

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KULE TİPİ YOĞUNLAŞTIRILMIŞ GÜNEŞ ENERJİSİ SANTRALİ DESTEKLİ GÜÇ
ÇEVİRİMLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

KEREM GÜL

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. DENİZ ULUSARSLAN**

İSTANBUL, 2019

ÖNSÖZ

Bu çalışmamın gerçekleşmesinde bugüne kadar bana hep destek olan, yönlendiren ve yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen çok değerli hocam Doç. Dr. Deniz Ulusarslan'a ve ayrıca çok sevdiğim aileme teşekkür ederim.

Ekim, 2019

Kerem GÜL

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ.....	viii
KISALTMA LİSTESİ.....	ix
ŞEKİL LİSTESİ.....	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT.....	xvi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	3
1.1.1 Güneş Enerji Sistemleri.....	5
1.1.1.1 Fotovoltaik Sistemler (FV)	5
1.1.1.2 Güneş Takip Sistemleri.....	6
1.1.1.3 Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi (YGE) Teknolojisi	8
1.1.2 Güç Çevrimleri	13
1.1.2.1 Carnot Çevrimi	13
1.1.2.2 Rankine Çevrimi	14
1.1.2.3 Organik Rankine Çevrimi.....	15
1.1.2.4 Brayton Çevrimi.....	18
1.1.2.5 Kombine Çevrimler	21
1.2 Tezin Amacı	22
1.2.1 Çalışma Akışkanları Seçimi.....	23
1.2.2 Güç Çevrimleri Seçimi	24
1.3 Hipotez.....	24
BÖLÜM 2	
GEK SANTRALLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ.....	26

2.1	EBSILON Professional Modelleme Yazılımı	26
2.2	Bir GEK Santralinin Termodinamik Analizi	28
2.2.1	Basit ORÇ	29
2.2.2	Rejeneratif ORÇ	34
2.2.3	Basit Brayton Çevrimi	36
2.2.4	Rejeneratif Brayton Çevrimi	40
2.2.5	Rekompresyonlu Rejeneratif Brayton Çevrimi	42
2.2.6	Kombine Brayton/ORÇ Çevrimi	43
2.2.7	Ara Isıtmalı Rejeneratif Rankine Çevrimi	44
2.2.8	Kombine Rankine/ORÇ Çevrimi	45

BÖLÜM 3

ÇALIŞMA AKIŞKANI ÖZELLİKLERİ	46
3.1 Çalışma Akışkanının Fiziksel Özellikleri	46
3.2 Mükemmel, Yarı Mükemmel ve Gerçek Gazlar	49
3.3 Süperkritik Akışkanlar: CO ₂	49
3.4 Çalışma Akışkanlarının Çevresel Özellikleri	50

BÖLÜM 4

GEK SANTRALLERİ İÇİN ÇALIŞMA AKIŞKANI SEÇİMİ	51
4.1 Basit ORÇ	51
4.1.1 Çalışma Koşullarının Basit ORÇ Performansı Üzerine Etkisi	51
4.1.2 Basit ORÇ Verimi İçin Korelasyonlar	62
4.1.2.1 Kızdırmaz Subkritik ORÇ	62
4.1.2.2 Kızdırmalı Subkritik ORÇ	65
4.1.2.3 Transkritik ORÇ	66
4.1.3 Çalışma Akışkanı Özelliklerinin ORÇ Performansı Üzerine Etkisi	68
4.2 Rejeneratif ORÇ	70
4.2.1 Çalışma Koşullarının Rejeneratif ORÇ'nin Performansına Üzerine Etkisi	70
4.2.2 Rejeneratif ORÇ Termal Verimi İçin Korelasyonlar	75
4.2.2.1 Kızdırmaz Subkritik ORÇ	75
4.2.2.2 Kızdırmalı Subkritik ORÇ	76
4.2.2.3 Transkritik ORÇ	77
4.2.3 Çalışma Akışkanı Özelliklerinin Rejeneratif ORÇ Performansı Üzerine Etkisi	78
4.3 Basit Brayton Çevrimi	79
4.3.1 Basit Brayton Çevriminin Performansı	80
4.3.2 Çalışma Koşullarının Basit Brayton Çevrim Performansı Üzerine Etkisi	83
4.3.3 Çalışma Akışkanı Özelliklerinin Isıl Verim Ve Net İş Çıkışına Etkisi	92
4.3.4 Basınç Düşüşünün Etkisi	93
4.4 Rejeneratif Brayton Çevrimi	94
4.4.1 Rejeneratif Brayton Çevrimi İçin Korelasyonlar	95

4.4.2	Çalışma Koşullarının Rejeneratif Brayton Çevrimin Performansına Etkisi	97
4.4.3	Brayton Çevriminin Performans Haritaları	103
4.5	Rekompresyonlu Rejeneratif Brayton Çevrimi	105
4.6	Kombine Brayton/ORÇ çevrimi	109
4.7	Ara Isıtmalı Rejeneratif Rankine Çevrimi	114
4.8	Kombine Rankine/ORÇ Çevrimi	119
BÖLÜM 5		
GEK TESİSİ İÇİN GÜÇ ÇEVİRİMİ SEÇİMİ		125
5.1	Çevrim Konfigürasyonları ve Çalışma Parametreleri	125
5.1.1	Basit ORÇ	126
5.1.2	Rejeneratif Brayton çevrimi (RBÇ).....	126
5.1.3	Rekompresyonlu Rejeneratif Brayton Çevrimi (RRBÇ).....	127
5.1.4	Kombine Brayton/ORÇ Çevrimi	128
5.1.5	Ara Isıtmalı Rejeneratif Rankine Çevrimi (ARRÇ).....	129
5.1.6	Kombine Rankine/ORÇ Çevrimi	129
5.2	Bulgular	130
5.2.1	Isıl Verim	130
5.2.2	Özgül Net İş Çıkışı	136
5.3	Güç Çevrimi Seçimine Genel Bakış.....	140
5.4	Güç Çevrimi Seçimine Ekonomik Bakış	141
BÖLÜM 6		
SONUÇ VE ÖNERİLER		144
6.1	Katkılar	144
6.2	Sonuçlar	145
6.2.1	Çalışma Akışkanının Seçimi.....	145
6.2.1.1	Organik Rankine Çevrimi.....	145
6.2.1.2	Brayton Çevrimi.....	146
6.2.1.3	Kombine Brayton/ORÇ Çevrimi.....	147
6.2.1.4	Kombine Rankine/ORÇ Çevrimi	147
6.2.2	Güç Çevrimi Seçimi	147
6.3	GEK Santrallerinin Ekonomik Değerlendirmesi.....	148
6.3.1	Türkiye'nin GEK Santralleri Açısından Değerlendirmesi.....	150
6.4	Öneriler	151
KAYNAKLAR		153

SİMGE LİSTESİ

C_p	Özgöl ısı kapasitesi
c_r	Kritik
$\dot{c}$	Çıkan
$\dot{g}$	Giren
h	Entalpi
jen	Jeneratör
komp	Kompresör
$\dot{m}$	Kütleli debi
maks	Maksimum
min	Minimum
P	Basınç
Q	Isı Enerjisi
S	Entropi
T	Sıcaklık
t	Türbin
W	İş

KISALTMA LİSTESİ

ARRÇ	Ara ısıtmalı rejeneratif Rankine çevrimi
CFC	Kloroflorokarbon
FV	Fotovoltaik
GEK	Güneş enerji kulesi
IEA	Uluslararası Enerji Ajansı
ITA	Isı transfer akışkanı
ODP	Ozon delme potansiyeli
ORÇ	Organik Rankine çevrimi
RBÇ	Rejeneratif Brayton çevrimi
RRBÇ	Rekompresyonlu rejeneratif Brayton çevrimi
TDS	Termal depolama sistemi
TEP	Ton eşdeğer petrol
TGS	Türbin Giriş Sıcaklığı
YGE	Yoğunlaştırılmış Güneş enerjisi

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1. 1 Türkiye toplam güneş radyasyonu haritası.....	4
Şekil 1. 2 Fotovoltaik (FV) bir enerji dönüşüm cihazı	6
Şekil 1. 3 Güneşin mevsimlere göre izlediği yörüngeler	6
Şekil 1. 4 Tek eksenli güneş takip sistemine sahip FV panel sistemi	7
Şekil 1. 5 YGE santrallerinde verim-sıcaklık ilişkisi	8
Şekil 1. 6 Parabolik oluk sistemi	9
Şekil 1. 7 Doğrusal fresnel sistemi şeması	10
Şekil 1. 8 Parabolik Çanak Sistemi	10
Şekil 1. 9 Güneş enerji kulesi sistemi	11
Şekil 1. 10 GEK santralının şematik gösterimi	13
Şekil 1. 11 Carnot çevrimi T-s diyagramı	14
Şekil 1. 12 Rankine çevrimi T-s diyagramı	14
Şekil 1. 13 Kızdırmalı Rankine çevrimi.....	15
Şekil 1. 14 Basit ORÇ sistemi ve T-s diyagramı.....	16
Şekil 1. 15 Açık çevrimle çalışan bir gaz türbini	18
Şekil 1. 16 Ara soğutmalı, ara ısıtılmalı ve rejeneratörlü bir Brayton çevrimi	19
Şekil 1. 17 Kombine çevrimin şematik gösterimi	21
Şekil 1. 18 GEK santralının şematik gösterimi	22
Şekil 2. 1 GEK santralının yazılım üzerindeki gösterimi.....	28
Şekil 2. 2 Basit ORÇ şematik gösterimi	30
Şekil 2. 3 ORÇ'nin T-s diyagramı	30
Şekil 2. 4 Jakob sayısı bakımından ideal ve gerçek türbini kullanan ORÇ için termal verimlilik.....	32
Şekil 2. 5 Rejeneratif ORÇ'nin şematik gösterimi.....	35
Şekil 2. 6 Basit Brayton çevriminin şematik gösterimi	36
Şekil 2. 7 Süperkritik ve transkritik Brayton çevrimlerinin T-s diyagramı	36
Şekil 2. 8 Gerçek gazlar için optimum basınç oranları	39
Şekil 2. 9 Rejeneratif Brayton Çevriminin şematik gösterimi.....	41
Şekil 2. 10 Rekompresyonlu rejeneratif Brayton çevriminin şematik gösterimi	43
Şekil 2. 11 Kombine Brayton/ORÇ Çevriminin şematik gösterimi	43
Şekil 2. 12 ARRÇ'nin Şematik Gösterimi.....	44
Şekil 2. 13 Kombine Rankine/ORÇ Çevriminin şematik gösterimi	45
Şekil 3. 1 Islak, kuru ve izantropik akışkanların karşılaştırılması	48

Şekil 3. 2	CO ₂ özellikleri	50
Şekil 4. 1	Basit ORÇ'nin şematik gösterimi.....	52
Şekil 4. 2	Basit bir ORÇ'de kullanılan çalışma akışkanları için termal verimlilik değerleri	54
Şekil 4. 3	Çalışma akışkanları için izobarik eğrilerin T _s eğimi	58
Şekil 4. 4	Analiz edilen çalışma akışkanları için özgül net iş değerleri.....	60
Şekil 4. 5	Kızdırmaz subkritik ORÇ için Jakob sayısının fonksiyonu olarak termal verimlilik.....	63
Şekil 4. 6	FOM'un bir fonksiyonu olarak kızdırmaz ORÇ'nin EP-13 modeli tarafından belirlenen termal verimliliği	64
Şekil 4. 7	Kızdırmaz subkritik ORÇ için termal verim katsayıları	65
Şekil 4. 8	Geliştirilmiş Jakob numarası Ja_t 'a göre basit ORÇ'nin termal verimliliği	66
Şekil 4. 9	Transkritik bir çevrim için T_t 'nin bir fonksiyonu olarak termal verimlilik	67
Şekil 4. 10	Transkritik bir ORÇ için termal verim korelasyonundaki katsayılar	67
Şekil 4. 11	Buharlaştırma gizli ısı ve özgül ısı kapasitesinin, subkritik bölgede basit bir ORÇ'nin ısı verim ve net güç çıkışına etkisi	69
Şekil 4. 12	Kritik sıcaklığın süperkritik bölgede bir ORÇ'nin ısı verim ve net güç çıkışı üzerindeki etkisi	70
Şekil 4. 13	Rejeneratif ORÇ'nin şeması	70
Şekil 4. 14	Bu çalışmada analiz edilen dokuz çalışma akışkanı için rejeneratif ORÇ'nin termal verimliliği ($P_{maks} = 2$ MPa)	72
Şekil 4. 15	Kritik sıcaklık ve özgül ısı kapasitesinin transkritik bir rejeneratif ORÇ'nin ısı verim ve net iş çıkışına etkisi.....	79
Şekil 4. 16	Basit Brayton Çevriminin şematik gösterimi	79
Şekil 4. 17	$P_{maks} = 30$ MPa için analiz edilmiş dokuz çalışma akışkanı için bir basit Brayton çevriminin ısı verimi	85
Şekil 4. 18	CO ₂ , hava, N ₂ ve su için özgül kompresör işi.....	88
Şekil 4. 19	CO ₂ için özgül kompresör işi girişi (kJ/kg):	89
Şekil 4. 20	Analiz edilen dokuz çalışma akışkanı için basit Brayton çevriminin özgül net iş çıkışı (kJ/kg) sonuçları	89
Şekil 4. 21	Kritik Bölge içindeki ve dışındaki bir basit Brayton çevrimi için özgül ısı kapasitesinin termal verimlilik ve özgül net iş çıktısı üzerindeki etkisi.....	93
Şekil 4. 22	Basınç düşüşünün basit Brayton çevrim performansına etkisi.....	94
Şekil 4. 23	Rejeneratif Brayton çevriminin şematik gösterimi.....	95
Şekil 4. 24	Rejeneratif CO ₂ Brayton çevriminin ısı verimi için bağıl hata	97
Şekil 4. 25	Dokuz çalışma akışkanı için rejeneratif Brayton çevriminin ısı verimlilik sonuçları.....	98
Şekil 4. 26	Dokuz çalışma akışkanının rejeneratif Brayton çevrimi egzoz sıcaklığı	101
Şekil 4. 27	Basit ve rejeneratif bir Brayton çevriminin termal verimliliği için performans haritaları	104
Şekil 4. 28	Özgül net iş çıkışı için performans haritası	105
Şekil 4. 29	RRBC'nin şematik gösterimi.....	106
Şekil 4. 30	$P_{maks} = 30$ MPa'da analiz edilen dört çalışma akışkanı için RRBC'nin ısı verimi	107
Şekil 4. 31	$P_{maks} = 30$ MPa'da analiz edilen dört çalışma akışkanı için RRBC'nin özgül net iş çıkışı	108

