power plants", *Int. J. Greenh. Gas Control*, c. 40, ss. 55-125, Eyl. 2015, doi: 10.1016/j.ijggc.2015.06.010.

[13] M. Anheden *vd.*, "Overview of operational experience and results from test activities in Vattenfall's 30 MWth oxyfuel pilot plant in Schwarze Pumpe", *Energy Procedia*, c. 4, ss. 941-950, 2011, doi: 10.1016/j.egypro.2011.01.140.

[14] T. Fujimori ve T. Yamada, "Realization of oxyfuel combustion for near zero emission power generation", *Proc. Combust. Inst.*, c. 34, sy 2, ss. 2111-2130, Oca. 2013, doi: 10.1016/j.proci.2012.10.004.

[15] M. Lupion *vd.*, "30 MWth CIUDEN Oxy-cfb Boiler - First Experiences", *Energy Procedia*, c. 37, ss. 6179-6188, 2013, doi: 10.1016/j.egypro.2013.06.547.
[16] J. Guo *vd.*, "Experimental and numerical investigations on oxy-coal combustion in a 35 MW large pilot boiler", *Fuel*, c. 187, ss. 315-327, Oca. 2017, doi: 10.1016/j.fuel.2016.09.070.
[17] S. Santos, "Oxy-coal combustion power plant with CCS current status of development", *Proc. 39th Int. Tech. Conf. Clean Coal Fuel Syst. Clear. FL USA*, 2014.
[18] A. Pritchard, "Statistical bibliography: an interim bibliography". London; Springfield, Va.: North-Western Polytechnic School of Librarionship, 1969.
[19] V. Durieux ve P. A. Gevenois, "Bibliometric Indicators: Quality Measurements of Scientific Publication", *Radiology*, c. 255, sy 2, ss. 342-351, May. 2010, doi: 10.1148/radiol.09090626.
[20] "Web of Science. Journal Citation Reports 2018".
[21] D. Butler, "Free journal-ranking tool enters citation market", *Nature*, c. 451, sy 7174, ss. 6-6, Oca. 2008, doi: 10.1038/451006a.
[22] "Elsevier. Measuring a journals impact 2020".
[23] J. D. Figueroa, T. Fout, S. Plasynski, H. McIlvried, ve R. D. Srivastava, "Advances in CO2 capture technology—The U.S. Department of Energy's Carbon Sequestration Program", *Int. J. Greenh. Gas Control*, c. 2, sy 1, ss. 9-20, Oca. 2008, doi: 10.1016/S1750-5836(07)00094-1.
[24] B. J. P. Buhre, L. K. Elliott, C. D. Sheng, R. P. Gupta, ve T. F. Wall, "Oxy-fuel combustion technology for coal-fired power generation", *Prog. Energy Combust. Sci.*, c. 31, sy 4, ss. 283-307, Oca. 2005, doi: 10.1016/j.pecs.2005.07.001.
[25] M. B. Toftegaard, J. Brix, P. A. Jensen, P. Glarborg, ve A. D. Jensen, "Oxy-fuel combustion of solid fuels", *Prog. Energy Combust. Sci.*, c. 36, sy 5, ss. 581-625, Eki. 2010, doi: 10.1016/j.pecs.2010.02.001.
[26] L. Chen, S. Z. Yong, ve A. F. Ghoniem, "Oxy-fuel combustion of pulverized coal: Characterization, fundamentals, stabilization and CFD modeling", *Prog. Energy Combust. Sci.*, c. 38, sy 2, ss. 156-214, Nis. 2012, doi: 10.1016/j.pecs.2011.09.003.
[27] J. Davison, "Performance and costs of power plants with capture and storage of CO2", *Energy*, c. 32, sy 7, ss. 1163-1176, Tem. 2007, doi: 10.1016/j.energy.2006.07.039.
[28] R. M. Cuéllar-Franca ve A. Azapagic, "Carbon capture, storage and utilisation technologies: A critical analysis and comparison of their life cycle environmental impacts", *J. CO2 Util.*, c. 9, ss. 82-102, Mar. 2015, doi: 10.1016/j.jcou.2014.12.001.
[29] M. Kanniche, R. Gros-Bonnivard, P. Jaud, J. Valle-Marcos, J.-M. Amann, ve C. Bouallou, "Pre-combustion, post-combustion and oxy-combustion in thermal power plant for CO2 capture", *Appl. Therm. Eng.*, c. 30, sy 1, ss. 53-62, Oca. 2010, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2009.05.005.
[30] S. D. Kenarsari *vd.*, "Review of recent advances in carbon dioxide separation and capture", *RSC Adv.*, c. 3, sy 45, s. 22739, 2013, doi: 10.1039/c3ra43965h.

[31] G. Scheffknecht, L. Al-Makhadmeh, U. Schnell, ve J. Maier, “Oxy-fuel coal combustion—A review of the current state-of-the-art”, *Int. J. Greenh. Gas Control*, c. 5, ss. S16-S35, Tem. 2011, doi: 10.1016/j.ijggc.2011.05.020.
[32] Y. Tan, E. Croiset, M. A. Douglas, ve K. V. Thambimuthu, “Combustion characteristics of coal in a mixture of oxygen and recycled flue gas”, *Fuel*, c. 85, sy 4, ss. 507-512, Mar. 2006, doi: 10.1016/j.fuel.2005.08.010.
[33] E. S. Rubin, J. E. Davison, ve H. J. Herzog, “The cost of CO2 capture and storage”, *Int. J. Greenh. Gas Control*, c. 40, ss. 378-400, Eyl. 2015, doi: 10.1016/j.ijggc.2015.05.018.
[34] P. Glarborg ve L. L. B. Bentzen, “Chemical Effects of a High CO_2 Concentration in Oxy-Fuel Combustion of Methane”, *Energy Fuels*, c. 22, sy 1, ss. 291-296, Oca. 2008, doi: 10.1021/ef7005854.
[35] P. A. Bejarano ve Y. A. Levendis, “Single-coal-particle combustion in O2/N2 and O2/CO2 environments”, *Combust. Flame*, c. 153, sy 1-2, ss. 270-287, Nis. 2008, doi: 10.1016/j.combustflame.2007.10.022.
[36] E. S. Rubin, H. Mantripragada, A. Marks, P. Versteeg, ve J. Kitchin, “The outlook for improved carbon capture technology”, *Prog. Energy Combust. Sci.*, c. 38, sy 5, ss. 630-671, Eki. 2012, doi: 10.1016/j.pecs.2012.03.003.
[37] C. R. Shaddix ve A. Molina, “Particle imaging of ignition and devolatilization of pulverized coal during oxy-fuel combustion”, *Proc. Combust. Inst.*, c. 32, sy 2, ss. 2091-2098, 2009, doi: 10.1016/j.proci.2008.06.157.
[38] S.-Y. Lee ve S.-J. Park, “A review on solid adsorbents for carbon dioxide capture”, *J. Ind. Eng. Chem.*, c. 23, ss. 1-11, Mar. 2015, doi: 10.1016/j.jiec.2014.09.001.
[39] R. K. Rathnam, L. K. Elliott, T. F. Wall, Y. Liu, ve B. Moghtaderi, “Differences in reactivity of pulverised coal in air (O2/N2) and oxy-fuel (O2/CO2) conditions”, *Fuel Process. Technol.*, c. 90, sy 6, ss. 797-802, Haz. 2009, doi: 10.1016/j.fuproc.2009.02.009.
[40] B. P. Spigarelli ve S. K. Kawatra, “Opportunities and challenges in carbon dioxide capture”, *J. CO2 Util.*, c. 1, ss. 69-87, Haz. 2013, doi: 10.1016/j.jcou.2013.03.002.
[41] P. Córdoba, “Status of Flue Gas Desulphurisation (FGD) systems from coal-fired power plants: Overview of the physic-chemical control processes of wet limestone FGDs”, *Fuel*, c. 144, ss. 274-286, Mar. 2015, doi: 10.1016/j.fuel.2014.12.065.
[42] F. Normann, K. Andersson, B. Leckner, ve F. Johnsson, “Emission control of nitrogen oxides in the oxy-fuel process”, *Prog. Energy Combust. Sci.*, c. 35, sy 5, ss. 385-397, Eki. 2009, doi: 10.1016/j.pecs.2009.04.002.
[43] J. Mletzko, S. Ehlers, ve A. Kather, “Comparison of Natural Gas Combined Cycle Power Plants with Post Combustion and Oxyfuel Technology at Different CO2 Capture Rates”, *Energy Procedia*, c. 86, ss. 2-11, Oca. 2016, doi: 10.1016/j.egypro.2016.01.001.
[44] B. S. Choi, M. J. Kim, J. H. Ahn, ve T. S. Kim, “Influence of a recuperator on the performance of the semi-closed oxy-fuel combustion combined cycle”, *Appl. Therm. Eng.*, c. 124, ss. 1301-1311, Eyl. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.06.055.

[45] Y. Zhao, J. Chi, S. Zhang, ve Y. Xiao, “Thermodynamic study of an improved MATIANT cycle with stream split and recompression”, *Appl. Therm. Eng.*, c. 125, ss. 452-469, Eki. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.05.023.
[46] P. Mathieu ve R. Nihart, “Zero-Emission MATIANT Cycle”, *Int. Gas Turbine Aeroengine Congr. Exhib.*.
[47] R. J. Allam, D. A. Freed, J. E. Fetvedt*, ve B. A. Forrest, “The Oxy-Fuel Supercritical CO2 Allam Cycle: New Cycle Developments to Produce Even Lower-Cost Electricity from Fossil Fuels without Atmospheric Emissions”, *Proc. ASME Turbo Expo 2014 Turbine Tech. Conf. Expo. GT2014*, Haz. 2014.
[48] R. Scaccabarozzi, M. Gatti, ve E. Martelli, “Thermodynamic analysis and numerical optimization of the NET Power oxy-combustion cycle”, *Appl. Energy*, c. 178, ss. 505-526, Eyl. 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.06.060.
[49] R. Allam *vd.*, “Demonstration of the Allam Cycle: An Update on the Development Status of a High Efficiency Supercritical Carbon Dioxide Power Process Employing Full Carbon Capture”, *Energy Procedia*, c. 114, ss. 5948-5966, Tem. 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.1731.
[50] R. Scaccabarozzi, M. Gatti, ve E. Martelli, “Thermodynamic Optimization and Part-load Analysis of the NET Power Cycle”, *Energy Procedia*, c. 114, ss. 551-560, Tem. 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.1197.
[51] R.J. Allama *vd.*, “High efficiency and low cost of electricity generation from fossil fuels while eliminating atmospheric emissions, including carbon dioxide”.
[52] George Tsatsaronis ve Mathias Penkuhn, “Exergy Analysis of the Allam Cycle”, *5th Int. Symp. – Supercrit. CO2 Power Cycles March 28-31 2016 San Antonio Tex.*.
[53] W. Sanz, H. Jericha, M. Moser, ve F. Heitmeir, “Thermodynamic and Economic Investigation of an Improved Graz Cycle Power Plant for CO[sub 2] Capture”, *J. Eng. Gas Turbines Power*, c. 127, sy 4, s. 765, 2005, doi: 10.1115/1.1850944.
[54] N. Ferrari, L. Mancuso, J. Davison, P. Chiesa, E. Martelli, ve M. C. Romano, “Oxy-turbine for Power Plant with CO2 Capture”, *Energy Procedia*, c. 114, ss. 471-480, Tem. 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.1189.
[55] A. S. M. A. Chowdhury, L. Bugarin, A. Badhan, A. Choudhuri, ve N. Love, “Thermodynamic analysis of a directly heated oxyfuel supercritical power system”, *Appl. Energy*, c. 179, ss. 261-271, Eki. 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.06.148.
[56] A. Skorek-Osikowska, Ł. Bartela, ve J. Kotowicz, “A comparative thermodynamic, economic and risk analysis concerning implementation of oxy-combustion power plants integrated with cryogenic and hybrid air separation units”, *Energy Convers. Manag.*, c. 92, ss. 421-430, Mar. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2014.12.079.
[57] A. Rogalev, N. Rogalev, V. Kindra, ve S. Osipov, “Dataset of working fluid parameters and performance characteristics for the oxy-fuel, supercritical CO2 cycle”, *Data Brief*, c. 27, s. 104682, Ara. 2019, doi: 10.1016/j.dib.2019.104682.