Şekil 4. 32	RRBÇ'nin T-s diyagramı	109
Şekil 4. 33	Kombine Brayton/ORÇ çevriminin şematik gösterimi.....	110
Şekil 4. 34	Kombine Brayton/ORÇ çevriminde üst çevrim egzoz sıcaklığının, rejeneratif Brayton üst çevrimine göre ısı verim artışına etkisi.....	111
Şekil 4. 35	Kombine Brayton/ORÇ çevriminin ısı verimi için performans haritaları ..	112
Şekil 4. 36	Kombine Brayton/ORÇ çevriminin termal verimi ve A değeri.....	113
Şekil 4. 37	Kombine Brayton/ORÇ çevriminin ve alt çevrimi olan ORÇ'nin MW cinsinden net güç çıkışı	114
Şekil 4. 38	ARRÇ'nin şematik gösterimi.....	114
Şekil 4. 39	Maksimum buhar sıcaklığı için ARRÇ'nin optimum debi oranı $\dot{m}_8/\dot{m}_5$	116
Şekil 4. 40	ARRÇ'nin çalışma koşulları aralığında ısı verimi.....	117
Şekil 4. 41	Farklı çalışma koşulları için bir ARRÇ'nin egzoz sıcaklığı	118
Şekil 4. 42	Suyun T-s diyagramı	119
Şekil 4. 43	Kombine Rankine/ORÇ çevriminin şematik gösterimi.....	119
Şekil 4. 44	Kondenser geri basıncının kombine Rankine/ORÇ çevriminin termal verimliliği üzerine etkisi	121
Şekil 4. 45	Analiz edilen altı çalışma akışkanı için kombine Rankine/ORÇ çevriminin ısı verimi	122
Şekil 4. 46	Üç maksimum basınç değeri için kombine Rankine/ORÇ çevriminin termal verimliliği	123
Şekil 4. 47	Kombine Rankine/ORÇ ve ARRÇ arasındaki ısı verim farkı	124
Şekil 5. 1	$P_{maks} = 10$ MPa için analiz edilen güç çevrimlerinin termal verimliliği	131
Şekil 5. 2	Analiz edilen güç çevrimlerinin $T_{min} = 32$ ° C'de ısı verimliliği	133
Şekil 5. 3	$P_{maks} = 30$ MPa için analiz edilen 6 güç çevriminin termal verimliliği	134
Şekil 5. 4	$P_{maks} = 10$ MPa için analiz edilen 6 güç çevriminin özgül net iş çıkışı	136
Şekil 5. 5	$P_{maks} = 30$ MPa için analiz edilen 6 güç çevriminin özgül net iş çıkışı	138
Şekil 5. 6	Isıl verim ve özgül iş çıkışı için performans haritaları.....	140
Şekil 5. 7	GEK santrallerinin maliyet oranları.....	153

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1. 1 Aylara göre Türkiye güneşlenme süreleri	4
Çizelge 2. 1 Gerçek gazlar için c_1 ve c_2 değerleri	39
Çizelge 3. 1 Basit ve rejeneratif bir ORÇ' de kullanılan çalışma akışkanlarının fiziksel, emniyet ve çevresel verileri.....	47
Çizelge 3. 2 Brayton Çevriminde kullanılan çalışma akışkanlarının fiziksel, emniyet ve çevresel özellikleri	49
Çizelge 4. 1 Basit ORÇ parametreleri	52
Çizelge 4. 2 Kızdırmalı subkritik ORÇ için termal verimlilik	57
Çizelge 4. 3 Rejeneratif ORÇ parametreleri	71
Çizelge 4. 4 Brayton çevrim parametreleri	83
Çizelge 4. 5 RRBÇ parametreleri	106
Çizelge 4. 6 Kombine Brayton/ORÇ çevrimi için çevrim parametreleri	110
Çizelge 4. 7 ARRÇ parametreleri	115
Çizelge 4. 8 Kombine Rankine/ORÇ çevrim parametreleri	120
Çizelge 4. 9 Alt çevrimde kullanılan çalışma akışkanları	120
Çizelge 5. 1 ORÇ parametreleri	126
Çizelge 5. 2 RBÇ parametreleri	127
Çizelge 5. 3 RRBÇ parametreleri	128
Çizelge 5. 4 Kombine Brayton/ORÇ çevrimi parametreleri	128
Çizelge 5. 5 Ara ısıtmalı rejeneratif Rankine çevrimi parametreleri	129
Çizelge 5. 6 Kombine Rankine/ORÇ çevrimi parametreleri	130
Çizelge 5. 7 Çalışma akışkanı maliyetleri	142
Çizelge 5. 8 GEK santrali bileşenleri	142
Çizelge 6. 1 Çevrim sıcaklıklarına göre en verimli güç çevrimleri	148
Çizelge 6. 2 Çevrim sıcaklıklarına göre en yüksek güç çıkışı veren güç çevrimleri....	148

KULE TİPİ YOĞUNLAŞTIRILMIŞ GÜNEŞ ENERJİSİ SANTRALİ DESTEKLİ GÜÇ ÇEVİRİMLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Kerem GÜL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Deniz ULUSARSLAN

Günümüzde hala dünyanın en büyük enerji kaynağı fosil yakıtlardan üretilmektedir. Kömür ve doğal gaz gibi fosil enerji kaynaklarının kullanılmasında çevreye verdiği zarar, pahalı olması ve tükenebilir olması gibi sorunlar vardır. Bu nedenle dünyamızın giderek artan enerji talebini karşılamak ve çevreye verilen zararları ortadan kaldırmak için sürdürülebilir enerji kaynaklarına ihtiyaç vardır. Bunu sağlayabilmek için en iyi çözüm güneş enerjisi ve rüzgâr enerjisi gibi emisyonuz ve daha sürdürülebilir olan yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılmasıdır. Dünyamız için en büyük enerji kaynağı olan Güneş, çevreye zarar vermeyen en bol ve en ucuz enerji kaynağıdır. Yenilenebilir enerji kaynakları içinde günümüzde en büyük elektrik ve ısı kaynağı potansiyeline sahip olmasına rağmen, güneş enerjisinin de diğer yenilenebilir enerji kaynakları gibi verimlilik, süreklilik ve kurulum maliyetinin yüksekliği gibi dezavantajları vardır.

Güneş enerji kulesi (GEK) teknolojisi, güneş enerjisini ısı enerjisine dönüştürerek klasik termik santral çevrimiyle elektrik üretimi sağlayan sistemlerden biridir. Bir GEK santralinde, yüksek bir kulenin tepe noktasında bulunan alıcıya, çevresinde konumlandırılan ve güneş takip mekanizmalarına sahip olan heliostatlar ile güneş ışınları odaklanarak iletilir. Böylece, güneş enerjisi önce güneş alıcısında ısı enerjisine, ardından da bir çevrim mekanizması ile mekanik ve elektrik enerjisine dönüştürülür.

Bu tezde, çevrim (güneş alıcısından türbine ve jeneratöre) verimliliğini artırmak ve maliyetleri azaltmak amacıyla güç çevrimlerinin ve çalışma akışkanlarının seçimi analiz edilmiştir. Bir güç çevrimi için en iyi çalışma akışkanının seçimi, geleneksel olarak, birçok aday ısı transfer akışkanı için çevrim çalışma parametresi üzerinde çok sayıda parametrik hesaplama yapılmasıyla belirlenir. Bu çalışmada, yaygın olarak düşünülen güç çevrimleri ve belirtilen (seçilen) çalışma koşullarında (maksimum sıcaklık ve basınç ve ısı atma sıcaklığı) en iyi çalışma akışkanının seçimi için yeni ve sistematik çok aşamalı yöntem geliştirilmiştir. En iyi çalışma akışkanı, en yüksek ısı verimi ya da güç çevriminin en yüksek net iş çıkışını verir. Bu çalışmada güç çevrimi modellemesi ve tasarım analizi, STEAG EBSILON Professional 13 (SEP-13) yazılımı kullanılarak yapılmıştır.

Isı transfer akışkanı ve güç çevrimi seçim prosedüründe, akışkanların termofiziksel ve çevresel özellikleri ile GEK santralinin kurulum ve işletme maliyeti, dikkate alınan temel kriterlerdir.

Anahtar Kelimeler: Güneş enerji kulesi, çalışma akışkanı, güç çevrimi



**INVESTIGATION OF TOWER TYPE CONCENTRATED SOLAR POWER PLANT
ASSISTED POWER CYCLES**

Kerem GÜL

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Deniz ULUSARSLAN

Today, the world's largest source of energy is produced from fossil fuels. There are problems in the use of fossil energy sources such as coal and natural gas, which are harmful to the environment, expensive and exhaustible. Therefore, sustainable energy resources are needed to increasing energy demand of our world and eliminate harms to the environment. Therefore, best solution is to use non-emission and more sustainable renewable energy sources such as solar and wind power. Solar energy is the largest source of energy in the world, but it does not harm the environment and is cheap. Although it has the largest potential of electricity and heat sources among renewable energy sources, solar energy has disadvantages like efficiency, continuity and installation cost like other renewable energy sources.

Solar energy tower (SET) technology is one of the systems that converts solar energy to heat energy and provides electricity production with the conventional thermal power plant cycle. In a SET power plant, the heliostats with solar tracking mechanisms that are positioned around the receiver at the top of a high tower are transmitted with focus. Thus, solar energy is first converted to heat energy in the solar receiver and then to mechanical and electrical energy by a conversion mechanism.

In this thesis, it is aimed to increase cycle efficiency of SET (from solar receiver to turbine and generator) and to reduce costs. For this reason, choose of power cycle, cycle fluid

and condensing system were analyzed. The choosing of the working fluid for power blocks is determined by calculating a large number of variables of the heat transfer fluids to be used for the cycle operating conditions. In this study, systematic and multi-stage calculations are used for the choose of the best working fluid, in power cycles and operational parameters. The best working fluid and optimum power cycle enable these systems to operate at higher efficiency and provide more work output.

In the first part of the thesis, theoretical informations for cycle efficiency, heat transfer and power output are presented and a thermodynamic cycle model is developed using the assumption of semi-perfect gas. Detailed models of the cycle were created on the other part by cycle planning programme (SEP-13).

Keywords: Solar energy tower, working fluid, power cycle



BÖLÜM 1

GİRİŞ

Dünya üzerindeki enerji talebinin sürekli artması ve bunun da getirileri sonucunda enerji kaynaklarının hızla tükenmiş olması dünya ülkelerini yeni enerji kaynakları bulmaya götürmüştür. Dünya Enerji Forumu'nun tahminlerine göre; fosil enerji kaynaklı petrol, kömür ve doğal gaz kaynaklarının günümüzdeki yöntemlerle kullanılması halinde önümüzdeki yüzyıl içerisinde bu yakıtlar tükenmiş olacaktır. Yine fosil kaynaklı bu yakıtların tüketimi ile zehirli gazların salınımı atmosferde olumsuz etkilere sebebiyet vermektedir. Bu etkiler uzun vadede de küresel ısınmaya neden oldukları gibi havanın kirlenmesine, asit yağmurlarının oluşmasına, ozon tabakasının delinmesine ve bunun gibi birçok hasara sebep olmaktadır. Karbon salınımı 2002 yılında 2,7 milyar ton iken 2030 yılında, bu miktarın yıllık 6,9 milyar tona ulaşacağı tahmin edilmektedir [1].

Uluslararası Enerji Ajansı (IEA) analizine göre, güneş enerjisi yüzyılın ortalarına kadar en büyük elektrik kaynağı olma kapasitesine sahiptir. Bu analize göre, iki IEA yol haritası güneş enerjisinin dünyanın enerji talebinin üçte birini sağlayabileceğini gösteriyor. Bu enerji miktarı fosil yakıtlar, nükleer ve rüzgâr gibi diğer birincil enerji kaynaklarından çok daha büyüktür. Tahminler, 2050 yılına kadar fotovoltaik güneş (FV) ve yoğunlaştırılmış güneş enerjisinin (YGE) sırasıyla dünya elektriğinin %16'sını ve %11'ini üretebileceğini gösteriyor. Ek olarak, güneş enerjisi, 2050 yılına kadar yılda 6 milyar tondan fazla karbondioksit (CO₂) emisyonunu azaltabilir [2].

Aşağıda güneş enerjisinin en önemli avantajları sıralanmıştır.

- Güneş enerjisi ücretsizdir, ancak kurulum ve ekipmanlarının bir maliyeti vardır.
- Güneş enerjisi herhangi bir kirlilik oluşturmaz.
- Güneş enerjisi, küçük enerji ihtiyacı gerektiren birçok cihaz için enerji sağlayabilir
- Fosil yakıtlarla karşılaştırıldığında, güneş enerjisi kaynağı sonsuzdur.

Ancak güneş enerjisinin belli dezavantajları da vardır;

- Güneş enerjisi yalnızca gündüz ve güneşli olduğunda kullanılabilir. Bu nedenle, güneşli günlerin sayısının bulutlu günlere göre daha küçük olduğu alanlarda veya daha yüksek enlemlerli coğrafi bölgelerde güneş enerjisi istasyonları inşa etmek gerekebilir.
- Dünya yüzeyine ulaşan güneş akısının büyüklüğü, atmosfer koşullarına ve güneşin gökyüzündeki konumuna önemli ölçüde bağlıdır.
- Güneş enerjisinden yararlanmak için kullanılan ekipman pahalıdır.
- Güneş enerjisi önemli miktarda boş araziye ihtiyaç duyar.

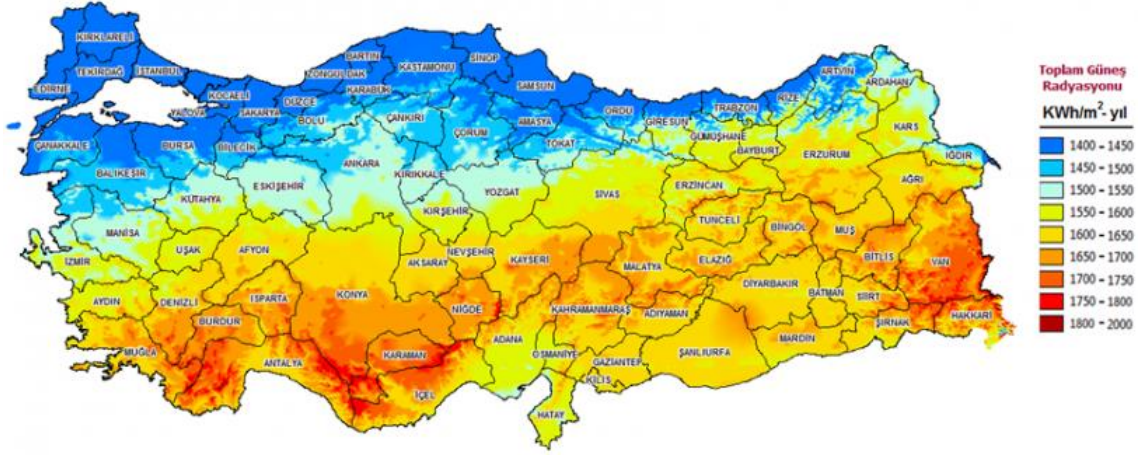
Bu çalışma, heliostat alanıyla entegre bir güç bloğu olarak Rankine, organik Rankine çevrimi (ORÇ), Brayton veya kombine çevrim kullanan güneş enerjisi kulesi (GEK) teknolojisine odaklanmaktadır.

Termodinamik güç çevrimlerinin detaylı bir tasarımı, analizi ve optimizasyonu Rankine, organik Rankine çevrimi (ORÇ), Brayton veya güneş enerji kulesi teknolojisi ile entegre diğer kombine çevrimler bu çalışmanın ana konusunu oluşturmaktadır. Analiz sonuçları, çalışma akışkanlarının çevrim çalışma koşullarını ve termodinamik özelliklerini göz önünde bulundurarak optimum çalışma akışkanını/sıvılarını seçmek için sistematik bir yöntem geliştirmek amacıyla kullanılır.

1.1 Literatür Özeti

Türkiye her ne kadar enerji kaynakları bakımından geniş potansiyele sahip olsa da bu kaynakları henüz çok sınırlı miktarda kullanabilmektedir. Bunun sonucu olarak da enerji talebinin büyük bir bölümü ithalat yoluyla karşılanmaktadır. Türkiye elektrik enerjisi tüketimi 2018 yılında bir önceki yıla göre %2,2 artarak 303,3 milyar kWh, elektrik üretimi ise bir önceki yıla göre %2,2 oranında artarak 303,9 milyar kWh olarak gerçekleşmiştir. 2018 yılında elektrik üretiminin, %37,3'ü kömürden, %29,8'i doğal gazdan, %19,8'i hidrolik enerjiden, %6,6'sı rüzgârdan, %2,6'sı güneşten, %2,5'i jeotermal enerjiden ve %1,4'ü diğer kaynaklardan elde edilmiştir. 2018 yılı sonu itibarıyla ülkemiz kurulu gücü 88.551 MW'a ulaşmıştır. 2018 yılı sonunda kurulu gücümüzün kaynaklara göre dağılımı; yüzde 31,9'u hidrolik enerji, yüzde 25,6'sı doğal gaz, yüzde 21,5'i kömür, yüzde 7,9'u rüzgâr, yüzde 5,7'si güneş, yüzde 1,4'ü jeotermal ve yüzde 5,9'u ise diğer kaynaklar şeklindedir. Ayrıca Ülkemizde elektrik enerjisi üretim santrali sayısı, 2018 yılı sonu itibarıyla 7.423'e (lisanssız santraller dahil) yükselmiştir. Mevcut santrallerin 653 adedi hidroelektrik, 42 adedi kömür, 249 adedi rüzgâr, 48 adedi jeotermal, 320 adedi doğal gaz, 5.868 adedi güneş, 243 adedi ise diğer kaynaklı santrallerdir [3].

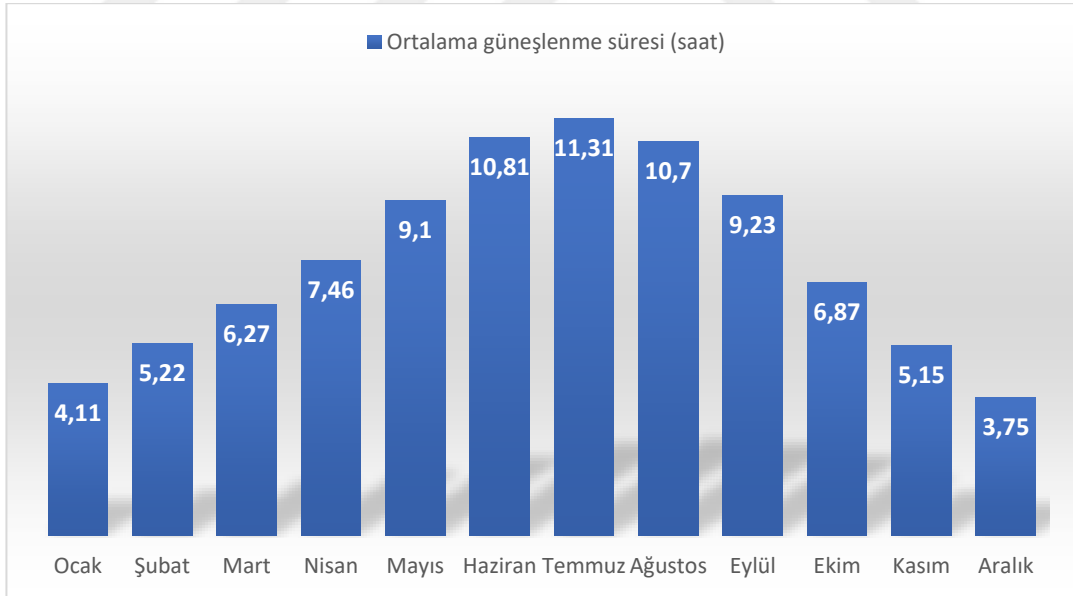
Enerji Bakanlığınca hazırlanan, Türkiye Güneş Enerjisi Potansiyeli Atlasına (GEPA) göre, yıllık toplam güneşlenme süresi 2.741 saat (günlük ortalama 7,5 saat), yıllık toplam gelen güneş enerjisi 1.527 kWh/m² yıl (günlük ortalama 4,18 kWh/m² gün) olduğu tespit edilmiştir. Toplam güneş radyasyonu cinsinden verilen Türkiye güneş enerjisi haritası Şekil 1.1'de sunulmuştur. Aylara göre ortalama güneşlenme süreleri ise günlük saat hesaplamaları olarak Çizelge 1.1'de verilmiştir.



Şekil 1. 1 Türkiye toplam güneş radyasyonu haritası [4]

2018 yılında toplam güneş kolektör alanı yaklaşık 20.200.000 m²'ye ve ısı enerjisi üretimi 876.720 TEP (Ton Eşdeğer Petrol)'e ulaşmıştır. 2018 yılında işletmedeki güneş enerjisi santral sayısı 5.868 adet, 4.981,2 MW'ı lisanssız, 81,8 MW da lisanslı olmak üzere toplamda güneş enerjisi kurulu gücümüz 5.063 MW'a ulaşmıştır. Ülkemizdeki toplam elektrik üretimi içerisindeki payı da 7.477,3 GWh ile %2,5'a yükselmiştir [3].

Çizelge 1. 1 Aylara göre Türkiye güneşlenme süreleri [4]



1.1.1 Güneş Enerji Sistemleri

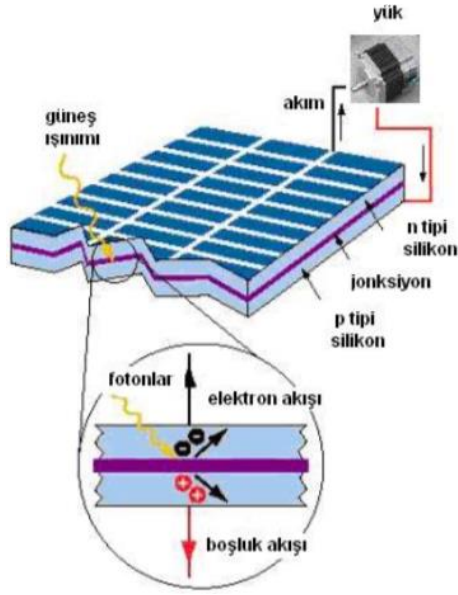
Hidroelektrik enerji, rüzgâr enerjisi, güneş enerjisi, dalga ve gelgit gücü, biokütle enerjisi ve jeotermal enerji yenilenebilir enerjinin biçimleridir. Ancak, güneş enerjisi gelecekte önemli bir rol oynayabilecek en ideal enerji kaynağıdır. Güneş enerjisinden elektrik üretmek için iki enerji dönüştürme teknolojisi vardır. İlk enerji dönüşüm sistemi yoğunlaştırılmış güneş enerjisiyken (YGE) ikincisi fotovoltaik teknolojisidir (FV).

YGE uygulamalarında, gelen güneş akısını (güneş enerjisi) küçük bir alana yoğunlaştırmak için çok sayıda ayna veya lens kullanılır. Güneş enerjisinin küçük bir alana akması, güneş enerjisinin ısı enerjisiye verimli bir şekilde dönüşümünü sağlar ve ısı transferinin ve akışkanlarının yüksek bir sıcaklığına ve dolayısıyla güç bloğunun yüksek bir ısı verimine yol açar. YGE santrallerinden üretilen elektrik enerjisi kullanımı giderek artmaktadır. YGE santralleri, bir termal enerji depolaması ile donatılmışsa, gelen taleplere tam olarak cevap verebilir. Verimliliği artırmak ve hem sermaye hem de işletme maliyetlerini azaltmak için yeni nesil bir YGE kavramı gereklidir [5].

Güneş enerji sistemleri üç grupta incelenebilir:

1.1.1.1 Fotovoltaik Sistemler (FV)

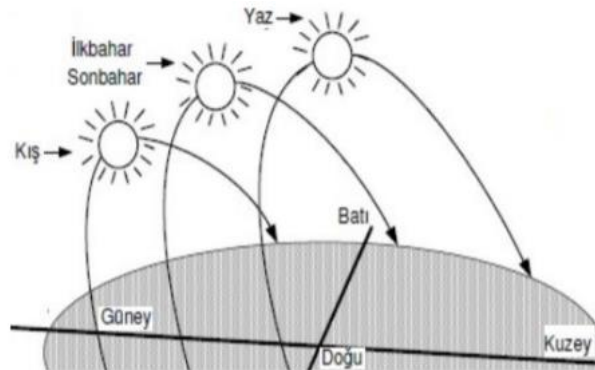
Güneş panellerinin fotovoltaik ilkeye dayalı olarak çalıştıkları bilinmektedir. Fotovoltaik ilke, hücrelerin üzerlerine ışık düştüğü zaman hücrelerin uçlarında elektrik gerilimi oluşması olarak tanımlanabilmektedir. Bu sistemde alıcılar hem güç hem de ısı üretebilen fotovoltaik sistemlerin ve güneş sistemi bileşenlerinin özelliklerini birleştirir. Bu iki özellik mevcut güneş enerjisini etkin bir şekilde kullanır ve çok daha iyi bir şekilde enerjiye dönüştürür [6]. Şekil 1.2’de bir fotovoltaik (FV) enerji dönüşüm cihazının çalışma prensibi gösterilmektedir.



Şekil 1. 2 Fotovoltaik (FV) bir enerji dönüşüm cihazı [7]

1.1.1.2 Güneş Takip Sistemleri

Güneşlenmenin günün her saatinde yüksek seviyede tutulabilmesi ve FV panellere uygun olan her saatte maksimum güneş akısının gelebilmesi için takip sistemlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Güneş panellerinden en yüksek verimi alabilmek için Güneş ile panel yüzeyi arasındaki açı günün her saatinde dik olmalıdır. FV panellerin güneşi dik açı ile görebilmesi için ise sabah gün doğumundan akşam gün batımına kadar güneşi takip etmeleri gerekir. Fakat bu takip sistemi yılın her ayında aynı şekilde verim getirmez. Çünkü dünyanın güneş eksenindeki hareketi sebebiyle yıl içerisinde güneş her mevsim farklı yörüngeleri takip etmektedir [8,9]. Güneşin mevsimlere göre izlediği yörüngeler Şekil 1.3'te verilmiştir.