[58] M. A. Habib, B. Imteyaz, ve M. A. Nemitallah, “Second law analysis of premixed and non-premixed oxy-fuel combustion cycles utilizing oxygen separation membranes”, *Appl. Energy*, s. 114213, Kas. 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.114213.

[59] B. Jin, H. Zhao, C. Zou, ve C. Zheng, “Comprehensive investigation of process characteristics for oxy-steam combustion power plants”, *Energy Convers. Manag.*, c. 99, ss. 92-101, Tem. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.04.031.

[60] A. Rogalev, V. Kindra, S. Osipov, ve N. Rogalev, “Thermodynamic Analysis of the Net Power Oxy-Combustion Cycle”, program adı: 13-th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics ETC13, Lausanne, Switzerland, Nis. 2018.

[61] F. Vega, S. Camino, J. A. Camino, J. Garrido, ve B. Navarrete, “Partial oxy-combustion technology for energy efficient CO2 capture process”, *Appl. Energy*, c. 253, s. 113519, Kas. 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.113519.

[62] F. Climent Barba, G. Martínez-Denegri Sánchez, B. Soler Seguí, H. Gohari Darabkhani, ve E. J. Anthony, “A technical evaluation, performance analysis and risk assessment of multiple novel oxy-turbine power cycles with complete CO 2 capture”, *J. Clean. Prod.*, c. 133, ss. 971-985, Eki. 2016, doi: 10.1016/j.jclepro.2016.05.189.

[63] M. Mehrpooya ve M. J. Zonouz, “Analysis of an integrated cryogenic air separation unit, oxy-combustion carbon dioxide power cycle and liquefied natural gas regasification process by exergoeconomic method”, *Energy Convers. Manag.*, c. 139, ss. 245-259, May. 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.02.048.

[64] J. Hong, R. Field, M. Gazzino, ve A. F. Ghoniem, “Operating pressure dependence of the pressurized oxy-fuel combustion power cycle”, *Energy*, c. 35, sy 12, ss. 5391-5399, Ara. 2010, doi: 10.1016/j.energy.2010.07.016.

[65] Y. Oki, H. Hamada, M. Kobayashi, I. Yuri, ve S. Hara, “Development of High-efficiency Oxy-fuel IGCC System”, *Energy Procedia*, c. 114, ss. 501-504, Tem. 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.1192.

[66] G. G. Esquivel-Patiño, M. Serna-González, ve F. Nápoles-Rivera, “Thermal integration of natural gas combined cycle power plants with CO 2 capture systems and organic Rankine cycles”, *Energy Convers. Manag.*, c. 151, ss. 334-342, Kas. 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.09.003.

[67] M. Mehrpooya, H. Ansarinasab, M. M. M. Sharifzadeh, ve M. A. Rosen, “Conventional and advanced exergoeconomic assessments of a new air separation unit integrated with a carbon dioxide electrical power cycle and a liquefied natural gas regasification unit”, *Energy Convers. Manag.*, c. 163, ss. 151-168, May. 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.02.016.

[68] M. Mehrpooya, M. M. M. Sharifzadeh, ve M. H. Katooli, “Thermodynamic analysis of integrated LNG regasification process configurations”, *Prog. Energy Combust. Sci.*, c. 69, ss. 1-27, Kas. 2018, doi: 10.1016/j.pecs.2018.06.001.

[69] Charles White ve Nathan Weiland, “Preliminary Cost and Performance Results for a Natural Gas-Fired Direct sCO2 Power Plant”, *6th Int. Supercrit. CO2 Power Cycles Symp.*, Mar. 2018.

[70] N. T. Weiland ve C. W. White, “Techno-economic analysis of an integrated gasification direct-fired supercritical CO2 power cycle”, *Fuel*, c. 212, ss. 613-625, Oca. 2018, doi: 10.1016/j.fuel.2017.10.022.
[71] L. Li, L. Duan, Z. Yang, ve C. Zhao, “Pressurized oxy-fuel combustion characteristics of single coal particle in a visualized fluidized bed combustor”, *Combust. Flame*, c. 211, ss. 218-228, Oca. 2020, doi: 10.1016/j.combustflame.2019.09.032.
[72] H. K. Nguyen *vd.*, “Oxy-combustion characteristics as a function of oxygen concentration and biomass co-firing ratio in a 0.1 MWth circulating fluidized bed combustion test-rig”, *Energy*, c. 196, s. 117020, Nis. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117020.
[73] E.I. Yantovski, K.N. Zvagolsky, ve E.A. Gavrilenko, “The Cooperate - Demo Power Cycle”, *Energy Convers. Mgmt.*, c. 36, sy 6-9, ss. 861-864, 1995.
[74] Y. Xiang, L. Cai, Y. Guan, W. Liu, Y. Han, ve Y. Liang, “Study on the configuration of bottom cycle in natural gas combined cycle power plants integrated with oxy-fuel combustion”, *Appl. Energy*, c. 212, ss. 465-477, Şub. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.12.049.
[75] P. Gładysz, W. Stanek, L. Czarnowska, S. Sładek, ve A. Szl□k, “Thermo-ecological evaluation of an integrated MILD oxy-fuel combustion power plant with CO2 capture, utilisation, and storage – A case study in Poland”, *Energy*, c. 144, ss. 379-392, Şub. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2017.11.133.
[76] Meng Liu, Noam Lior, Na Zhang, ve Wei Han, “Thermoeconomic Optimization of Coolcep-s: a Novel Zero-CO2 Emission Power Cycle Using LNG (Liqufied Natural Gas) Coldness”, *2008 ASME Int. Mech. Eng. Congr. Expo.*.
[77] P. Gładysz ve A. Zi□bik, “Life cycle assessment of an integrated oxy-fuel combustion power plant with CO2 capture, transport and storage – Poland case study”, *Energy*, c. 92, ss. 328-340, Ara. 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.07.052.
[78] P. Gładysz, W. Stanek, L. Czarnowska, G. W□cel, ve Ø. Langørgen, “Thermodynamic assessment of an integrated MILD oxyfuel combustion power plant”, *Energy*, c. 137, ss. 761-774, Eki. 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.05.117.
[79] A. Farooqui, A. Bose, D. Ferrero, J. Llorca, ve M. Santarelli, “Techno-economic and exergetic assessment of an oxy-fuel power plant fueled by syngas produced by chemical looping CO2 and H2O dissociation”, *J. CO2 Util.*, c. 27, ss. 500-517, Eki. 2018, doi: 10.1016/j.jcou.2018.09.001.
[80] Y. Han *vd.*, “Numerical study of mixed working fluid in an original oxy-fuel power plant utilizing liquefied natural gas cold energy”, *Int. J. Greenh. Gas Control*, c. 78, ss. 413-419, Kas. 2018, doi: 10.1016/j.ijggc.2018.09.013.
[81] P. Ziółkowski, W. Zakrzewski, O. Kaczmarczyk, ve J. Badur, “Thermodynamic analysis of the double Brayton cycle with the use of oxy combustion and capture of CO2”, *Arch. Thermodyn.*, c. 34, sy 2, ss. 23-38, Haz. 2013, doi: 10.2478/aoter-2013-0008.
[82] Nathan T. Weiland ve Charles W. White, “Techno-economic Analysis of an Integrated Gasification Direct-Fired Supercritical CO2 Power Cycle”, *8th Int. Conf. Clean Coal Technol. CCT2017*, May. 2017.

[83] F. Crespi, G. Gavagnin, D. Sánchez, ve G. S. Martínez, "Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: A review", *Appl. Energy*, c. 195, ss. 152-183, Haz. 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.02.048.
[84] Y. Zhao, L. Zhao, B. Wang, S. Zhang, J. Chi, ve Y. Xiao, "Thermodynamic analysis of a novel dual expansion coal-fueled direct-fired supercritical carbon dioxide power cycle", *Appl. Energy*, c. 217, ss. 480-495, May. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.02.088.
[85] F. Crespi, G. Gavagnin, D. Sánchez, ve G. S. Martínez, "Analysis of the Thermodynamic Potential of Supercritical Carbon Dioxide Cycles: A Systematic Approach", *J. Eng. Gas Turbines Power*, c. 140, sy 5, s. 051701, Kas. 2017, doi: 10.1115/1.4038125.
[86] Peter A. Strakey, "Oxy-Combustion Flame Fundamentals for Supercritical CO2 Power Cycles", *6th Int. Supercrit. CO2 Power Cycles Symp.*, Mar. 2018.
[87] C. Y. Liu, G. Chen, N. Sipöcz, M. Assadi, ve X. S. Bai, "Characteristics of oxy-fuel combustion in gas turbines", *Appl. Energy*, c. 89, sy 1, ss. 387-394, Oca. 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.08.004.
[88] Y. Guan *vd.*, "Simulation study on the carbon capture system applying LNG cold energy to the O 2 /H 2 O oxy-fuel combustion", *Nat. Gas Ind. B*, c. 5, sy 3, ss. 270-275, Haz. 2018, doi: 10.1016/j.ngib.2017.11.011.
[89] H. Liu *vd.*, "Efficient Desulfurization in O2 /CO2 Combustion: Depedence on Combustion Conditions and Sorbent Properties", *Chem. Eng. Commun.*, c. 199, sy 8, ss. 991-1011, Ağu. 2012, doi: 10.1080/00986445.2011.633288.
[90] S. H. Han, Y. S. Lee, J. R. Cho, ve K. H. Lee, "Efficiency analysis of air-fuel and oxy-fuel combustion in a reheating furnace", *Int. J. Heat Mass Transf.*, c. 121, ss. 1364-1370, Haz. 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.12.110.
[91] M. R. Shakeel, Y. S. Sanusi, ve E. M. A. Mokheimer, "Numerical modeling of oxy-methane combustion in a model gas turbine combustor", *Appl. Energy*, c. 228, ss. 68-81, Eki. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.06.071.
[92] M. Chen, D. Liu, ve B. Jiang, "Soot formation and combustion characteristics in confined mesoscale combustors under conventional and oxy-combustion conditions (O2/N2 and O2/CO2)", *Fuel*, c. 264, s. 116808, Mar. 2020, doi: 10.1016/j.fuel.2019.116808.
[93] A. Panahi, N. Toole, X. Wang, ve Y. A. Levendis, "On the minimum oxygen requirements for oxy-combustion of single particles of torrefied biomass", *Combust. Flame*, c. 213, ss. 426-440, Mar. 2020, doi: 10.1016/j.combustflame.2019.12.012.
[94] S. Yadav ve S. S. Mondal, "Modelling of oxy-pulverized coal combustion to access the influence of steam addition on combustion characteristics", *Fuel*, c. 271, s. 117611, Tem. 2020, doi: 10.1016/j.fuel.2020.117611.
[95] A. I. Escudero, M. Aznar, ve L. I. Díez, "Oxy-steam combustion: The effect of coal rank and steam concentration on combustion characteristics", *Fuel*, c. 285, s. 119218, Şub. 2021, doi: 10.1016/j.fuel.2020.119218.
[96] G. Gonca, "Investigation of the influences of steam injection on the equilibrium combustion products and thermodynamic properties of bio fuels (biodiesels and alcohols)", *Fuel*, c. 144, ss. 244-258, Mar. 2015, doi: 10.1016/j.fuel.2014.12.032.