Şekil 1. 3 Güneşin mevsimlere göre izlediği yörüngeler [8]

Güneş takip sistemleri, güneş panellerinin gün içerisinde sürekli olarak güneşi takip ederek ürettikleri enerjiyi artırmaya yönelik olarak tasarlanmış izleyici sistemlerdir. Bu sistemler sayesinde, daha fazla miktarda güneş ışını soğurulur ve solar panellerin bu sayede günlük performans ve verim değerleri artar. Elde edilen enerjideki bu verim artışının sınırları %25 ile %55 değerleri arasındadır [10]. Abdallah ve Nijmeh [11] de Ürdün için iki eksenli bir güneş takip sistemi tasarlamışlardır. Takip sistemi, sabah gün doğumundan akşama kadar geçen süreyi 4 bölüme ayırarak, hesaplanan zenit ve azimut açısına göre panelleri hareket ettirmektedir. Lubitz ise [12] de Amerika'daki 217 farklı coğrafi bölge için güneş takip sistemlerinin verimini araştırmıştır. Sabit açılı sistem, güneş azimut açısına göre hareketli sistem ve iki eksenli izleyici sistemlerin bu bölgelerde kullanılması ile ortaya çıkan sonuçlar çalışmada incelenmiştir. Azimut açısına göre çalışan tek eksenli sistemden, sabit sisteme göre ortalama %28 daha fazla enerji elde edildiği görülmüştür. Bu oran 2 eksenli sistemde ortalama %33 olarak belirlenmiştir. Koussa vd. tarafından [13] de güneş açıları hesaplanarak, 12 adet güneş panelinden oluşan FV sistemi farklı takip sistemleri için test edilip kıyaslanmıştır. Sabit açılı, tek eksenli ve çift eksenli takip sistemleri uygulanmıştır. Uzun süre boyunca izlenen ortalama değerler ile hesaplanan değerler karşılaştırılmıştır. Her durumda da iki eksenli takip sistemini kullanan panellerin daha yüksek verimle sonuçlandığı görülmüştür. Bir tek eksenli güneş takip sisteminin örneği Şekil 1.4'te verilmiştir.

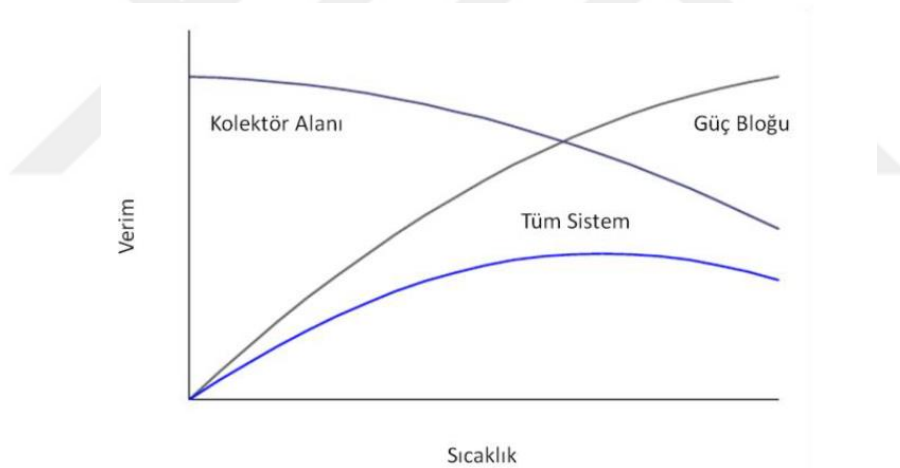


Şekil 1. 4 Tek eksenli güneş takip sistemine sahip FV panel sistemi [14]

1.1.1.3 Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi (YGE) Teknolojisi

YGE santralleri, çeşitli türde yansıtıcı yüzey ve alıcıdan oluşan kolektör sistemleri kullanarak güneş enerjisini yüksek sıcaklıklarda ısıya dönüştürür ve bu ısıdan, klasik termodinamik çevrimleri kullanarak elektrik enerjisi üretir. YGE santralleri iki ana parçadan oluşur. Güneş enerjisinin toplandığı ve ısıya dönüştürüldüğü güneş kolektör alanı (depolama sistemi de içerebilir) ve ısı enerjisinin geleneksel türbin sistemleriyle elektriğe dönüştüğü güç bloğudur [15].

YGE santrallerinin kullanımındaki en büyük zorluk ise sistem için uygun çalışma sıcaklığını belirlemektir. Sıcaklık artarken sistemin verimi artar fakat kolektör alanının verimi azalır (Şekil 1.5). Bu yüzden sistemde türbin için istenen sıcaklığa yetecek sayıda yoğunlaştırıcı güneş kolektörü kullanılmalıdır. Belirlenen türbin çalışma sıcaklığına ulaşmak için de yoğunlaştırıcı kolektör sistemleri ile elde edilen ısıнын, güneş kolektör alanındaki ısı kayıplarından fazla olması gerekir.



Şekil 1. 5 YGE santrallerinde verim-sıcaklık ilişkisi [16]

YGE teknolojisi küçük sistemlerden şebekeyle bağlantılı (on-grid) sistemlere kadar bütün santrallerde kullanılabilir. Diğer uygulamalar ile birlikte uyumlu çalışıp, tüm gün boyunca enerji sürekliliğine katkı sağlayabilirler. Kurulum maliyeti açısından diğer sistemlere göre pahalı olsalar da işletme maliyetleri düşüktür.

YGE santrallerinden üretilen elektrik enerjisi kullanımı giderek artmaktadır. YGE santralleri, bir termal enerji depolaması ile donatılmışsa, günün her saatinde elektrik üretimine katkı verebilir. Verimliliği artırmak ve hem sermaye hem de işletme

maliyetlerini azaltmak için yeni nesil bir YGE kavramı gereklidir. Dünyada yaygın olarak kullanılan yoğunlaştırılmış güneş enerji sistemleri şöyle sıralanabilir;

Parabolik Oluk Sistemleri

Parabolik oluk sistemler, güneş ışığını oluğun odak çizgisine yerleştirilmiş bir emme borusuna (alıcıya) odaklamak için aynaları kullanır. Oluklar, güneşi genellikle kuzey-güney yönünde bir eksen boyunca izlemek üzere tasarlanmıştır. Alıcı, odaklanan güneş ışığı ile ısıtılan bir ısı transfer akışkanı (örneğin sentetik termal yağ, erimiş tuz) içerir. Isı transfer akışkanı (ITA), boruların içinden devridaim edilir ve buhar üretmek için ısı eşanjörlerinden pompalanır. Parabolik oluk teknolojisi şu anda kanıtlanmış en iyi ve en çok kullanılan teknolojidir, ancak taze buhar parametreleri güneş enerji kulesi santrallerine göre düşüktür [17]. Bu sistemde 390 °C'ye ısıtılmış termal yağ, bir buhar türbinini çalıştırarak buhar üretmek için kullanılır. Alternatif olarak su, doğrudan buhar sistemi yapılandırmasında bir ısı transferi ve çalışma akışkanı olarak kullanılabilir [18]. Şekil 1.6, parabolik oluk sisteminin bir örneğini göstermektedir.

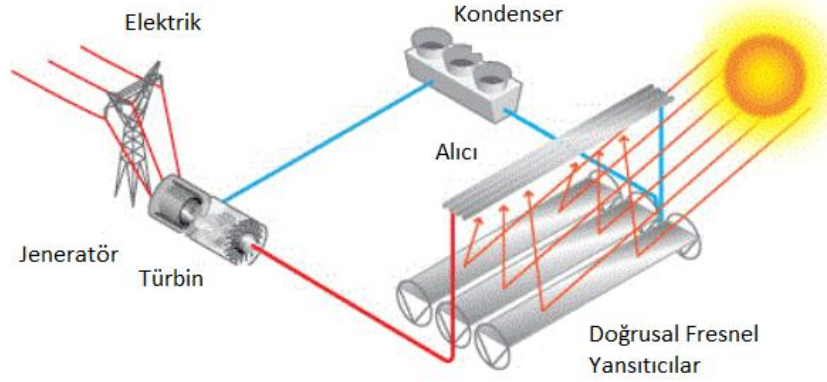


Şekil 1. 6 Parabolik oluk sistemi [19]

Doğrusal Fresnel Yansıtıcı Sistemleri

Doğrusal Fresnel teknolojisi, güneş ışığını reflektörlerin ortak bir odak noktasında bulunan doğrusal bir alıcıya odaklamak için uzun, düz veya hafif kavisli aynalar kullanır. Alıcı, reflektörlere paralel konumda bulunup üzerinde çalışır ve buhar türbinine güç

sağlamak amacıyla yüksek basınçlı buhar üreterek borulardaki suyu kaynatmak için ısı toplar [20]. Reflektörler, geniş bir diyafram açıklığına ve kısa bir odak uzaklığına sahip yoğunlaştırılmış bir aynaya izin veren Fresnel lens etkisinden yararlanır. Bu sistem, sarkık camlı parabolik reflektörlerin çok pahalı olması sebebiyle santral maliyetlerini düşürür [21]. Şekil 1.7, bir doğrusal Fresnel sisteminin şemasını göstermektedir.



Şekil 1. 7 Doğrusal fresnel sistemi şeması [22]

Stirling Motorlu Parabolik Çanak Sistemleri

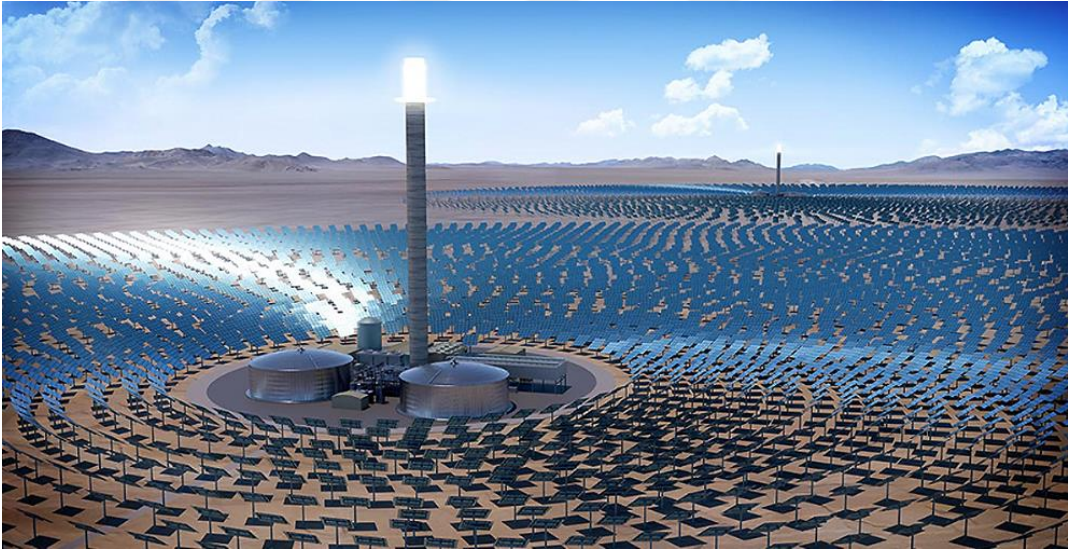
Çanak sistemi, ışığı reflektörün odak noktasında bulunan bir alıcıya yoğunlaştıran bağımsız bir parabolik reflektörden oluşur. Reflektör Güneş'i iki eksen boyunca izler. Alıcıdaki çalışma akışkanı $200^{\circ}\text{C} - 700^{\circ}\text{C}$ 'ye ısıtılır ve daha sonra Stirling motorunda güç ve elektrik üretmek için kullanılır. Stirling motoru, ısıyı mekanik enerjiye, daha sonra da elektrik enerjisine dönüştürmek için kullanılır [22]. Şekil 1.8, bir parabolik çanak sistemi uygulamasını içermektedir.



Şekil 1. 8 Parabolik Çanak Sistemi [22]

Güneş Enerji Kulesi

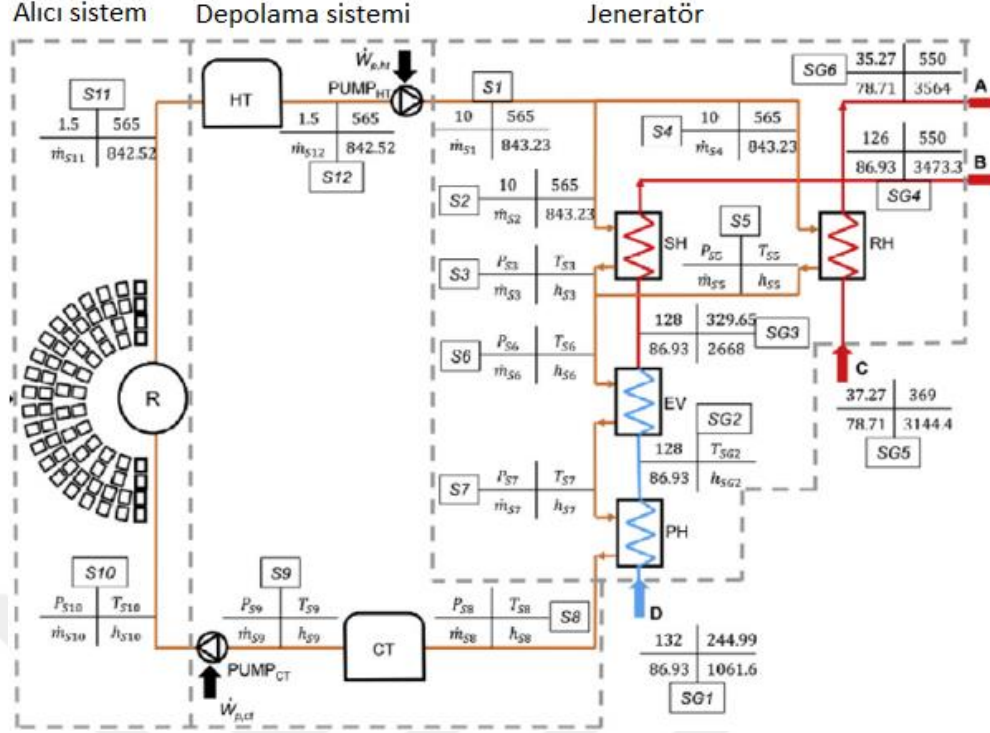
Güneş enerji kulesi santralleri en çok gelecek vaat eden güneş enerjisi teknolojisi olarak kabul edilmektedir. Dünyada çalışan veya kurulmakta olan onlarca güneş enerji kulesi termik santrali arasında, maksimum güç çıkışı 100 MW'a ulaşmaktadır. GEK santrali temel olarak iki bağımsız sistemden oluşur: güneş kolektörü ve enerji üretim sistemi. Güneş kolektörü sistemi, güneş ışınmasını yüksek sıcaklıktaki termal enerjiye dönüştürmeyi amaçlayan bir dizi heliostat ve bir güneş kulesi alıcısından oluşmaktadır. Güneş kulesi, yoğunlaştırılmış güneş enerjisinin bir ısı transfer akışkanına aktarıldığı ısı eşanjörü içerir [24]. ITA, kızgın buhar üretmek için emilen ısıyı çalışma akışkanına aktarır. Güneş kulesinin parabolik oluk sistemlere göre avantajı, merkezi alıcıya yansıyan güneş ışığının daha küçük bir alana odaklanmasıdır, bu da çok daha yüksek ITA sıcaklığına (1.000 °C'ye kadar) ve dolayısıyla daha yüksek çevrim akışkanı sıcaklıklarına sonuç olarak da daha yüksek ısı verime ulaşılmasını sağlar. Ayrıca, ITA'nın parabolik oluklarda olduğu gibi büyük güneş enerjisi alanının etrafına borulanması gerekmez. Şekil 1.9, güneş enerji kulesi sisteminin bir örneğini göstermektedir.



Şekil 1. 9 Güneş enerji kulesi sistemi

Güneş enerji kulesinin en iyi örneklerinden biri 550 °C'de ve yaklaşık %41 oranında bir dönüşüm verimine sahip buharlı Rankine güç çevrimiyle çalışan, 10 saat ısı depolama ile ısı transfer akışkanı olarak erimiş tuz kullanan sistemdir [25]. GEK sisteminin termodinamik bakış açısıyla analiz edilmesiyle, tersinmez sürecin esas olarak sistem

bileşenleri arasındaki ısı dirençten veya dış tersinmezliklerden kaynaklandığı anlaşılmaktadır. Curzon ve Ahlborn [26] da tersinir güç sistemini dış tersinmezlikler ile analiz etmiş, genel sistem verimliliğinin yalnızca ısı transfer katsayısına değil, aynı zamanda ısı deposu sıcaklığına bağlı olduğu sonucuna varmışlardır. Chacartegui vd. [27] de farklı termal çevrimlerdeki GEK sistemleri için termodinamik bir araştırma yapmışlar ve verimliliklerini karşılaştırmışlardır. Şahin [28] de güneş enerji sisteminin ısı transfer direncine sahip sonlu termodinamik analizini yapmış, Khaliq ise [29] da Rankine ısı makineli güneş enerjisi sistemi için optimum çalışma koşuluna katkıda bulunmuştur. Spelling [30] da bir GEK kombine çevrim santrali termoekonomisini incelemiş ve termoekonomik bir model kurmuştur. Behar vd. [31] de merkezi GEK santrallerini özetlemiş, sistem parametrelerinin performans üzerindeki etkisini değerlendirmişlerdir. Şahin [32] de yeni bir termoekonomik optimizasyon kriterine dayanarak içten tersinir bir ısı motorunun performans analizini yapmış ve optimum çalışma koşulu önermiştir. Yukarıdaki çalışmalar, güneş kulesi termik santrallerinin gelişimini desteklemiştir. Bununla birlikte, ideal güneş kulesi termik santralinin giriş ve çıkış gücü arasındaki ilişki analiz edilmemiştir ve çeşitli parametreler arasında en uygun ilişki saptanmamıştır. Bu nedenle, sonlu zaman ve sonlu ısı transfer katsayısı şartı altında, ideal GEK santralleri için daha iyi bir araştırma yapılması gerekir; böylece konsantrasyon oranı, alıcı sıcaklığı ve tersinir ısı makinesi verimliliği gibi kritik parametreler arasındaki korelasyon elde edilebilir. Bir GEK santralinin alıcı sistem, depolama sistemi ve jeneratör kısımlarının güç bloğu dahil edilmeden şematik gösterimi Şekil 1.10'da verilmiştir.



Şekil 1. 10 GEK santralinin şematik gösterimi [5]

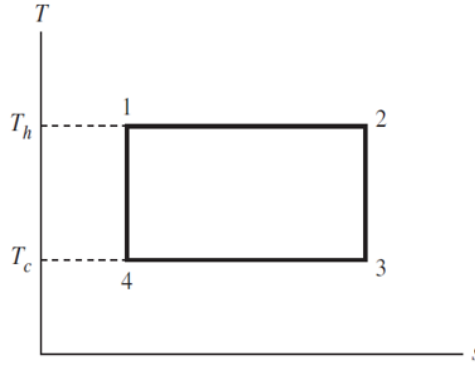
1.1.2 Güç Çevrimleri

Sistemlerle ilgili basit ve kombine termodinamik güç çevrimleri bu bölümde incelenmiştir. Verimliliği, çıkış aralığı, avantajları ve dezavantajları tartışılmaktadır. Ayrıca, her bir çevrimle ilgili literatürdeki son gelişmeler sunulacaktır.

1.1.2.1 Carnot Çevrimi

Carnot çevrimi, iki izantropik ve iki izotermal işlem olarak toplamda dört tersinir hal değişiminden oluşmaktadır (Şekil 1.11). Carnot çevriminin termal verimliliği şöyle ifade edilebilir [33].

$$\eta = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} \quad (1.1)$$

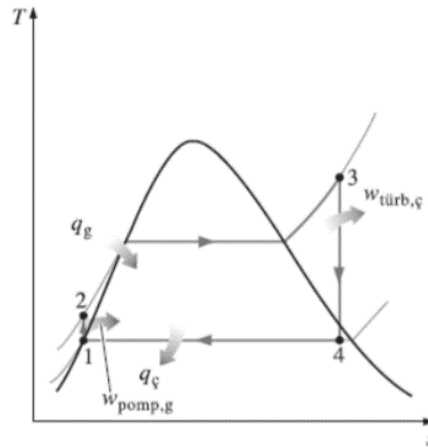


Şekil 1. 11 Carnot çevrimi T-s diyagramı

Yüksek (ısı girişi) ve düşük (ısı atma) sıcaklıklar arasındaki fark arttırılarak, çevrimin ısı verimi arttırılır. Yüksek ve düşük sıcaklıklar arasında çalışan hiçbir gerçek ısı motoru Carnot verimliliğine erişemez, başka bir deyişle Carnot çevrimi verimliliği belirtilen yüksek ve düşük sıcaklıklar için elde edilebilecek en yüksek verimliliktir. Carnot çevrimi, genellikle gerçek güç sistemlerinin termal verimliliğinin bir “ölçüsü” olarak kullanılır.

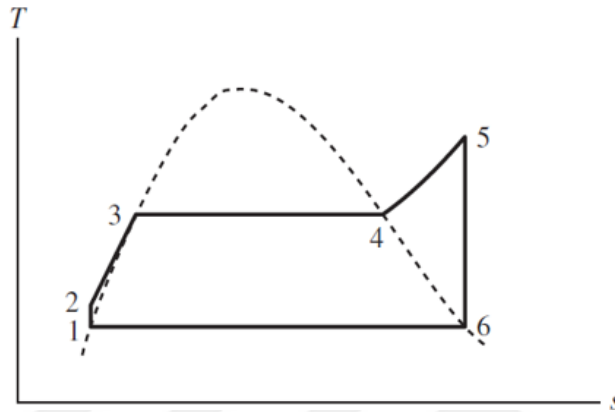
1.1.2.2 Rankine Çevrimi

Rankine çevrimi, dört termodinamik işlem içerir (Şekil 1.12): Çalışma akışkanı ilk aşamada alçak basınçtan yüksek basınca pompalanır. Çalışma akışkanı bu aşamada sıvı halde olduğundan, pompalama işi azdır. İkinci işlemde, yüksek basınçlı akışkan bir kazan içinde ısıtılır ve doymuş veya kızgın buhara dönüştürülür. Üçüncü işlemde, çalışma akışkanı bir türbinde genişletilir ve bir elektrik jeneratöründe elektriğe dönüştürülen mekanik işler üretilir. Islak buhar, sabit bir basınçta yoğunlaşma gizli ısısının ortam havasına veya suya atıldığı bir kondenserde yoğunlaştırılır.



Şekil 1. 12 Rankine çevrimi T-s diyagramı [33]

Gerçek Rankine çevrimi tersinmezliklerden dolayı ideal Rankine çevriminden farklıdır ve kızgın buharla çalışır (Şekil 1.13). Ayrıca çevrimin termal verimliliğini arttırmak için buharla ara ısıtma işlemi yapılır. Kızdırılmış buharın basıncı ve sıcaklığı kritik koşullardan (21,8 MPa ve 374,15 °C) daha yüksek ise, çevrim süperkritik bir çevrim olarak adlandırılır. Rankine çevriminin verimi buhar basıncını ve sıcaklığını artırarak ya da kondenser geri basıncını azaltarak da artırılabilir.



Şekil 1. 13 Kızdırmalı Rankine çevrimi

Ayrıca, Rankine çevriminin ısı verimi rejenerasyon uygulanarak yani kazanın içindeki besleme suyunun sıcaklığının yükseltilmesiyle artırılabilir. Bir dizi besleme suyu ısıtıcısı ve farklı basınçlarda buhar türbininden çıkarılan buhar kullanılarak besleme suyu sıcaklığı artırılır.

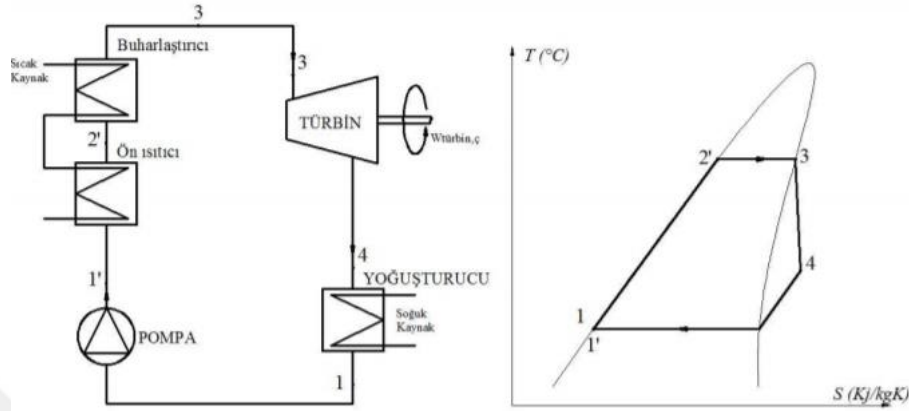
Kaliforniya'daki bir güneş santralinde süperkritik bir Rankine çevrimi kullanıldığında, rapor edilen verimlilik %37 ila %42 arasındadır [34,35]. Yukarıda belirtildiği gibi daha yüksek buhar basıncı ve sıcaklığı, Rankine çevriminin termal verimliliğini artırır.

Rankine çevrimi en gelişmiş güç çevrimidir ve düşük verimle birlikte, düşük (kısmen) yükte çalışabilir. Bununla birlikte, verimli çalışma için nispeten yüksek bir basınç ve yüksek bir sıcaklık gerekir. Rankine çevrimi, 100 °C ila 600 °C (ORÇ için 100 °C ve gelişmiş süperkritik Rankine çevrimi için 600 °C) arasında çalışabilir.

1.1.2.3 Organik Rankine Çevrimi

Geleneksel Rankine çevrimi ile benzer olan ORÇ, çalışma akışkanı olarak su buharı yerine düşük sıcaklık faz değişimine sahip organik çalışma akışkanı kullanır [36]. ORÇ'nin farklı uygulama alanlarında kullanılabilecek çok sayıda çalışma akışkanı mevcuttur [37,38].

ORÇ'ler yenilenebilir, jeotermal, güneş enerjisi, biokütle gibi düşük ve orta dereceli ısı kaynaklarından veya sanayi ve termik santrallerden kaynaklanan atık ısılardan enerji üretimi sunar. Soğutucu maddeler ve hidrokarbonlar ORÇ için uygun çalışma akışkanları olarak kabul edilir. ORÇ'nin şematik gösterimi ve T-s diyagramı Şekil 1.14'te verilmiştir.



Şekil 1. 14 Basit ORÇ sistemi ve T-s diyagramı

Birçok makale ve çalışma güneş enerjili bir ORÇ'ye ve çalışma akışkanı seçimine değinmiştir. Chen vd. [39] da kritik-altı (subkritik) ve kritik-üstü (süperkritik) ORÇ için saf çalışma akışkanları üzerinde çalışmalar yapmıştır. Saleh vd. [40] da bir jeotermal ORÇ'ye uygun 31 farklı çalışma akışkanını değerlendirmiş, farklı çevrim düzenlemelerine çalışmış ve farklı çalışma akışkanlarını termal verimlilik açısından karşılaştırmışlardır. Lakew ve Bolland [41] de farklı çalışma akışkanlarının, 80 °C ila 160 °C sıcaklık aralığında çalışan basit bir subkritik ORÇ'nin ısı verimi üzerindeki etkisini analiz etmişlerdir.