[97] H. K. Kayadelen ve Y. Ust, "Prediction of equilibrium products and thermodynamic properties in H2O injected combustion for C□H□O□N□ type fuels", *Fuel*, c. 113, ss. 389-401, Kas. 2013, doi: 10.1016/j.fuel.2013.05.095.
[98] H. K. Kayadelen, "Effect of natural gas components on its flame temperature, equilibrium combustion products and thermodynamic properties", *J. Nat. Gas Sci. Eng.*, c. 45, ss. 456-473, Eyl. 2017, doi: 10.1016/j.jngse.2017.05.023.
[99] H. K. Kayadelen ve Y. Ust, "Thermoenvironomic evaluation of simple, intercooled, STIG, and ISTIG cycles", *Int. J. Energy Res.*, c. 42, sy 12, ss. 3780-3802, Eki. 2018, doi: 10.1002/er.4101.
[100] H. K. Kayadelen ve Y. Ust, "Thermodynamic, environmental and economic performance optimization of simple, regenerative, STIG and RSTIG gas turbine cycles", *Energy*, c. 121, ss. 751-771, Şub. 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.01.060.
[101] I. Ozsari ve Y. Ust, "Effect of varying fuel types on oxy-combustion performance", *Int. J. Energy Res.*, s. er.4868, Eyl. 2019, doi: 10.1002/er.4868.
[102] H. K. Kayadelen, "A multi-featured model for estimation of thermodynamic properties, adiabatic flame temperature and equilibrium combustion products of fuels, fuel blends, surrogates and fuel additives", *Energy*, c. 143, ss. 241-256, Oca. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2017.10.106.
[103] Petter E. Røkke ve Johan E. Hustad, "Exhaust Gas Recirculation in Gas Turbines for Reduction of CO2 Emissions; Combustion Testing with Focus on Stability and Emissions", *Int. J. of Thermodynamics*, c. 8, sy 4, ss. 167-173, 2005.
[104] M. C. Cameretti, R. Tuccillo, ve R. Piazzesi, "Study of an exhaust gas recirculation equipped micro gas turbine supplied with bio-fuels", *Appl. Therm. Eng.*, c. 59, sy 1-2, ss. 162-173, Eyl. 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.04.029.
[105] S. Bram ve J. Deruyck, "Exergy analysis and Design of Mixed CO2/Steam Gas Turbine Cycles", *Energy Convers. Mgmt*, c. 36, sy 6-9, ss. 845-848, 1995.
[106] M. Ditaranto, H. Li, ve Y. Hu, "Evaluation of a Pre-combustion Capture Cycle Based on Hydrogen Fired Gas Turbine with Exhaust Gas Recirculation (EGR)", *Energy Procedia*, c. 63, ss. 1972-1975, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.11.211.
[107] U. Ali *vd.*, "Process Simulation and Thermodynamic Analysis of a Micro Turbine with Post-combustion CO2 Capture and Exhaust Gas Recirculation", *Energy Procedia*, c. 63, ss. 986-996, 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.11.107.
[108] Marc A. Rosen ve Ibrahim Dincer, "Exergy Analysis of Waste Emissions", *Int. J. Energy Res.*, sy 23, ss. 1153-1163, 1999.
[109] Ibrahim Dincer ve Yunus A. Cengel, "Energy, Entropy and Exergy Concepts and Their Roles in Thermal Engineering", *Entropy*, sy 3, ss. 116-149, 2001.
[110] Jan Szargut, "Energy and Exergy Analysis of The Preheating of Combustion Reactants", *Int. J. Energy Res.*, c. 12, ss. 45-48, 1988.

[111] J. Y. Xiang, M. Calì, ve M. Santarelli, "Calculation for physical and chemical exergy of flows in systems elaborating mixed-phase flows and a case study in an IRSOFC plant", *Int. J. Energy Res.*, c. 28, sy 2, ss. 101-115, Şub. 2004, doi: 10.1002/er.953.
[112] C. Sayin, M. Hosoz, M. Canakci, ve I. Kilicaslan, "Energy and exergy analyses of a gasoline engine", *Int. J. Energy Res.*, c. 31, sy 3, ss. 259-273, Mar. 2007, doi: 10.1002/er.1246.
[113] H. S. Sivadas ve J. A. Caton, "Effects of exhaust gas recirculation on exergy destruction due to isobaric combustion for a range of conditions and fuels", *Int. J. Energy Res.*, c. 32, sy 10, ss. 896-910, Ağu. 2008, doi: 10.1002/er.1401.
[114] S. Bilgen ve K. Kaygusuz, "The calculation of the chemical exergies of coal-based fuels by using the higher heating values", *Appl. Energy*, c. 85, sy 8, ss. 776-785, Ağu. 2008, doi: 10.1016/j.apenergy.2008.02.001.
[115] O. K. Singh ve S. C. Kaushik, "Thermoeconomic evaluation and optimization of a Brayton–Rankine–Kalina combined triple power cycle", *Energy Convers. Manag.*, c. 71, ss. 32-42, Tem. 2013, doi: 10.1016/j.enconman.2013.03.017.
[116] F. C. Eboh, P. Ahlström, ve T. Richards, "Estimating the specific chemical exergy of municipal solid waste", *Energy Sci. Eng.*, c. 4, sy 3, ss. 217-231, May. 2016, doi: 10.1002/ese3.121.
[117] Y. Tang, J. Zhang, B. Jia, Z. He, ve Y. Xia, "Investigation on the solution of nitric oxide emission model for diesel engine using optimization algorithms", *Fuel*, c. 228, ss. 81-91, Eyl. 2018, doi: 10.1016/j.fuel.2018.04.154.
[118] H. Feng, X. Wang, ve J. Zhang, "Study on the effects of intake conditions on the exergy destruction of low temperature combustion engine for a toluene reference fuel", *Energy Convers. Manag.*, c. 188, ss. 241-249, May. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.02.090.
[119] W. Qiang, L. Yanzhong, ve C. Xi, "Exergy analysis of liquefied natural gas cold energy recovering cycles", *Int. J. Energy Res.*, c. 29, sy 1, ss. 65-78, Oca. 2005, doi: 10.1002/er.1040.
[120] M. Ameri, P. Ahmadi, ve S. Khanmohammadi, "Exergy analysis of a 420 MW combined cycle power plant", *Int. J. Energy Res.*, c. 32, sy 2, ss. 175-183, Şub. 2008, doi: 10.1002/er.1351.
[121] A. Vatani, M. Mehrpooya, ve A. Palizdar, "Energy and exergy analyses of five conventional liquefied natural gas processes: Liquefied natural gas", *Int. J. Energy Res.*, c. 38, sy 14, ss. 1843-1863, Kas. 2014, doi: 10.1002/er.3193.
[122] A. Presciutti, F. Asdrubali, G. Baldinelli, A. Rotili, M. Malavasi, ve G. Di Salvia, "Energy and exergy analysis of glycerol combustion in an innovative flameless power plant", *J. Clean. Prod.*, c. 172, ss. 3817-3824, Oca. 2018, doi: 10.1016/j.jclepro.2017.06.022.
[123] M. Razmara, M. Bidarvatan, M. Shahbakhti, ve R. D. Robinett, "Optimal exergy-based control of internal combustion engines", *Appl. Energy*, c. 183, ss. 1389-1403, Ara. 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.09.058.
[124] S. E. Hosseini ve M. A. Wahid, "Enhancement of exergy efficiency in combustion systems using flameless mode", *Energy Convers. Manag.*, c. 86, ss. 1154-1163, Eki. 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2014.06.065.

[125] S. Ismail ve P. S. Mehta, “Second law analysis of hydrogen–air combustion in a spark ignition engine”, *Int. J. Hydrog. Energy*, c. 36, sy 1, ss. 931-946, Oca. 2011, doi: 10.1016/j.ijhydene.2010.10.022.
[126] M. N. Nabi, M. G. Rasul, M. Anwar, ve B. J. Mullins, “Energy, exergy, performance, emission and combustion characteristics of diesel engine using new series of non-edible biodiesels”, *Renew. Energy*, c. 140, ss. 647-657, Eyl. 2019, doi: 10.1016/j.renene.2019.03.066.
[127] J. Zhang, D. Han, ve Z. Huang, “Second-law thermodynamic analysis for premixed hydrogen flames with diluents of argon/nitrogen/carbon dioxide”, *Int. J. Hydrog. Energy*, c. 44, sy 10, ss. 5020-5029, Şub. 2019, doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.01.041.
[128] F. Pan, J. Zhang, D. Han, ve T. Lu, “Numerical study on exergy losses of iso-octane constant-volume combustion with water addition”, *Fuel*, c. 248, ss. 127-135, Tem. 2019, doi: 10.1016/j.fuel.2019.03.068.
[129] R. J. Varghese, H. Kolekar, ve S. Kumar, “Laminar burning velocities of H2/CO/CH4/CO2/N2 -air mixtures at elevated temperatures”, *Int. J. Hydrog. Energy*, c. 44, sy 23, ss. 12188-12199, May. 2019, doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.03.103.
[130] Cherian Olikara ve Gary L. Borman, “A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines”, *Society of Automotive Engineers*, 1975.
[131] Ferguson CR., *Internal combustion engines – applied thermosciences.*, New York: John Wiley&Sons Inc.; 1986.
[132] A. Demirbas, *Methane Gas Hydrate*. London: Springer London, 2010. doi: 10.1007/978-1-84882-872-8.
[133] “Gas Composition Transition Agency Report 2013”. Ağu. 01, 2013.
[134] M.W. Chase, C.A. Davies, J.R. Downey, D.J. Frurip, R.A. McDonald, ve A.N. Syverud, “In Janaf thermochemical tables. third edition. vol. 14”. American ChemicalSociety, American Institute of Physics and National Bureau of Standarts, 1985.
[135] S. R. Turns, *An introduction to combustion: concepts and applications*, 3. ed. Boston: McGraw-Hill, 2011.
[136] A. Bejan, G. Tsatsaronis, ve M. J. Moran, *Thermal design and optimization*. New York: Wiley, 1996.
[137] I. Dincer ve M. Rosen, *Exergy: energy, environment and sustainable development*, 2. ed. Amsterdam: Elsevier, 2013.
[138] S. Turns ve D. Kraige, *Properties Tables Booklet for Thermal Fluids Engineering.* Leiden: Cambridge University Press, 2007. Erişim: Tem. 04, 2019. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: http://public.eblib.com/choice/publicfullrecord.aspx?p=442849
[139] Vaclav Dostal, “A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors”, Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2004.
[140] T. J. Kotas, *The exergy method of thermal plant analysis*. London [u.a.]: Butterworths, 1985.
[141] W. Sanz, H. Jericha, B. Bauer, ve E. Göttlich, “Qualitative and Quantitative Comparison of Two Promising Oxy-Fuel Power Cycles for CO2 Capture”, *J.*

Eng. Gas Turbines Power, c. 130, sy 3, s. 031702, May. 2008, doi: 10.1115/1.2800350.
[142] E. Thorbergsson ve T. Grönstedt, "A Thermodynamic Analysis of Two Competing Mid-Sized Oxyfuel Combustion Combined Cycles", *J. Energy*, c. 2016, ss. 1-14, 2016, doi: 10.1155/2016/2438431.
[143] O. Bolland ve P. Mathieu, "Comparison of two CO2 removal options in combined cycle power plants", *Energy Convers. Manag.*, c. 39, sy 16-18, ss. 1653-1663, Kas. 1998, doi: 10.1016/S0196-8904(98)00078-8.
[144] O. Bolland ve S. Sæther, "New concepts for natural gas fired power plants which simplify the recovery of carbon dioxide", *Energy Convers. Manag.*, c. 33, sy 5-8, ss. 467-475, May. 1992, doi: 10.1016/0196-8904(92)90045-X.
[145] I. Ulizar ve P. Pilidis, "A Semiclosed-Cycle Gas Turbine With Carbon Dioxide–Argon as Working Fluid", *J. Eng. Gas Turbines Power*, c. 119, sy 3, ss. 612-616, Tem. 1997, doi: 10.1115/1.2817028.
[146] I. Ulizar ve P. Pilidis, "Handling of a Semiclosed Cycle Gas Turbine With a Carbon Dioxide-Argon Working Fluid", *J. Eng. Gas Turbines Power*, c. 122, sy 3, ss. 437-441, Tem. 2000, doi: 10.1115/1.1287497.
[147] J.-M. Amann, M. Kanniche, ve C. Bouallou, "Natural gas combined cycle power plant modified into an O2/CO2 cycle for CO2 capture", *Energy Convers. Manag.*, c. 50, sy 3, ss. 510-521, Mar. 2009, doi: 10.1016/j.enconman.2008.11.012.
[148] S. H. Tak, S. K. Park, T. S. Kim, J. L. Sohn, ve Y. D. Lee, "Performance analyses of oxy-fuel power generation systems including CO2 capture: comparison of two cycles using different recirculation fluids", *J. Mech. Sci. Technol.*, c. 24, sy 9, ss. 1947-1954, Eyl. 2010, doi: 10.1007/s12206-010-0623-x.
[149] K. Jordal, O. Bollard, ve A. Klang, "Aspects of Cooled Gas Turbine Modeling for the Semi-Closed O2/CO2 Cycle With CO2 Capture", *J. Eng. Gas Turbines Power*, c. 126, sy 3, ss. 507-515, Tem. 2004, doi: 10.1115/1.1762908.
[150] R. E. Ulfsnes, O. Bolland, ve K. Jordal, "Modelling and Simulation of Transient Performance of the Semi-Closed O2/CO2 Gas Turbine Cycle for CO2-Capture", içinde *Volume 3: Turbo Expo 2003*, Atlanta, Georgia, USA, Oca. 2003, ss. 65-74. doi: 10.1115/GT2003-38068.
[151] G. Corchero, V. P. Timón, ve J. L. Montañés, "A natural gas oxy-fuel semiclosed combined cycle for zero CO_2 emissions: a thermodynamic optimization", *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Power Energy*, c. 225, sy 4, ss. 377-388, Haz. 2011, doi: 10.1177/0957650910396419.
[152] T. Riethmann, F. Sander, ve R. Span, "Modelling of a supercharged semi-closed oxyfuel combined cycle with CO2 capture and analysis of the part-load behavior", *Energy Procedia*, c. 1, sy 1, ss. 415-422, Şub. 2009, doi: 10.1016/j.egypro.2009.01.056.
[153] H. J. Yang, D. W. Kang, J. H. Ahn, ve T. S. Kim, "Evaluation of Design Performance of the Semi-Closed Oxy-Fuel Combustion Combined Cycle", *J. Eng. Gas Turbines Power*, c. 134, sy 11, s. 111702, Kas. 2012, doi: 10.1115/1.4007322.
[154] A. Dahlquist, M. Genrup, M. Sjoedin, ve K. Jonshagen, "Optimization of an Oxyfuel Combined Cycle Regarding Performance and Complexity Level", içinde *Volume 2: Aircraft Engine; Coal, Biomass and Alternative Fuels; Cycle*

Innovations, San Antonio, Texas, USA, Haz. 2013, s. V002T07A011. doi: 10.1115/GT2013-94755.
[155] M. Sammak, E. Thorbergsson, T. Grönstedt, ve M. Genrup, "Conceptual Mean-Line Design of Single and Twin-Shaft Oxy-Fuel Gas Turbine in a Semiclosed Oxy-Fuel Combustion Combined Cycle", *J. Eng. Gas Turbines Power*, c. 135, sy 8, s. 081502, Ağu. 2013, doi: 10.1115/1.4023886.
[156] P. Mathieu ve R. Nihart, "Sensitivity analysis of the MATIANT cycle", *Energy Convers. Manag.*, c. 40, sy 15-16, ss. 1687-1700, Eki. 1999, doi: 10.1016/S0196-8904(99)00062-X.
[157] S. Saeidi, S. M. S. Mahmoudi, H. Nami, ve M. Yari, "Energy and exergy analyses of a novel near zero emission plant: Combination of MATIANT cycle with gasification unit", *Appl. Therm. Eng.*, c. 108, ss. 893-904, Eyl. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.07.095.
[158] Ph. Mathieu, R. Dubuisson, S. Houyou, ve R. Nihart, "New Concept of CO2 Removal Technologies in Power Generation, Combined With Fossil Fuel Recovery and Long Term CO2 Sequestration", içinde *Volume 2: Coal, Biomass and Alternative Fuels; Combustion and Fuels; Oil and Gas Applications; Cycle Innovations*, Munich, Germany, May. 2000, s. V002T04A011. doi: 10.1115/2000-GT-0160.
[159] R. Hollis *vd.*, "Oxy-Fuel Turbomachinery Development for Energy Intensive Industrial Applications", içinde *Volume 3: Cycle Innovations; Education; Electric Power; Fans and Blowers; Industrial and Cogeneration*, Copenhagen, Denmark, Haz. 2012, ss. 431-439. doi: 10.1115/GT2012-69988.
[160] R. Anderson *vd.*, "Oxy-Fuel Gas Turbine, Gas Generator and Reheat Combustor Technology Development and Demonstration", içinde *Volume 3: Controls, Diagnostics and Instrumentation; Cycle Innovations; Marine*, Glasgow, UK, Eki. 2010, ss. 733-743. doi: 10.1115/GT2010-23001.
[161] H. Jericha, "Efficient steam cycles with internal combustion of hydrogen and stoichiometric oxygen for turbines and piston engines", *Int. J. Hydrog. Energy*, c. 12, sy 5, ss. 345-354, 1987, doi: 10.1016/0360-3199(87)90060-7.
[162] Jericha H. ve Ratzesberger R., "Novel Thermal Peak Power Plant", program adı: ASME COGEN-TURBO, Nice, 1989.
[163] Jericha H. ve Starzer O., "Steam Cooled Hydrogen/Oxygen Combustion Chamber for the Hightemperature-Steamcycle", program adı: CIMAC, Florence, 1991.
[164] S. Aoki, K. Uematsu, K. Suenaga, H. Mori, ve H. Sugishita, "A Study of Hydrogen Combustion Turbines", içinde *Volume 3: Coal, Biomass and Alternative Fuels; Combustion and Fuels; Oil and Gas Applications; Cycle Innovations*, Stockholm, Sweden, Haz. 1998, s. V003T08A024. doi: 10.1115/98-GT-394.
[165] H. Jericha ve E. Go¨ttlich, "Conceptual Design for an Industrial Prototype Graz Cycle Power Plant", içinde *Volume 2: Turbo Expo 2002, Parts A and B*, Amsterdam, The Netherlands, Oca. 2002, ss. 413-420. doi: 10.1115/GT2002-30118.
[166] W. Sanz, H. Jericha, M. Moser, ve F. Heitmeir, "Thermodynamic and Economic Investigation of an Improved Graz Cycle Power Plant for CO2