Çalışma akışkanı seçim prosedüründe sayısız kriter göz önünde bulundurulur. Ayrıca, uluslararası protokoller ve anlaşmalar, çevreye zararlı olmayan çalışma akışkanlarının kullanılmasını şart koşar. Bu nedenle, ozon delme potansiyeli, yanıcılık, toksisite ve küresel ısınma potansiyeli (GWP) gibi kriterlerin çalışma akışkanı seçim sürecinde dikkate alınması gerekir. En uygun akışkan seçimi çevresel, güvenlik, fiziksel, kimyasal ve ekonomik özellikler ile beş ana grupta incelenir. En iyi çalışma akışkanı, çevrimin termal verimine göre seçilir. Detaylar [42] de verilmiştir.

Tüm seçim kriterlerini karşılayan hiçbir çalışma akışkanı yoktur [43], bu nedenle çalışma akışkanının çevresel, güvenlik, fiziksel ve kimyasal özelliklerini, sermaye yatırımı (sistem maliyeti), imalat, bakım gereksinimlerini ve maliyeti dengeleyen akışkan seçim

yöntemi kullanılmalıdır. Seçim süreçleri iki gruba ayrılabilir: eleme ve sıralama. İlk adımda, sıralama işlemi uygulanmadan önce uygun olmayan çalışma akışkanlarının kullanılmaması için eliminasyon yapılır. Roedder vd. [44] de altı ana gruba bölünmüş 22 kriteri göz önüne aldılar ve daha sonra çalışma akışkanının seçiminde eleme ve sıralama yöntemlerinin bir kombinasyonunu kullandılar. Çalışma akışkanının her özelliği için farklı ağırlıklar göz önünde bulunduruldu. Yaklaşım iki aşamalı bir ORÇ'ye uygulandı ve izobütan en iyi çalışma akışkanı olarak tanımlandı.

Çevrim performansını arttırabilmek için basit ORÇ ile birlikte rejenerasyonun geliştirilmesi, son araştırma çalışmalarının odak noktası olmuştur [45]. Mago vd. [46] da termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına dayanarak, rejeneratif ORÇ için kuru bir çalışma akışkanının kullanılmasının, sadece belirtilen güç çıkışı üretmek için gereken atık ısı miktarını azaltmakla kalmayacağını, aynı zamanda basit ORÇ ile karşılaştırıldığında çevrimin verimi arttırıldığı zaman, tersinmezliklerin de azalacağını göstermektedir. Ara ısıtmalı rejeneratif Rankine çevrimi için enerji ve ekserji analizi, Acar tarafından [47] de gerçekleştirilmiştir. Wang vd. [48] de beş farklı ORÇ özelliklerini değerlendirmişlerdir. Analizleri, rejeneratif ORÇ'nin en düşük ekserji yıkım oranına sahip olduğunu kanıtlamaktadır, çünkü türbin egzozundan gelen ısının bir kısmı reküperatörde geri kazanılmakta ve kondenserde atılmak yerine faydalı bir şekilde kullanılmaktadır.

Hung vd. [49] da bir rejenerasyon uygulamasının, ıslak ve izantropik çalışma akışkanları kullanan ORÇ'ler için önemli bir termal verim artışı (%2'ye kadar) ile sonuçlanmadığını bildirmiştir. Bununla birlikte, kuru çalışma akışkanlarının ısı verim artışını %9'dan yükseklerle çıkartabileceğini göstermiştir.

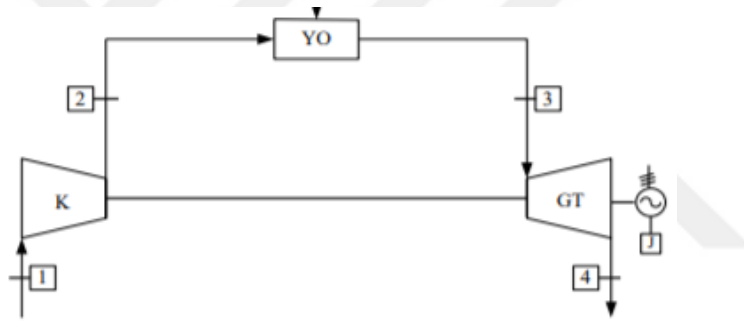
Güneş enerjisine dayalı rejeneratif ORÇ üzerine çalışmalar son birkaç yılda yapılmıştır. Liu vd. [50] de dört organik çalışma akışkanı (R245fa, R123, izobütan ve R134a) için düz bir plaka toplayıcı kullanarak çalışma akışkanlarının termodinamik özelliklerinin, düşük sıcaklıklı güneş enerjili rejeneratif ORÇ santralinin performansı üzerindeki etkisini değerlendirdi. Düşük sıcaklıklı bir GEK santrali için ısı transferinin ve güç çevriminin sayısal bir simülasyonu Pei vd. tarafından [51] de yapılmıştır. 730 W/m² ışıma sahip ORÇ sistemlerinde rejenerasyonlu ve rejenerasyonsuz olarak, sırasıyla yaklaşık %8,6 ve

%4,9'luk ısı verim rapor edilmiştir. Bununla birlikte, orta basınç seviyelerinin rejeneratif ORÇ sisteminin performansı üzerindeki etkisi üzerine çok fazla araştırma yapılmamıştır.

1.1.2.4 Brayton Çevrimi

Brayton çevrimi Rankine çevrimine oldukça benzerdir. Bununla birlikte, Brayton çevriminde çalışma akışkanı tüm aşamalarda gaz fazında veya süperkritik bir durumda kalır. Dolayısıyla, Brayton çevrimi bir gaz çevrimi olarak sınıflandırılmıştır.

Şekil 1.15'te sunulan ideal Brayton çevrimi, dört işlemden oluşur: çalışma akışkanının izantropik sıkıştırılması, izobarik ısı girişi (sabit basınçta ısı ilavesi), izantropik genleşme ve kapalı bir çevrim için izobarik ısı atılması. Açık çevrim için, türbin egzozundaki çalışma akışkanının sıcaklığı 400 °C ila 600 °C aralığındadır ve böyle bir Rankine çevriminin alt çevriminde kullanılacak kadar yüksektir.



Şekil 1. 15 Açık çevrimle çalışan bir gaz türbini

Brayton çevriminin verimliliği ara ısıtma ve ara soğutma işlemleri ile arttırılabilir. Ara ısıtma ve ara soğutma yapıldığı zaman, akışkan basit çevrime oranla kompresörden daha düşük, türbinden ise daha yüksek bir sıcaklıkta çıkar [33]. Şekil 1.16'da ara ısıtma ve ara soğutma işlemleri yapılan bir gaz türbininin şeması verilmiştir.

Akışkan olarak sCO_2 kullanan Brayton güç çevriminin farklı konfigürasyonlarının termodinamik analizi, sCO_2 akışkanının GEK uygulamaları için iyi bir aday olduğunu göstermektedir [58]. Chacartegui vd. [59] da süperkritik ve transkritik CO_2 çevrimlerinin kullanımı için üç farklı konfigürasyon önerdiler. Bunların sonuçları, Termodinamiğin Birinci Yasasının analizlerine dayanarak, bu çevrimlerin güneş enerjisi santralleri için umut vaat eden teknolojiler olduğunu göstermektedir. Iverson vd. [60] ta, GEK santralleri için CO_2 Brayton çevriminde tekrar sıkıştırma işleminin kullanılmasının $600^\circ C$ 'nin üzerindeki maksimum çalışma sıcaklıklarda en yüksek verimi verdiğini belirtmektedir. Angelino'nun çalışmaları, $650^\circ C$ 'nin üzerindeki maksimum sıcaklıkta çalışan tek ısıtılmalı sCO_2 çevrimlerinin, ara ısıtılmalı Rankine çevrimlerine kıyasla daha yüksek termodinamik verime sahip olduğunu göstermektedir [57]. Dostal vd. [56] da $550^\circ C$ TGS ile sCO_2 Brayton çevriminin %46,09 verimliliğe sahip olduğunu ve $880^\circ C$ TGS ile helyum kullanan Brayton çevrimi için %49,27 termal verimliliğe ulaşacağını bildirmiştir.

Azot, helyum ve azot oksit, Brayton çevrimi için çalışma akışkanları seçiminde diğer opsiyonlardır [61].

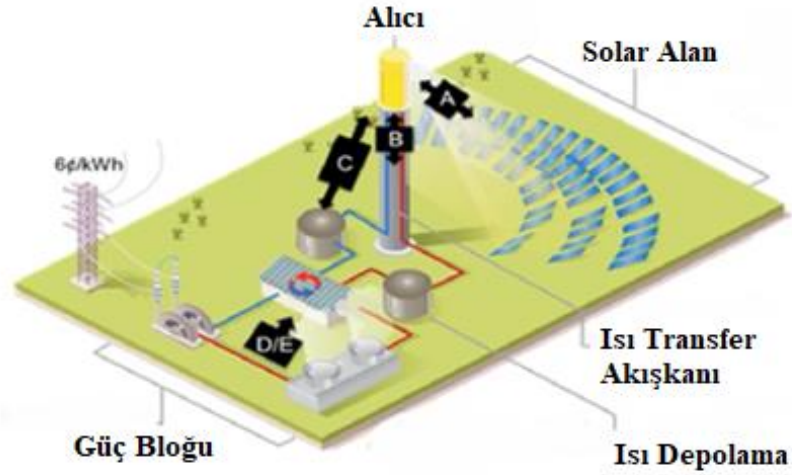
Mevcut GEK teknolojisi, helyum kullanan Brayton çevrimlerinin, $750^\circ C$ ila $850^\circ C$ arasında değişen türbin giriş sıcaklığıyla çalışmasını sağlar, bu değer subkritik buharlı Rankine çevrimlerinden daha yüksektir. Bu gibi durumlarda, çoklu ara ısıtılmalı helyum kullanan Brayton çevrimlerinin %50 ısı verim elde ettiği tahmin edilmektedir [54]. Jeong vd. [62] de Brayton çevriminin sCO_2 ve N_2 , O_2 , He ve Ar ile yapılan sCO_2 karışımları dahil olmak üzere farklı çalışma akışkanları için performans analizi yapmıştır. Sonuçlar, $CO_2 - He$ ikili karışımının analiz edilen tüm karışımların arasında en yüksek çevrim verimliliğine sahip olduğunu göstermektedir.

Isı geri kazanımı ve böylece çevrim verimliliğini arttırmak için soğutucunun önüne yerleştirilmiş bir rejeneratör kullanan Brayton çevrimi, rejeneratif Brayton çevrimi olarak adlandırılır. Memon vd. [63] te yüksek sıcaklıktaki basit ve rejeneratif gaz türbini çevrimlerinin optimizasyonunu gerçekleştirmiş ve rejeneratif çevrimin, basit çevrim ile karşılaştırıldığında daha küçük ekserji kayıplarıyla çalıştığı sonucuna varmışlardır.

ve su geri kazanım sistemleri kayıpların olduğu temel birimler olarak belirlenmiş ve toplam ekserji kaybının %80'den fazlasını oluşturduğu gözlemlenmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Yoğunlaştırılmış güneş enerji kulesi (GEK) santrali veriminin artırılması bu tezin odak noktasıdır. Şekil 1.18'de sunulduğu gibi, GEK santrali bileşenleri dört gruba ayrılabilir: a) kolektörler, b) alıcı, c) ısı enerji depolama ve ısı transferi akışkanı (ITA) d) güç bloğu. Bu çalışma öncelikle güç bloğu ve termal depolama sistemi (TDS) ve bunun alıcıyla entegrasyonu ile ilgilidir. Solar alan, yani alıcının çalışma parametreleri gibi koşullar çalışmanın bir parçası değildir. Sistemin bu bölümü için gerekli bilgiler yayınlanmış literatürden alınmıştır.



Şekil 1. 18 GEK santralini şematik gösterimi [17]

Yukarıda belirtildiği gibi, GEK'lerin iki ana sorunu vardır. Birincisi verimlilik, ikincisi ise maliyettir. Bu sebeple, verimliliği artırmak ve maliyeti düşürmek için bu çalışmanın iki ana hedefi aşağıdakileri içerir:

- Basit veya kombine güç çevriminin termal verimliliğini belirleyen farklı çalışma akışkanları ve çalışma koşullarını kullanmak.

- Belirlenen çalışma koşullarında bir güç çevriminin en yüksek ısı verimini veren çalışma akışkanı veya çalışma akışkanlarının kombinasyonunu seçmek amacıyla yöntemleri belirlemek.

Bu tezden beklenen sonuçlar, basit ve kombine çevrimlerin çalışma akışkanlarının seçiminde daha yüksek ısı verim alınması ve sistematik bir yöntemin belirlenmesidir.

1.2.1 Çalışma Akışkanları Seçimi

GEK için çalışma akışkanının ve ısı transfer akışkanlarının (ITA) sıcaklığı ve basıncı gibi çalışma parametrelerinin seçimi, santral verimi ve çevre üzerinde çarpıcı bir etkiye sahiptir. Örneğin, GEK santrallerinde ısıyı düşük basınçta depolamak için harici akışkanlar kullanılır. Bununla birlikte, bu akışkanlar sızıntı durumunda tehlikeli olabilir. Ayrıca küresel iklim değişikliği, CO₂ emisyonu ve ozon tabakasının incilmesi, ısı transferi ve depolama akışkanlarının seçimi için büyük önem taşımaktadır [68].