Capture", içinde *Volume 7: Turbo Expo 2004*, Vienna, Austria, Oca. 2004, ss. 409-418. doi: 10.1115/GT2004-53722.
[167] H. Jericha, W. Sanz, ve E. Go¨ttlich, "Design Concept for Large Output Graz Cycle Gas Turbines", içinde *Volume 4: Cycle Innovations; Electric Power; Industrial and Cogeneration; Manufacturing Materials and Metallurgy*, Barcelona, Spain, Oca. 2006, ss. 1-14. doi: 10.1115/GT2006-90032.
[168] W. Sanz, M. Braun, H. Jericha, ve M. F. Platzer, "Adapting the zero-emission Graz Cycle for hydrogen combustion and investigation of its part load behavior", *Int. J. Hydrog. Energy*, c. 43, sy 11, ss. 5737-5746, Mar. 2018, doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.01.162.
[169] Andrzej Miller *vd.*, "Off-Design Analysis of the GRAZ Cycle Performance", program adı: Proceedings of the International Gas Turbine Congress, Tokyo, Kas. 2003.
[170] Brentan R. Alexander, "Analysis and Optimization of the Graz Cycle: A Coal Fired Power Generation Scheme with Near-Zero Carbon Dioxide Emissions", Bachelor of Science, Massachusetts Institute of Technology, 2007.
[171] H. Nomoto, M. Itoh, W. Brown, J. Fetvedt, ve I. Sato, "ICOPE-15-1176 Cycle and Turbine Development for the Supercritical Carbon Dioxide Allam Cycle", *Proc. Int. Conf. Power Eng. ICOPE*, c. 2015.12, sy 0, s. _ICOPE-15--_ICOPE-15-, 2015, doi: 10.1299/jsmeicope.2015.12._ICOPE-15-_112.
[172] S. Sundkvist *vd.*, "Azep gas turbine combined cycle power plants - Thermal optimisation and LCA analysis", içinde *Greenhouse Gas Control Technologies 7*, c. I, Elsevier, 2005, ss. 263-271. doi: 10.1016/B978-008044704-9/50027-6.
[173] B. Möller *vd.*, "AZEP Gas Turbine Combined Cycle Power Plants - Thermo-economic Analysis", *Int. J. Thermodyn.*, c. 9, sy 1, Art. sy 1, Mar. 2006.
[174] E. Yantovski, "Zero-emission fuel-fired power plants with ion transport membrane", *Energy*, c. 29, sy 12-15, ss. 2077-2088, Ara. 2004, doi: 10.1016/j.energy.2004.03.013.
[175] N. Zhang ve N. Lior, "Proposal and Analysis of a Novel Zero CO2 Emission Cycle With Liquid Natural Gas Cryogenic Exergy Utilization", *J. Eng. Gas Turbines Power*, c. 128, sy 1, ss. 81-91, Oca. 2006, doi: 10.1115/1.2031228.
[176] N. Zhang ve N. Lior, "Comparative Study of Two Low CO2 Emission Power Generation System Options With Natural Gas Reforming", *J. Eng. Gas Turbines Power*, c. 130, sy 5, s. 051701, Eyl. 2008, doi: 10.1115/1.2904895.
[177] W. Cao ve D. Zheng, "Exergy regeneration in an O2/CO2 gas turbine cycle with chemical recuperation by CO2 reforming of methane", *Energy Convers. Manag.*, c. 47, sy 18-19, ss. 3019-3030, Kas. 2006, doi: 10.1016/j.enconman.2006.03.010.
[178] C. Luo ve N. Zhang, "Zero CO 2 emission SOLRGT power system", *Energy*, c. 45, sy 1, ss. 312-323, Eyl. 2012, doi: 10.1016/j.energy.2012.04.058.
[179] C. Gou, R. Cai, ve H. Hong, "An Advanced Oxy-Fuel Power Cycle with High Efficiency", *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Power Energy*, c. 220, sy 4, ss. 315-325, Haz. 2006, doi: 10.1243/09576509JPE215.
[180] O. Okonkwo, G. Yablonsky, ve P. Biswas, "Thermodynamic analysis of tri-reforming of oxy-fuel combustion exhaust gas", *J. CO2 Util.*, c. 39, s. 101156, Tem. 2020, doi: 10.1016/j.jcou.2020.101156.

[181] A. Gopan, P. Verma, Z. Yang, ve R. L. Axelbaum, “Quantitative analysis of the impact of flue gas recirculation on the efficiency of oxy-coal power plants”, *Int. J. Greenh. Gas Control*, c. 95, s. 102936, Nis. 2020, doi: 10.1016/j.ijggc.2019.102936.
[182] X. Wei, V. Manovic, ve D. P. Hanak, “Techno-economic assessment of coal- or biomass-fired oxy-combustion power plants with supercritical carbon dioxide cycle”, *Energy Convers. Manag.*, c. 221, s. 113143, Eki. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113143.
[183] S. Chen, Y. Zheng, M. Wu, J. Hu, ve W. Xiang, “Thermodynamic analysis of oxy-fuel combustion integrated with the sCO2 Brayton cycle for combined heat and power production”, *Energy Convers. Manag.*, c. 232, s. 113869, Mar. 2021, doi: 10.1016/j.enconman.2021.113869.
[184] X. Wu, W. Fan, S. Liu, J. Chen, H. Guo, ve Z. Liu, “A new WSGGM considering CO in oxy-fuel combustion: A theoretical calculation and numerical simulation application”, *Combust. Flame*, c. 227, ss. 443-455, May. 2021, doi: 10.1016/j.combustflame.2021.01.022.
[185] M. Qing *vd.*, “Thermodynamic and economic performance of oxy-combustion power plants integrating chemical looping air separation”, *Energy*, c. 206, s. 118136, Eyl. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.118136.
[186] E. Portillo, L. M. Gallego Fernández, F. Vega, B. Alonso-Fariñas, ve B. Navarrete, “Oxygen transport membrane unit applied to oxy-combustion coal power plants: A thermodynamic assessment”, *J. Environ. Chem. Eng.*, c. 9, sy 4, s. 105266, Ağu. 2021, doi: 10.1016/j.jece.2021.105266.
[187] J. Kotowicz, M. Job, ve M. Brz□czek, “Thermodynamic analysis and optimization of an oxy-combustion combined cycle power plant based on a membrane reactor equipped with a high-temperature ion transport membrane ITM”, *Energy*, c. 205, s. 117912, Ağu. 2020, doi: 10.1016/j.energy.2020.117912.
[188] B. Imteyaz, F. Tahir, ve M. A. Habib, “Thermodynamic Assessment of Membrane-Assisted Premixed and Non-Premixed Oxy-Fuel Combustion Power Cycles”, *J. Energy Resour. Technol.*, c. 143, sy 052303, Art. sy 052303, Oca. 2021, doi: 10.1115/1.4049463.
[189] N. Khallaghi, D. P. Hanak, ve V. Manovic, “Staged oxy-fuel natural gas combined cycle”, *Appl. Therm. Eng.*, c. 153, ss. 761-767, May. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.03.033.
[190] J. Kotowicz, S. Michalski, ve M. Brz□czek, “The Characteristics of a Modern Oxy-Fuel Power Plant”, *Energies*, c. 12, sy 17, s. 3374, Eyl. 2019, doi: 10.3390/en12173374.
[191] S. Shan, Z. Zhou, ve K. Cen, “An innovative integrated system concept between oxy-fuel thermo-photovoltaic device and a Brayton-Rankine combined cycle and its preliminary thermodynamic analysis”, *Energy Convers. Manag.*, c. 180, ss. 1139-1152, Oca. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2018.11.040.
[192] S. Son, J. Y. Heo, N. I. Kim, A. Jamal, ve J. I. Lee, “Reduction of CO2 emission for solar power backup by direct integration of oxy-combustion supercritical CO2 power cycle with concentrated solar power”, *Energy Convers. Manag.*, c. 201, s. 112161, Ara. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112161.

[193] F. Tahir, H. Ali, A. A. B. Baloch, ve Y. Jamil, “Performance Analysis of Air and Oxy-Fuel Laminar Combustion in a Porous Plate Reactor”, *Energies*, c. 12, sy 9, s. 1706, May. 2019, doi: 10.3390/en12091706.
[194] M. A. Habib, B. Imteyaz, ve M. A. Nemitallah, “Second law analysis of premixed and non-premixed oxy-fuel combustion cycles utilizing oxygen separation membranes”, *Appl. Energy*, c. 259, s. 114213, Şub. 2020, doi: 10.1016/j.apenergy.2019.114213.
[195] K. Wimmer ve W. Sanz, “Optimization and comparison of the two promising oxy-combustion cycles NET Power cycle and Graz Cycle”, *Int. J. Greenh. Gas Control*, c. 99, s. 103055, Ağu. 2020, doi: 10.1016/j.ijggc.2020.103055.
[196] LexInnova, “Oxy-fuel Combusiton Systems (OCS)”, Gurgaon, 2013.
[197] N. Jurado, H. G. Darabkhani, E. J. Anthony, ve J. E. Oakey, “Oxy-fuel Combustion for Carbon Capture and Sequestration (CCS) from a Coal/Biomass Power Plant: Experimental and Simulation Studies”, içinde *Progress in Clean Energy, Volume 2: Novel Systems and Applications*, I. Dincer, C. O. Colpan, O. Kizilkan, ve M. A. Ezan, Ed. Cham: Springer International Publishing, 2015, ss. 177-192. doi: 10.1007/978-3-319-17031-2_14.
[198] G. R. DUYGU, “Modeling of oxygen–enriched and oxy–combustion of lignite in cfbc and verification with experiments”, Doktora Tezi, Marmara University, Istanbul, 2020.
[199] Canada Natural Resources, “Near-zero emissions oxy-fuel combustion”, *https://www.nrcan.gc.ca/*, 2016. https://www.nrcan.gc.ca/our-natural-resources/energy-sources-distribution/clean-fossil-fuels/coal-co2-capture-storage/carbon-capture-storage/near-zero-emissions-oxy-fuel-combustion/4307 (erişim Nis. 28, 2021).
[200] T. Napp, K. S. Sum, T. Hills, ve P. S. Fennell, “Attitudes and Barriers to Deployment of CCS from Industrial Sources in the UK”, Imperial College London, 2014.
[201] B. Sahin, A. Kodal, ve H. Yavuz, “Efficiency of a Joule-Brayton engine at maximum power density”, *J. Phys. Appl. Phys.*, c. 28, sy 7, s. 1309, Tem. 1995, doi: 10.1088/0022-3727/28/7/005.
[202] B. Şahĭn, A. Kodal, ve H. Yavuz, “Maximum power density for an endoreversible carnot heat engine”, *Energy*, c. 21, sy 12, ss. 1219-1225, Ara. 1996, doi: 10.1016/0360-5442(96)00068-0.
[203] A. Kodal, “Maximum power density analysis for irreversible combined Carnot cycles”, *J. Phys. Appl. Phys.*, c. 32, sy 22, s. 2958, Kas. 1999, doi: 10.1088/0022-3727/32/22/319.
[204] G. Maheshwari, D. A. I. Khandwawala, ve D. S. C. Kaushik, “Maximum power density analyses for an irreversible radiative heat engine”, *Int. J. Ambient Energy*, c. 26, sy 2, ss. 71-80, Nis. 2005, doi: 10.1080/01430750.2005.9674975.
[205] L. Chen, J. Zheng, F. Sun, ve C. Wu, “Performance comparison of an irreversible closed Brayton cycle under maximum power density and maximum power conditions”, *Exergy Int. J.*, c. 2, sy 4, ss. 345-351, Oca. 2002, doi: 10.1016/S1164-0235(02)00070-5.
[206] L. Chen, J. Zheng, F. Sun, ve C. Wu, “Performance comparison of an endoreversible closed variable temperature heat reservoir Brayton cycle