Çalışma akışkanlarının (basit çevrimler için) veya akışkan kombinasyonlarının (kombine çevrimler için) seçimi geleneksel olarak, hesaplanan termodinamik verim sonuçları esas alınarak gerçekleştirilmiştir. Yani çevrimsel analiz; ısı verim, net iş çıkışı ve akışkanın debisi gibi çevrim performans parametrelerini belirlemek için bir dizi çalışma akışkanı ve bir dizi çalışma koşulu kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada GEK santrali için mevcut ve gelecekteki alıcı teknolojileri ve ITA'ların (su, erimiş tuz, sıvı metaller ya da hava) seçenekleriyle elde edilebilecek azami sıcaklık aralığındaki uygun akışkanların seçimi için uygun bir yöntemin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Isıl verim ve güç üretim ekipmanının büyüklüğü ana değerlendirme kriteri olarak seçilmiş, ardından ekipman maliyeti ve geliştirme imkanları belirlenmiştir.

Performans haritaları, seçilen aday güç çevrimleri için belirli çalışma koşullarında en iyi çalışma akışkanının seçilmesi amacıyla kılavuz olarak geliştirilmiştir. Çevrimlerin ısı verim ve güç çıkışı haritaları yani performans haritaları, güç çevrimi sayısı için en iyi çalışma akışkanlarının seçilmesini sağlayabilmek adına sunulmuştur. Seçilen güç çevrimleri için bu performans haritaları, hangi çalışma akışkanının belirli çalışma koşulları için en yüksek verim veya güç çıkışı ile sonuçlandığını gösterir.

1.2.2 Güç Çevrimleri Seçimi

Önceki bölümde açıklanan güç çevrimlerinin, özelliklerine ve performanslarına bağlı olarak, analiz için birçok aday çevrim seçilmiştir.

Çevrim seçimi, aşağıdaki kriterlere dayanır;

- Termal verimlilik
- Güneş enerji kulesi ile entegrasyon
- Ekipmanın kolaylığı
- Kurulum ve işletme maliyeti
- Geliştirme imkanları

Seçilen çevrimler iki ana kategoriye ayrılır:

a) Basit çevrim: Kombine çevrimler basit çevrimlere göre daha yüksek verimde olmasına rağmen, Rankine, ORÇ ve Brayton çevrimleri daha basittir ve bu nedenle kurulumu ve işletilmesi daha ucuzdur. Ayrıca, bu çevrimler uzun bir süredir çalıştırıldığından dolayı gelişmiş olup üretim için daha uygundur.

b) Kombine Brayton/Rankine çevrimi: Yüksek ısı verimle çalışması, kombine çevrimin en büyük avantajıdır.

Kombine Brayton/ORÇ çevrimi özellikle GEK santrali için uygundur. Çünkü sadece Rankine alt çevriminden ısı atılması gerekir (Rankine alt çevrimi ortalama güç çıkışının üçte birini sağlar) ve Brayton çevrimi, Rankine çevrimine kıyasla gece saatlerinde ısı atımı için daha uygundur. Fakat verimli çalışma için bu çevrim yüksek türbin giriş sıcaklığı (TGS) gerektirir.

Rejenerasyon gibi geliştirmeler ve alt çevrimlerdeki değişikliklerin etkileri de incelenmiştir ancak bu çalışmanın ana amaçları güç çevrimlerinin, çalışma parametrelerinin ve çalışma akışkanlarının seçimidir.

1.3 Hipotez

Bu tezde ilk bölümde, GEK santralleri ile entegre farklı güç çevrimlerinin termodinamik modelleri sunulmaktadır. Güç çevrimlerinin performans parametrelerini (ısı verim, net

iş çıkışı vb.) hesaplamak için kullanılan teorik denklemler sunulmuştur. İkinci bölümde çalışma akışkanlarının termofiziksel özellikleri listelenmekte ve farklı çalışma akışkanları sunulmaktadır. Ozon delme potansiyeli veya küresel ısınma potansiyeli gibi çevresel özellikler de dikkate alınıp çalışmalar bu doğrultuda sunulmuştur. 3. bölümde, daha önce tarif edilen basit ve kombine güç çevrimleri için farklı çalışma akışkanları ile çalışan bir dizi çevrim çalışma koşulunda gerçekleştirilen parametrik hesaplamaların sonuçları sunulmuştur. Çalışma akışkanlarının termofiziksel özelliklerinin çevrimin termodinamik performansı üzerindeki etkisini belirlemek için sonuçlar analiz edilmiştir. Sonuçları karşılaştırmak ve çevrim ısı verimi, net iş çıkışı ve ilgili ısı işlem parametreleri bakımından özgül ısı girişi için korelasyonlar geliştirmek amacıyla istatistiksel regresyon analizi kullanılmıştır. Belirlenen (seçilen veya verilen) çevrim çalışma koşulları açısından en iyi çalışma akışkanını/sıvılarını seçmek için kılavuz olarak analiz edilen güç çevrimleri için performans haritaları geliştirilmiştir. Diğer kısımlarda, çalışma koşullarının seçilen güç çevrimlerinin performansı üzerindeki etkisi sunulmuştur. Belirtilen çalışma koşulları için en yüksek ısı verime veya net iş çıkışına sahip güç çevrimi bulunmuştur.

Son bölümde bu tez çalışmasının araştırma katkıları ile kazanımları sunulmuş ve öneriler verilmiştir.

GEK SANTRALLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

GEK santrali ile entegrasyon için düşünülen güç çevrimlerinin termodinamik modelleri Bölüm 2'de sunulmuştur. Seçilen güç çevrimlerinin performans parametrelerini (ısı verim, net iş çıkışı vb.) hesaplamak için kullanılan teorik denklemler sunulmuştur.

2.1 EBSILON Professional Modelleme Yazılımı

Her bir bileşenin ayrı ayrı seçilerek termodinamik çevrimlerin oluşturulmasına imkân veren Alman STEAG firmasının bir yazılımı olan EBSILON (EP-13) ile belirlenen basit ve kombine çevrimlerin modellenmesi sağlanmıştır. EBSILON Professional; santral planlama ve optimizasyonu için termodinamik çevrim süreçlerini simüle etmek için kullanılmaktadır [68]. Gerçekte uygulanması düşünülen bir senaryo önce EP-13 simülasyonunda denenir. Tatmin edici sonuçlar elde edildikten sonra gerçek hayata geçirilmesi mümkün olur. Simülasyon modelinde parametreleri değiştirerek her bir değişkenin sonuç üzerindeki ilişkisinin tespit edilmesi mümkün olur. Değişkenler, parçaların yoğunluk farkları, kütleleri ve çevresel faktörler vb. olabilir. Hatta simülatöre yeni ortaya çıkan değişkenleri de eklemek de mümkündür [69].

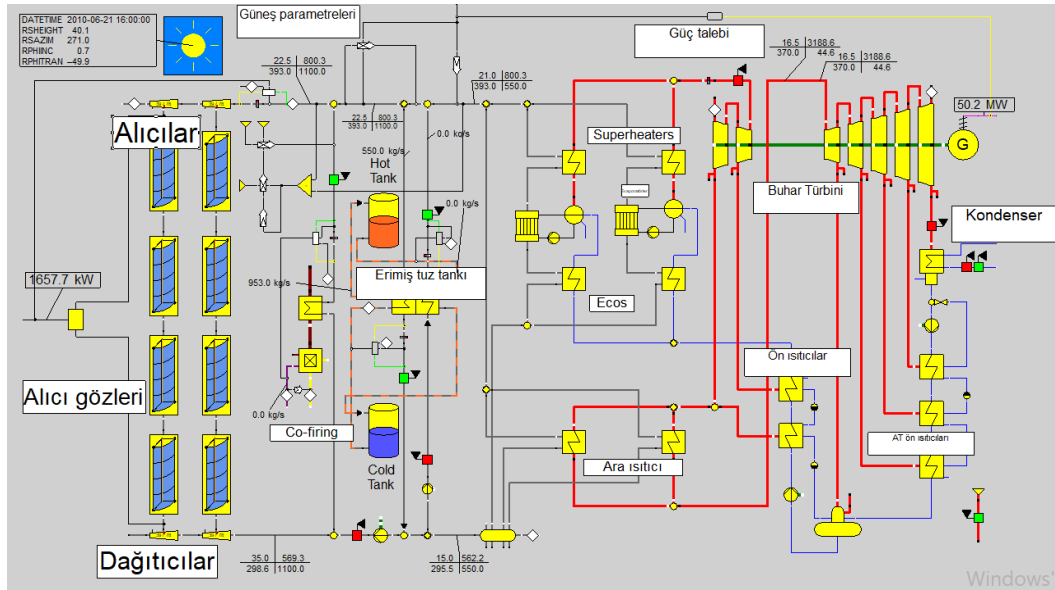
EP-13 özellikleri şöyle sıralanabilir [68]:

- Grafik kullanıcı arayüzü (Graphical User Interface) sayesinde kullanımı kolaydır.
- Sezgisel modelleme imkânı
- Bölgesel hesaplama ve güçlü çözüm algoritması ile doğru çıkarımlar yapabilir. Ör: bir şehrin bölgesel ısıtma sistemi ile ilgili modelleme

- Hızla simülasyon sonucu iletir; 1100 bileşenli ve 1400 satırlı bir modeli sadece 2,5 saniyede hesaplayabilir.
- Kapsamlı bileşen kütüphanesi ile çeşitleme yapılabilir.
- Pompalar, türbinler, buhar jeneratörleri gibi fiziksel bileşenlerin yanı sıra mantıksal bileşenler – kontrolörler, sinyal transformatörleri, hesaplama modelleri vb. ve kullanıcıların tanımladığı diğer bileşenlerden oluşur.
- Analiz etme ve raporlamanın kolaylığı ile sunum, planlama ve karar süreçleri uyumlu ve hızlıdır.
- MS Excel' e aktarılabilmesi ile simülasyon sonuçları kolaylıkla irdelenebilir.
- Enerji santralleri ve enerji teknolojilerinde sık kullanılan akışkanlar ve yakıtlar için veri kütüphanesi oluşturur.
- Su, buhar, ıslak hava, termal yağlar ve kullanıcının tanımlayacağı diğer akışkanların yanı sıra, kömür, petrol yakıtları, gaz vb. yakıtlar için bir veri kütüphanesi oluşturur.

Termodinamik güç çevrimlerini simüle etmek için EP-13 yazılımına, çeşitli veri tabanlarından alınan çalışma akışkanlarının termofiziksel özelliklerinin girdisi sağlanmıştır.

Güneş, heliostat sahası ve alıcıya ait veriler EP-13'e yüklendikten sonra GEK santralinde kullanılacak çevrim oluşturulur. Aynı zamanda santralin kurulacağı konuma bağlı olarak meteorolojik veriler (alıcıya gelen güneşin verileri) sisteme yüklenebilir. Isıl depolamalı GEK santralinin komponentlerini içeren EP-13 yazılım modellemesi Şekil 2.1'de verilmiştir.



Şekil 2. 1 GEK santralinin yazılım üzerindeki gösterimi

2.2 Bir GEK Santralinin Termodinamik Analizi

Belirtilen çalışma koşulları için (maksimum sıcaklık ve basınç, ısı atım sıcaklığı ve diğerleri) Brayton, ORÇ, Brayton/ORÇ ve Rankine / ORÇ gibi basit ve kombine güç çevrimlerinin en iyi performansını (termodinamik verim veya net iş çıkışı) veren çalışma akışkanlarının seçimi genel olarak zaman alıcı ve zorlu bir iştir. Yaygın olarak kullanılan yaklaşım, bir dizi işlem boyunca gerçekleştirilen çok sayıda parametrik hesaplama yapılmasını içerir.

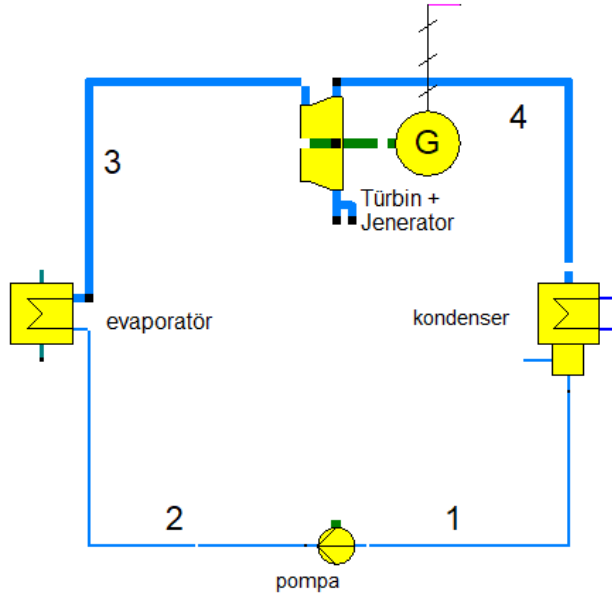
Ele alınan güç çevrimleri için en iyi çalışma akışkanlarının seçiminde yeni ve sistematik çok adımlı bir yöntem geliştirilmiştir. İlk adım ısı verim, ısı girişi ve net iş için teorik ifadeler geliştirmek amacıyla yarı mükemmel gaz varsayımını (Bölüm 3.2'de tanımlandığı şekilde) kullanan bir termodinamik çevrim modelinin geliştirilmesini içerir. Güç çevrimlerinin ayrıntılı modelleri, EBSILON Professional 13 (EP-13) güç sistemleri modelleme kodu kullanılarak ikinci adımda geliştirilmiştir. EP-13 modelleri, çevrim performans parametreleriyle ilgili sonuçlar üretmek için çeşitli çalışma koşulları ve çok sayıda çalışma akışkanı üzerinde kullanılır. İstatistiksel regresyon analizi üçüncü aşamada, çevrim verimliliği ve net iş çıkışı için Adım 1'de sunulan teorik ifadelerle aynı şekilde korelasyonlar geliştirmek için kullanılır. Transkritik ve süperkritik çevrimler için kritik noktaya yakın bölge termodinamik özelliklerde büyük bir değişikliğe neden olduğu için ayrı ayrı ele alınmalıdır.