under maximum power density and maximum power conditions", *Energy Convers. Manag.*, c. 43, sy 1, ss. 33-43, Oca. 2002, doi: 10.1016/S0196-8904(01)00003-6.
[207] B. Sahin, A. Kodal, ve S. S. Kaya, "A comparative performance analysis of irreversible regenerative reheating Joule-Brayton engines under maximum power density and maximum power conditions", *J. Phys. Appl. Phys.*, c. 31, sy 17, s. 2125, Eyl. 1998, doi: 10.1088/0022-3727/31/17/009.
[208] L. Chen, J. Wang, ve F. Sun, "Power density analysis and optimization of an irreversible closed intercooled regenerated Brayton cycle", *Math. Comput. Model.*, c. 48, sy 3–4, ss. 527-540, Ağu. 2008, doi: 10.1016/j.mcm.2007.09.018.
[209] J. Wang, L. Chen, ve F. Sun, "Power Density Optimization of an Irreversible Closed Intercooled Regenerated Brayton Cycle Coupled to Variable-temperature Heat Reservoirs", içinde *Challenges of Power Engineering and Environment*, P. K. Cen, P. Y. Chi, ve D. F. Wang, Ed. Springer Berlin Heidelberg, 2007, ss. 928-934. Erişim: Şub. 02, 2015. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-540-76694-0_173
[210] B. Sahin, U. Kesgin, A. Kodal, ve N. Vardar, "Performance optimization of a new combined power cycle based on power density analysis of the dual cycle", *Energy Convers. Manag.*, c. 43, sy 15, ss. 2019-2031, Eki. 2002, doi: 10.1016/S0196-8904(01)00149-2.
[211] M. Atmaca, M. Gümüş, ve A. Demir, "Comparative thermodynamic analysis of dual cycle under alternative conditions", *Therm. Sci.*, c. 15, sy 4, ss. 953-960, 2011.
[212] B. A. A. Al-Sarkhi ve I. A.-H. E. Abu-Nada, "Efficiency of Atkinson Engine at Maximum Power Density using Temperature Dependent Specific Heats", *Jordan J. Mech. Ind. Eng.*, c. 2, sy 2, ss. 71-75, 2008.
[213] Y. Ust, "A Comparative Performance Analysis and Optimization of the Irreversible Atkinson Cycle Under Maximum Power Density and Maximum Power Conditions", *Int. J. Thermophys.*, c. 30, sy 3, ss. 1001-1013, Haz. 2009, doi: 10.1007/s10765-009-0573-7.
[214] M. Atmaca ve M. Gumus, "Power and Efficiency Analysis of Diesel Cycle Under Alternative Criteria", *Arab. J. Sci. Eng.*, c. 39, sy 3, ss. 2263-2270, Mar. 2014, doi: 10.1007/s13369-013-0773-0.
[215] Y. Ust, B. Sahin, ve T. Yilmaz, "Optimization of a regenerative gas-turbine cogeneration system based on a new exergetic performance criterion: Exergetic performance coefficient", *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Power Energy*, c. 221, sy 4, ss. 447-456, Haz. 2007, doi: 10.1243/09576509JPE379.
[216] Y. Ust, B. Sahin, ve A. Kodal, "Optimization of a dual cycle cogeneration system based on a new exergetic performance criterion", *Appl. Energy*, c. 84, sy 11, ss. 1079-1091, Kas. 2007, doi: 10.1016/j.apenergy.2007.04.004.
[217] Y. Ust, F. Arslan, I. Ozsari, ve M. Cakir, "Thermodynamic performance analysis and optimization of DMC (Dual Miller Cycle) cogeneration system by considering exergetic performance coefficient and total exergy output criteria", *Energy*, c. 90, ss. 552-559, Eki. 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.07.081.

[218] Y. Ust, A. V. Akkaya, ve A. Safa, "Analysis of a vapour compression refrigeration system via exergetic performance coefficient criterion", *J. Energy Inst.*, c. 84, sy 2, ss. 66-72, May. 2011, doi: 10.1179/014426011X12968328625351.
[219] Y. Ust ve A. S. Karakurt, "Analysis of a Cascade Refrigeration System (CRS) by Using Different Refrigerant Couples Based on the Exergetic Performance Coefficient (EPC) Criterion", *Arab. J. Sci. Eng.*, c. 39, sy 11, ss. 8147-8156, Kas. 2014, doi: 10.1007/s13369-014-1335-9.
[220] Y. Ust, A. S. Karakurt, ve U. Gunes, "Performance Analysis of Multipurpose Refrigeration System (MRS) on Fishing Vessel", *Pol. Marit. Res.*, c. 23, sy 2, ss. 48-56, 2016, doi: 10.1515/pomr-2016-0020.
[221] Y. Üst, "Enerji üretim sistemlerinin ekolojik performans analizi ve optimizasyonu", Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İSTANBUL, 2005.
[222] F. Angulo-Brown, "An ecological optimization criterion for finite time heat engines", *J. Appl. Phys.*, c. 69, sy 11, ss. 7465-7469, Haz. 1991, doi: 10.1063/1.347562.
[223] Y. Ust, "Ecological performance analysis of irreversible OTTO cycle", *J. Eng. Nat. Sci.*, c. 29(5), sy 3, ss. 106-117, 2005.
[224] Y. Üst, B. Sahin, ve A. Kodal, "Ecological coefficient of performance (ECOP) optimization for generalized irreversible Carnot heat engines", *J. Energy Inst.*, c. 78, sy 3, ss. 145-151, Ağu. 2005, doi: 10.1179/014426005X50779.
[225] Y. Ust, F. Arslan, ve I. Ozsari, "A comparative thermo-ecological performance analysis of generalized irreversible solar-driven heat engines", *Renew. Energy*, c. 113, ss. 1242-1249, Ara. 2017, doi: 10.1016/j.renene.2017.06.091.
[226] H. Wu, Y. Ge, L. Chen, ve H. Feng, "Power, efficiency, ecological function and ecological coefficient of performance optimizations of irreversible Diesel cycle based on finite piston speed", *Energy*, c. 216, s. 119235, Şub. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2020.119235.
[227] Y. Ge, L. Chen, ve H. Feng, "Ecological optimization of an irreversible Diesel cycle", *Eur. Phys. J. Plus*, c. 136, sy 2, s. 198, Şub. 2021, doi: 10.1140/epjp/s13360-021-01162-z.
[228] F. Okumuş, G. Kökkülünk, C. Kaya, ve Z. Aydın, "Thermodynamic Assessment of Water Diesel Emulsified Fuel Usage in a Single Cylinder Diesel Engine", *Energy Sources Part Recovery Util. Environ. Eff.*, c. 0, sy 0, ss. 1-14, Nis. 2021, doi: 10.1080/15567036.2021.1900458.
[229] Y. Ust, B. Sahin, ve O. S. Sogut, "Performance analysis and optimization of an irreversible dual-cycle based on an ecological coefficient of performance criterion", *Appl. Energy*, c. 82, sy 1, ss. 23-39, Eyl. 2005, doi: 10.1016/j.apenergy.2004.08.005.
[230] Ust Y., Ozsari I., Arslan F., ve Safa A., "A Theoretical Performance Investigation Of Irreversible Internal Combustion Engine Named As Dual-Miller Cycle", *Sigma J. Eng. Nat. Sci.*, c. 38, sy 1, ss. 459-473, 2020.
[231] G. Gonca ve B. Sahin, "Performance Optimization of an Air-Standard Irreversible Dual-Atkinson Cycle Engine Based on the Ecological Coefficient of Performance Criterion", *Sci. World J.*, c. 2014, s. e815787, Tem. 2014, doi: 10.1155/2014/815787.

[232] R. Chandramouli, G. Ravi Kiran Sastry, S. K. Gugulothu, ve M. S. S. Srinivasa Rao, "Multi-Objective Optimization of Thermo-Ecological Criteria-Based Performance Parameters of Reheat and Regenerative Braysson Cycle", *J. Energy Resour. Technol.*, c. 143, sy 072106, Nis. 2021, doi: 10.1115/1.4050695.
[233] X. Guo, H. Zhang, Z. Hu, S. Hou, M. Ni, ve T. Liao, "Energetic, exergetic and ecological evaluations of a hybrid system based on a phosphoric acid fuel cell and an organic Rankine cycle", *Energy*, c. 217, s. 119365, Şub. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2020.119365.
[234] M. H. Ahmadi, "Thermo-Environmental Analysis and Multi-Objective Optimization of Performance of Ericsson Engine Implementing an Evolutionary Algorithm", *J. Therm. Eng.*, c. 5, sy 4, Art. sy 4, Haz. 2019, doi: 10.18186/thermal.582010.
[235] Y. Ust, B. Sahin, A. Kodal, ve I. H. Akcay, "Ecological coefficient of performance analysis and optimization of an irreversible regenerative-Brayton heat engine", *Appl. Energy*, c. 83, sy 6, ss. 558-572, Haz. 2006, doi: 10.1016/j.apenergy.2005.05.009.
[236] Y. Ust, O. S. Sogut, B. Sahin, ve A. Durmayaz, "Ecological coefficient of performance (ECOP) optimization for an irreversible Brayton heat engine with variable-temperature thermal reservoirs", *J. Energy Inst.*, c. 79, sy 1, ss. 47-52, Mar. 2006, doi: 10.1179/174602206X90959.
[237] O. S. Sogut, Y. Ust, ve B. Sahin, "The effects of intercooling and regeneration on the thermo-ecological performance analysis of an irreversible-closed Brayton heat engine with variable-temperature thermal reservoirs", *J. Phys. Appl. Phys.*, c. 39, sy 21, s. 4713, Kas. 2006, doi: 10.1088/0022-3727/39/21/031.
[238] Y. Yeğiner, S. Kenç, G. Kömürgöz, ve İ. Özkol, "Ecological Performance Analysis of Irreversible Brayton Cycle", içinde *Progress in Exergy, Energy, and the Environment*, I. Dincer, A. Midilli, ve H. Kucuk, Ed. Springer International Publishing, 2014, ss. 741-749. Erişim: Şub. 05, 2015. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: http://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-319-04681-5_71
[239] S. A. Sadatsakkak, M. H. Ahmadi, ve M. A. Ahmadi, "Thermodynamic and thermo-economic analysis and optimization of an irreversible regenerative closed Brayton cycle", *Energy Convers. Manag.*, c. 94, ss. 124-129, Nis. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.01.040.
[240] Y. Ust, B. Sahin, ve M. Cakir, "Ecological coefficient of performance analysis and optimisation of gas turbines by using exergy analysis approach", *Int. J. Exergy*, c. 21, sy 1, s. 39, 2016, doi: 10.1504/IJEX.2016.078510.
[241] Y. Ust ve B. Sahin, "Performance optimization of irreversible refrigerators based on a new thermo-ecological criterion", *Int. J. Refrig.*, c. 30, sy 3, ss. 527-534, May. 2007, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.07.002.
[242] Y. Ust, "Performance analysis and optimization of irreversible air refrigeration cycles based on ecological coefficient of performance criterion", *Appl. Therm. Eng.*, c. 29, sy 1, ss. 47-55, Oca. 2009, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.01.024.
[243] P. A. Ngouateu Wouagfack ve R. Tchinda, "Performance optimization of three-heat-source irreversible refrigerators based on a new thermo-

ecological criterion", *Int. J. Refrig.*, c. 34, sy 4, ss. 1008-1015, Haz. 2011, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2011.01.004.
[244] P. A. Ngouateu Wouagfack ve R. Tchinda, "Optimal performance of an absorption refrigerator based on maximum ECOP", *Int. J. Refrig.*, c. 40, ss. 404-415, Nis. 2014, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.11.025.
[245] P. A. Ngouateu Wouagfack ve R. Tchinda, "The new thermo-ecological performance optimization of an irreversible three-heat-source absorption heat pump", *Int. J. Refrig.*, c. 35, sy 1, ss. 79-87, Oca. 2012, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2011.09.008.
[246] P. A. Ngouateu Wouagfack ve R. Tchinda, "Optimal ecological performance of a four-temperature-level absorption heat pump", *Int. J. Therm. Sci.*, c. 54, ss. 209-219, Nis. 2012, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2011.12.005.
[247] M. H. Ahmadi, M. A. Ahmadi, M. Mehrpooya, ve M. Sameti, "Thermo-ecological analysis and optimization performance of an irreversible three-heat-source absorption heat pump", *Energy Convers. Manag.*, c. 90, ss. 175-183, Oca. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2014.11.021.
[248] G. Gonca, "Application of A Novel Thermo-Ecological Performance Criterion: Effective Ecological Power Density (EFECPOD) to A Joule-Brayton Cycle (JBC) Turbine", *J. Therm. Eng.*, c. 3, sy 5, Art. sy 5, Eyl. 2017, doi: 10.18186/journal-of-thermal-engineering.338876.
[249] G. Gonca, "Exergetic and ecological performance analyses of a gas turbine system with two intercoolers and two re-heaters", *Energy*, c. 124, ss. 579-588, Nis. 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.02.096.
[250] G. Gonca ve B. Sahin, "Thermo-ecological performance analysis of a Joule-Brayton cycle (JBC) turbine with considerations of heat transfer losses and temperature-dependent specific heats", *Energy Convers. Manag.*, c. 138, ss. 97-105, Nis. 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.01.054.
[251] S. Fawal ve A. Kodal, "Comparative performance analysis of various optimization functions for an irreversible Brayton cycle applicable to turbojet engines", *Energy Convers. Manag.*, c. 199, s. 111976, Kas. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.111976.
[252] G. Gonca ve V. Başhan, "Multi-criteria performance optimization and analysis of a gas–steam combined power system", *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, c. 41, sy 9, s. 373, Ağu. 2019, doi: 10.1007/s40430-019-1871-z.
[253] G. Gonca ve I. Genç, "Thermoecology-based performance simulation of a Gas-Mercury-Steam power generation system (GMSPGS)", *Energy Convers. Manag.*, c. 189, ss. 91-104, Haz. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.02.081.
[254] M. S. Zerom ve G. Gonca, "Multi-criteria performance analysis of dual miller cycle – Organic rankine cycle combined power plant", *Energy Convers. Manag.*, c. 221, s. 113121, Eki. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.113121.
[255] R. Raman ve N. Kumar, "Performance Analysis of Diesel Cycle under Efficient Power Density Condition with Variable Specific Heat of Working Fluid", *J. Non-Equilib. Thermodyn.*, c. 44, sy 4, ss. 405-416, Eki. 2019, doi: 10.1515/jnet-2019-0020.

[256] A. S. Karakurt, “A New Method for the Size and Performance Optimizatıon of Thermal Systems: The Exergy Density”, PhD Thesis, Yıldız Technical University, Istanbul, 2018.
[257] A. S. Karakurt ve B. Sahin, “Performance Analysis and Optimization of Power Cycles via the Mean Cycle Pressure Criterion (MCP) and Entropy Generation (EG)”, Haz. 2018.
[258] A. S. Karakurt ve B. Sahin, “Performance analyses and optimisation of the Joule-Brayton cycle via the mean cycle pressure criterion”, *Int. J. Exergy*, c. 25, s. 339, Oca. 2018, doi: 10.1504/IJEX.2018.091558.
[259] H. Barzegar Avval, P. Ahmadi, A. R. Ghaffarizadeh, ve M. H. Saidi, “Thermo-economic-environmental multiobjective optimization of a gas turbine power plant with preheater using evolutionary algorithm”, *Int. J. Energy Res.*, c. 35, sy 5, ss. 389-403, Nis. 2011, doi: 10.1002/er.1696.
[260] C. Ramstein *vd.*, *State and Trends of Carbon Pricing 2019*. The World Bank, 2019. doi: 10.1596/978-1-4648-1435-8.
[261] “Oxy-Combustion Turbine Power Plant”, IEA, IEACHG, 2015.
[262] Esmeralda Portillo, Bernabé Alonso-Fariñas, Fernando Vega, Mercedes Cano, ve Benito Navarrete, “Alternatives for oxygen-selective membrane systems and their integration into the oxy-fuel combustion process: A review”. Separation and Purification Technology, 2019.
[263] A. Ebrahimi, M. Meratizaman, H. Akbarpour Reyhani, O. Pourali, ve M. Amidpour, “Energetic, exergetic and economic assessment of oxygen production from two columns cryogenic air separation unit”, *Energy*, c. 90, ss. 1298-1316, Eki. 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.06.083.
[264] A. H. Lefebvre ve D. R. Ballal, *Gas turbine combustion alternative fuels and emissions*. Boca Raton [u.a.: Taylor & Francis, 2010. Erişim: Eki. 09, 2020. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: http://marc.crcnetbase.com/isbn/9781420086058
[265] T. C. Lieuwen ve V. Yang, Ed., *Gas turbine emissions*. Cambridge: Univ. Press, 2013.
[266] Geo. A. Richards, “New Developments in Combustion Technology—Part II: Step Change in Efficiency”. Princeton, NJ: US, 2012.
[267] Ozsari I., Ust Y., ve Kayadelen H.K., “Comparative Energy and Emission Analysis of Oxy-Combustion and Conventional Air Combustion. Arabian Journal for Science and Engineering, (), 1-17 Doi:10.1007/s13369-020-05130-0”. Arabian Journal for Science and Engineering, (), 1-17, 2020. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: 10.1007/s13369-020-05130-0
[268] S. M. Seyyedi, H. Ajam, ve S. Farahat, “Thermoenvironomic optimization of gas turbine cycles with air preheat”, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Power Energy*, c. 225, sy 1, ss. 12-23, Şub. 2011, doi: 10.1177/09576509JPE959.
[269] A. Lazzaretto ve A. Toffolo, “Energy, economy and environment as objectives in multi-criterion optimization of thermal systems design”, *Energy*, c. 29, sy 8, ss. 1139-1157, Haz. 2004, doi: 10.1016/j.energy.2004.02.022.
[270] H. Sayyaadi, “Multi-objective approach in thermoenvironomic optimization of a benchmark cogeneration system”, *Appl. Energy*, c. 86, sy 6, ss. 867-879, Haz. 2009, doi: 10.1016/j.apenergy.2008.08.017.

[271] I. Dincer ve M. Rosen, *Exergy: energy, environment and sustainable development*, 2. ed. Amsterdam: Elsevier, 2013.
[272] H. K. Kayadelen ve Y. Ust, "Performance and environment as objectives in multi-criterion optimization of steam injected gas turbine cycles", *Appl. Therm. Eng.*, c. 71, sy 1, ss. 184-196, Eki. 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.06.052.
[273] N. K. Rizk ve H. C. Mongia, "Semianalytical Correlations for NOx, CO, and UHC Emissions", *J. Eng. Gas Turbines Power*, c. 115, sy 3, ss. 612-619, Tem. 1993, doi: 10.1115/1.2906750.
[274] A. Valero *vd.*, "CGAM problem: Definition and conventional solution", *Energy*, c. 19, sy 3, ss. 279-286, Mar. 1994, doi: 10.1016/0360-5442(94)90112-0.
[275] S. O. Oyedepo, R. O. Fagbenle, S. S. Adefila, ve Md. M. Alam, "Exergy costing analysis and performance evaluation of selected gas turbine power plants", *Cogent Eng.*, c. 2, sy 1, Kas. 2015, doi: 10.1080/23311916.2015.1101048.
[276] P. Ahmadi ve I. Dincer, "Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit", *Energy Convers. Manag.*, c. 52, sy 5, ss. 2296-2308, May. 2011, doi: 10.1016/j.enconman.2010.12.023.
[277] P. Roosen, S. Uhlenbruck, ve K. Lucas, "Pareto optimization of a combined cycle power system as a decision support tool for trading off investment vs. operating costs", *Int. J. Therm. Sci.*, c. 42, sy 6, ss. 553-560, Haz. 2003, doi: 10.1016/S1290-0729(03)00021-8.
[278] C. A. Frangopoulos, "Application of the thermoeconomic functional approach to the CGAM problem", *Energy*, c. 19, sy 3, ss. 323-342, Mar. 1994, doi: 10.1016/0360-5442(94)90114-7.
[279] Y. Ust, B. Sahin, ve T. Yilmaz, "Optimization of a regenerative gas-turbine cogeneration system based on a new exergetic performance criterion: Exergetic performance coefficient", *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Power Energy*, c. 221, sy 4, ss. 447-456, Haz. 2007, doi: 10.1243/09576509JPE379.
[280] "http://www.naval.com.br/blog/2009/08/19/os-u-boats-walter/".
[281] "https://uboat.net/types/walter_hist.htm".
[282] R. Burcher ve L. Rydill, *Concepts in submarine design*. Cambridge [England]; New York: Cambridge University Press, 1994.
[283] Dr Carlo Kopp, "Air Independent Propulsion- now a necessity", *Defence Focus*, ss. 10-12.
[284] "https://defencyclopedia.com/category/navy/".
[285] P. Kerros, C. Inizan, ve D. Grousset, "MESMA: AIP system for submarines", içinde *Proceedings of OCEANS'94*, Brest, France, 1994, c. 3, s. III/457-III/466. doi: 10.1109/OCEANS.1994.364242.
[286] "https://klswatch.wordpress.com/2011/06/22/second-dcnss-mesma%C2%AE-aip-ready-for-shipment-to-pakistan/".
[287] K. Psallidas, C. A. Whitcomb, ve J. C. Hootman, "Design of Conventional Submarines with Advanced Air Independent Propulsion Systems and Determination of Corresponding Theater-Level Impacts: Design of

Conventional Submarines", *Nav. Eng. J.*, c. 122, sy 1, ss. 111-123, Mar. 2010, doi: 10.1111/j.1559-3584.2010.00196.x.
[288] Mohammed Shibil Kurikkal, "Air Independent Propulsion; Silent Submarines with Stirling Engines", *Int. J. Eng. Res. Technol. IJERT*, c. 5, sy 09, s. 240, Eyl. 2016.
[289] M. I. Rashad ve S. A. Nada, "Experimental and theoretical investigation on a proposed free piston Stirling engine with expansion bellow", *Appl. Therm. Eng.*, c. 182, s. 116071, Oca. 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116071.
[290] F. Formosa, "Coupled thermodynamic–dynamic semi-analytical model of free piston Stirling engines", *Energy Convers. Manag.*, c. 52, sy 5, ss. 2098-2109, May. 2011, doi: 10.1016/j.enconman.2010.12.014.
[291] Doreen B. Zudell, "Stirling Convertor Sets 14-Year Continuous Operation Milestone", *AeroSpace Frontiers*, c. 22, sy 5, s. 4, May. 2020.
[292] G. Féniès, F. Formosa, J. Ramousse, ve A. Badel, "Double acting Stirling engine: Modeling, experiments and optimization", *Appl. Energy*, c. 159, ss. 350-361, Ara. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.08.128.
[293] "http://www.sms1835.no/arkiv/2012-08-29%20Sea%20Power%20 Seminar%20Kockums".
[294] Peter L. Mart ve Jenny Margeridis, "Fuel Cell Air Independent Propulsion of Submarines", *DSTO Aeronaut. Marit. Res. Lab. Avusturalya*, s. DSTO-GD-0042, 1995.
[295] Bedir F. ve Alniak M.O., "Yakıt Pil Sistemlerinin ÇalıĢma Prensibi Ve Denizaltı Sistemlerdeki Tasarımı", *Makine Teknol. Elektron. Derg.*, sy 3, ss. 31-37, 2004.
[296] EG & G Services (Firm), Ralph M. Parsons Company, Science Applications International Corporation, United States, Department of Energy, ve National Energy Technology Laboratory (U.S.), *Fuel cell handbook.* Orinda, CA: Business/Technology Books (B/T Books), 2000.
[297] "www.navalreview.ca/2017/09/canadas-future-submarines/".
[298] Gerboni, R., Pehnt, M., Viebahn, P., ve Lavagno, E., "Final report on technical data, costs and life cycle inventories of fuel cells.", Project No. 502687. POLITO, IFEU, DLR, 2008.
[299] Araya, S. S., "High temperature PEM fuel cells - degradation and durability.", Ph.D. Thesis, Aalborg University Epartment of Energy Technology, Denmark, 2012.
[300] Krummrich S., "Krummrich S., Fuel Cell Methanol Reformer System for Submarines, 18th World Hydrogen Energy Conference, 2010, 3, 213 - 218.", 2010, c. 3, ss. 213-218.
[301] "Sinavy Pem Fuel Cells For Submarines Brochure". Siemens Ag, 2016.
[302] Hayri ÖZTURAN, "IdeaLab'dan Sessiz Denizaltılar için Devrim Yaratacak Teknoloji: sCO2 Brayton Güç Çevrimi", *MSI IDEF*, s. 172, 2017.
[303] Edward C. Whitman, "Air-Indipendent Propulsion", *AIP Technology Creates a New Undersea Threat*, ss. 1-6.
[304] A. Psoma ve G. Sattler, "Fuel cell systems for submarines: from the first idea to serial production", *J. Power Sources*, c. 106, sy 1-2, ss. 381-383, Nis. 2002, doi: 10.1016/S0378-7753(01)01044-8.

[305] O. Persson, C. Östberg, J. Pagels, ve A. Sebastian, "Air contaminants in a submarine equipped with air independent propulsion", *J Env. Monit*, c. 8, sy 11, ss. 1111-1121, 2006, doi: 10.1039/B605331A.
[306] W. Vielstich, *Handbook of fuel cells: fundamentals, technology, and applications*. Hoboken, N.J.: John Wiley & Sons, 2010. Erişim: May. 14, 2021. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: https://doi.org/10.1002/9780470974001
[307] C. Fiori, A. Dell'Era, F. Zuccari, A. Santiangeli, A. D'Orazio, ve F. Orecchini, "Hydrides for submarine applications: Overview and identification of optimal alloys for air independent propulsion maximization", *Int. J. Hydrog. Energy*, c. 40, sy 35, ss. 11879-11889, Eyl. 2015, doi: 10.1016/j.ijhydene.2015.02.105.
[308] Lee J.-C. ve Shay T., "ANALYSIS OF FUEL CELL APPLIED FOR SUBMARINE AIR INDEPENDENT PROPULSION (AIP) SYSTEM", *J. Mar. Sci. Technol.*, c. 26, sy 5, ss. 657-666, Eki. 2018, doi: 10.6119/JMST.201810_26(5).0005.
[309] J. Han, J. Han, H. Ji, ve S. Yu, "'Model-based' design of thermal management system of a fuel cell 'air-independent' propulsion system for underwater shipboard", *Int. J. Hydrog. Energy*, c. 45, sy 56, ss. 32449-32463, Kas. 2020, doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.08.233.
[310] R. R. Menon, R. Vijayakumar, ve J. K. Pandey, "Selection of Optimal Air Independent Propulsion System using Forced Decision Matrix", *Def. Sci. J.*, c. 70, sy 1, ss. 103-109, Şub. 2020, doi: 10.14429/dsj.70.13678.
[311] E.-Y. Park ve J. Choi, "The Performance of Low-Pressure Seawater as a CO2 Solvent in Underwater Air-Independent Propulsion Systems", *J. Mar. Sci. Eng.*, c. 8, sy 1, s. 22, Oca. 2020, doi: 10.3390/jmse8010022.
[312] Wang Xiao-wu, "Analysis of technology condition and development trend for Air Independent Propulsion(AIP)technology for conventional submarine", *Res. Inst. CSIC*, 2012.
[313] M. Raska, "Diesel-Electric Submarine Modernization in Asia: The Role of Air-Independent Propulsion Systems", içinde *Emerging Critical Technologies and Security in the Asia-Pacific*, R. A. Bitzinger, Ed. London: Palgrave Macmillan UK, 2016, ss. 91-106. doi: 10.1057/9781137461285_8.
[314] Pommer, H., Hauschildt, P., Teppner, R., ve Hartung, W., "Air-independent propulsion system for submarines", *ThyssenKrupp Techforum*, sy 1, ss. 64-69, 2006.
[315] "https://turkishnavy.net/tag/type-214/".
[316] C. Haynes ve W. J. Wepfer, "'Design for power' of a commercial grade tubular solid oxide fuel cell", *Energy Convers. Manag.*, c. 41, sy 11, ss. 1123-1139, Tem. 2000, doi: 10.1016/S0196-8904(99)00160-0.
[317] R. Peters, E. Riensche, ve P. Cremer, "Pre-reforming of natural gas in solid oxide fuel-cell systems", *J. Power Sources*, c. 86, sy 1-2, ss. 432-441, Mar. 2000, doi: 10.1016/S0378-7753(99)00440-1.
[318] D. Sánchez, R. Chacartegui, A. Muñoz, ve T. Sánchez, "Thermal and electrochemical model of internal reforming solid oxide fuel cells with tubular geometry", *J. Power Sources*, c. 160, sy 2, ss. 1074-1087, Eki. 2006, doi: 10.1016/j.jpowsour.2006.02.098.
[319] YA Cengel ve MA Boles, *Thermodynamics: an engineering approach*, Fifth Edition. McGraw-Hill Education, 2006.

[320] M. Ni, M. K. H. Leung, ve D. Y. C. Leung, "An Electrochemical Model of a Solid Oxide Steam Electrolyzer for Hydrogen Production", *Chem. Eng. Technol.*, c. 29, sy 5, ss. 636-642, May. 2006, doi: 10.1002/ceat.200500378.
[321] Kai Oscar Torkelson, "Comparative Naval Architecture Analysis of Diesel Submarines", M.Sc Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2005.
[322] Stenard, John K., "Comparative Naval Architecture of Modern Foreign Submarines", Ph.D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, 1988.
[323] G.T. Reader, I.J. Potter, ve J.G. Hawley, "Energy System Selection for Small Underwater Vehicles", *J. Therm. Sci.*, c. 3, sy 1, 1994.
[324] Harry A. Jackson, "Fundamentals of Submarine Concept Design", *SNAME Trans.*, c. 100, ss. 419-448, 1992.
[325] "ITTC – Recommended Procedures and Guidelines", ITTC, Resistance Test 7.5-02-02-01, 2011.
[326] Fabio Di Felice, Mario Felli, Mattias Liefvendahl, ve Urban Svennberg, "Numerical and experimental analysis of the wake behavior of a generic submarine propeller", program adı: First International Symposium on Marine Propulsors smp'09, Trondheim, Norway, 2009.
[327] Klaus Hassmann, "SOFC Power Plants, the Siemens-Westinghouse Approach", *Fuel Cell*, sy 1, s. 1, 2001.
[328] M. C. Williams, J. P. Strakey, ve S. C. Singhal, "U.S. distributed generation fuel cell program", *J. Power Sources*, c. 131, sy 1-2, ss. 79-85, May. 2004, doi: 10.1016/j.jpowsour.2004.01.021.
[329] M. C. Williams, J. P. Strakey, ve W. A. Surdoval, "The U.S. Department of Energy, Office of Fossil Energy Stationary Fuel Cell Program", *J. Power Sources*, c. 143, sy 1-2, ss. 191-196, Nis. 2005, doi: 10.1016/j.jpowsour.2004.12.003.
[330] S. Srinivasan, *Fuel cells: from fundamentals to applications*. New York, NY: Springer, 2006.
[331] Michael Persichilli, Alex Kacludis, Edward Zdankiewicz, ve Timothy Held, "Supercritical CO2 Power Cycle Developments and Commercialization: Why sCO2 can Displace Steam Ste", program adı: Presented at Power-Gen India & Central Asia 2012, Nis. 2012.
[332] Jason D. Miller ve Timothy J. Held, "A Supercritical CO2 Power Cycle / Pressurized Fluidized Bed Combustion System Integrated with Energy Storage: Compact, Efficient and Flexible Coal Power", Echogen Power Systems, Conceptual Design Report.
[333] "Extra Power With no additional fuel burned", GE Marine.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Makaleler

1. I. Ozsari, Y. Ust, “Effect of varying fuel types on oxy-combustion performance”, Internation Journal of Energy Research, c. 43, sy 14, s. 8684-8696, Ağustos 2019.

2. I. Ozsari, Y. Ust, H.K. Kayadelen, “Comparative Energy and Emission Analysis of Oxy-Combustion and Conventional Air Combustion”, Arabian Journal for Science and Engineering, c. 46, s.2477-2492, Ocak 2021.