Son adım, termodinamik verimlilik ve net iş çıkışı gibi performans parametrelerinin çevrim çalışma koşullarının işlevleri olarak sunulduğu performans haritalarının oluşturulmasını içerir. Performans haritaları, belirtilen çevrim çalışma koşulları için EP-13 çevrim modelleri tarafından oluşturulan sonuçlardan en iyi çevrim performansı ile sonuçlanan çalışma akışkanını tanımlayan bir algoritma kullanılarak oluşturulur. Haritalar genellikle birkaç bölge içerir, her bölge için en iyi çalışma akışkanını tanımlar.

Çalışma akışkanı seçim yönteminin ilk adımı olan seçilen güç çevrimlerinin teorik termodinamik modelinin oluşturulması (basit ve rejeneratif ORÇ, basit ve rejeneratif Brayton çevrimi, rekompresyonlu rejeneratif Brayton çevrimi, kombine Brayton/ORÇ çevrimi, ara ısıtmalı Rankine çevrimi ve kombine Rankine/ORÇ Çevrimi) bu bölümde sunulmaktadır. Çalışma akışkanı seçim yönteminin ikinci, üçüncü ve dördüncü aşamaları 4. Bölümde açıklanmış ve tartışılmıştır.

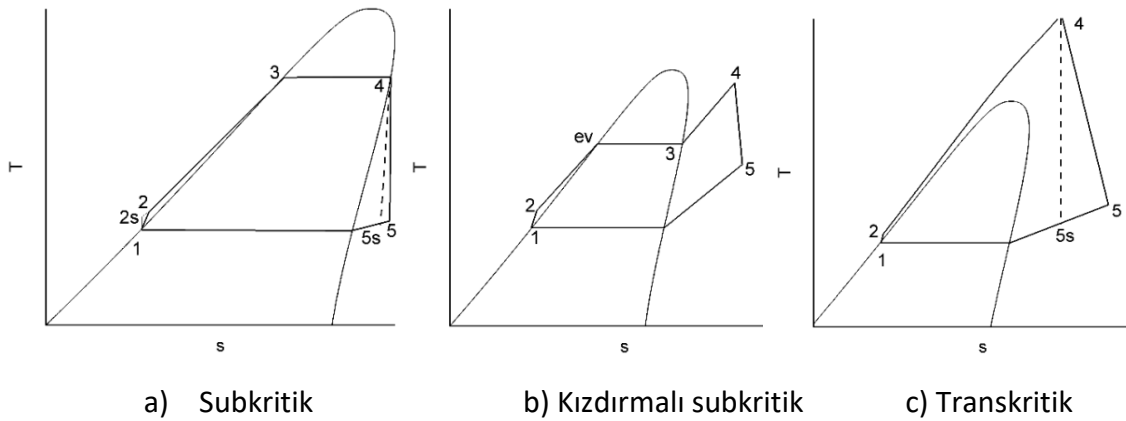
2.2.1 Basit ORÇ

Daha önce tarif edildiği gibi, ORÇ ve Rankine çevriminin çalışma prensipleri aynıdır: akışkanın sıkıştırılması, evaporatörde buharlaştırma (birincil ısı eşanjörü), türbinde genişleme ve kondenser içinde yoğunlaştırma. Bir basit ORÇ'nin (pompa, evaporatör, türbin ve kondenser) ana bileşenleri Şekil 2.3'de sunulmaktadır. Pompa çalışma akışkanını, buharlaştırılacağı evaporatöre (birincil ısı eşanjörü) yükseltilmiş basınçta verir. Bazı ORÇ tasarımlarında çalışma akışkanını kızdırmak için bir kızdırıcı kullanılır. Doymuş veya kızdırılmış çalışma akışkanı, bir elektrik jeneratörünü tahrik eden türbin içinde genişler. Türbini terk eden düşük basınçlı, düşük sıcaklıkta çalışan akışkan kondenserde yoğunlaştırılır. Kondenserden doymuş (veya biraz fazla soğutulmuş bir sıvı) olarak ayrılan çalışma akışkanının basıncı, besleme pompasıyla arttırılarak güç çevrimini tamamlar. Çalışma akışkanına bağlı olarak, ısı geri kazanımı ve besleme pompasından çıkan çalışma akışkanına aktarılması için kondenserin önüne bir reküperatör yerleştirilebilir. Bu konfigürasyon rejenerasyonlu ORÇ olarak adlandırılır.



Şekil 2. 2 Basit ORÇ şematik gösterimi

Subkritik ve transkritik ORÇ'lerin T-s diyagramları Şekil 2.3'de sunulmuştur. Subkritik çevrimde, çalışma akışkanı evaporatörde bir faz değişimine uğrar. Çalışma akışkanı kızdırılmış subkritik çevrim durumunda, türbine girmeden önce kızdırıcıda kızdırılır. Çalışma akışkanının tüm çevrim boyunca homojen bir süperkritik akışkan olarak kaldığı süperkritik çevrimde ise faz değişikliği yoktur. Bununla birlikte, transkritik çevrimde minimum çevrim sıcaklığı ve basıncı kritik nokta koşullarından daha düşüktür, bu nedenle bir faz değişikliği meydana gelir. Hem transkritik hem de süperkritik çevrimlerde, maksimum çevrim sıcaklığı ve basıncı kritik değerlerden daha yüksektir.



Şekil 2. 3 ORÇ'nin T-s diyagramı

Çevrim performansı, borulardaki ve ısı eşanjörlerindeki sürtünme ve ısı kayıplarını göz ardı ederek, türbin ve besleme pompasını adyabatik varsayarak analiz edilmiştir. Buharlı Rankine çevrimine kıyasla ORÇ'lerde daha küçük ısı eşanjörleri ve daha basit bağlantı boruları bulunur. Ayrıca, çoğu organik akışkanın mol kütlesi ve yoğunluğu buhara göre daha yüksektir, bu da nispeten daha küçük hacimsel akışlar ve dolayısıyla daha küçük ekipman boyutu ile sonuçlanır. Bu nedenle, borulardaki ve ısı eşanjörlerindeki sürtünme ve ortaya çıkan basınç düşüşünün çevrim performansı üzerinde önemli bir etkisi yoktur ve ihmal edilebilir (Bölüm 4.3.4'te daha fazla ayrıntı bulunabilir). Turbo makineler, genellikle adyabatik olarak varsayılmaktadır.

Kızdırmazsız subkritik bir çevrim için (Şekil 2.3a), çevrime ısı girişi duyulur ısı ve gizli ısıyı içerir (işlem 2-4):

$$\begin{aligned}\dot{Q}_g = \dot{m}_f \dot{q}_g = \dot{Q}_{24} \approx \dot{Q}_{14} &= \dot{m}_f (h_4 - h_1) = \dot{m}_f ((h_3 - h_1) + h_{fg}) \\ &= \dot{m}_f (\bar{C}_{P,13} (T_4 - T_1) + h_{fg})\end{aligned}\quad (2.1)$$

$\bar{C}_{P,13}$, 1 noktası ile 3 noktası arasından hesaplanan ortalama özgül ısı kapasitesi değerini gösterir, T_1 pompa girişindeki sıcaklık, T_4 maksimum sıcaklık (TGS), h_{fg} buharlaşma entalpisi, $\dot{q}_{in}$ özgül ısı girişi ve $\dot{m}_f$ çalışma akışkanının kütle debisidir.

Çalışma akışkanının 1 noktasından 4 noktasına entropi değişimi:

$$s_4 - s_1 = \int_{T_1, P_4}^{T_4, P_4} \frac{C_p}{T} dT + \frac{h_{fg}}{T_4} \quad (2.2)$$

$$s_4 - s_1 = \bar{C}_{P,13} \ln\left(\frac{T_4}{T_1}\right) + \frac{h_{fg}}{T_4} \quad (2.3)$$

Çevrimden atılan ısı şuna eşittir:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f \dot{q}_c = \dot{m}_f ((s_5 - s_1) T_{ort}) \approx \dot{m}_f ((s_4 - s_1) T_{ort}) \quad (2.4)$$

T_{ort} , türbin çıkış sıcaklığı ve kondenser sıcaklıklarının ortalamasını belirtir. Net iş çıkışı:

$$\dot{W}_{net} = \dot{m}_f \dot{w}_{net} = \dot{m}_f (\dot{q}_g - \dot{q}_c) \eta_t \quad (2.5)$$

$$\dot{W}_{net} = \eta_t \dot{m}_f \left\{ \bar{C}_{P,13} (T_4 - T_1) + h_{fg} - \left(\bar{C}_{P,13} \ln\left(\frac{T_4}{T_1}\right) + \frac{h_{fg}}{T_4} \right) T_{ort} \right\} \quad (2.6)$$

η_t , izantropik türbin verimini gösterir. Çevrimin ısı verimi η_{th} şöyle tanımlanır:

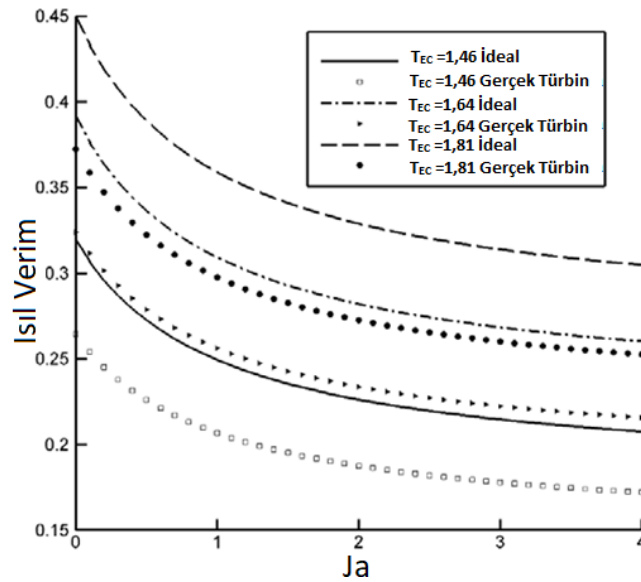
$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_g} \quad (2.7)$$

$$\eta_{th} = \dot{W}_{net} / \dot{Q}_g = \eta_t \frac{Ja + 1 - \frac{T_{eq,c}}{T_1} \left(\frac{Ja \ln(T_{EC})}{T_{EC}^{-1}} + \frac{1}{T_{EC}} \right)}{Ja + 1} \quad (2.8)$$

Burada:

$$Ja = \frac{\bar{C}_{P,13}(T_4 - T_1)}{h_{fg}}, \quad T_{EC} = \frac{\text{Evaporatör sıcaklığı}}{\text{Kondenser sıcaklığı}} = \frac{T_4}{T_1} \quad (2.9)$$

Jakob sayısı; duyulur ısıнын sıvı-buhar faz değişimi sırasında gizli ısıya oranıdır. Islak ve izantropik akışkanlar için $\left(\frac{T_{ort}}{T_1}\right) \approx 1$ iken, kuru akışkanlar için ise oran 1'den büyüktür. Ancak akışkan çok kuru değilse, bu oran 1'e eşit olabilir. Islak, kuru ve izantropik akışkanların özellikleri ve tanımları 3. bölümde verilmektedir. Şekil 2.4, Jakob sayısı bakımından $\frac{T_{ort}}{T_1} = 1$ olarak ideal (izantropik) ve gerçek şartlarda türbin kullanan ORÇ için ısı verimi göstermektedir. Sonuçlar, Jakob sayısı arttıkça η_{th} 'ın azaldığını göstermektedir. Detaylar [70] te verilmiştir.



Şekil 2. 4 Jakob sayısı bakımından ideal ve gerçek türbini kullanan ORÇ için termal verimlilik

Kızdırılmış subkritik ORÇ (Şekil 2.3B) için, η_{th} ifadesini elde etme yöntemi benzerdir, fark ise kızdırmanın da hesaplanmasıdır. Çevrime verilen ısı girişi, duyulur ve gizli ısıyı içerir (2-4):

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_f \dot{q}_g = \dot{Q}_{24} \approx \dot{Q}_{14} = \dot{m}_f (\bar{C}_{P,ev} (T_{ev} - T_1) + h_{fg}) = \bar{C}_{P,34} (T_4 - T_{ev}) \quad (2.10)$$

Çevrimden atılan ısı şuna eşittir:

$$\dot{Q}_ç = \dot{m}_f \dot{q}_ç = \dot{m}_f ((s_5 - s_1) T_{ort}) \approx ((s_4 - s_1) T_{ort}) \quad (2.11)$$

Çalışma akışkanının 1 noktasından 4 noktasına entropi değişimi:

$$s_4 - s_1 = \bar{C}_{P,1ev} \ln \left(\frac{T_{ev}}{T_1} \right) + \bar{C}_{P,34} \ln \left(\frac{T_4}{T_{ev}} \right) + \frac{h_{fg}}{T_4} \quad (2.12)$$

Termal verimlilik şöyle tanımlanır:

$$\eta_{th} = \eta_t \frac{Ja + Ja_S + 1 - \frac{T_{eq,c}}{T_1} \left(\frac{Ja \ln(T_{EC})}{T_{EC}^{-1}} + \frac{Ja_S \ln \left(\frac{T_4}{T_1 T_{EC}} \right)}{\frac{T_4}{T_1} - T_{EC}} + \frac{1}{T_{EC}} \right)}{Ja + Ja_S + 1} \quad (2.13)$$

Ja , Jakob sayısı iken Ja_S kızdırma Jakob sayısıdır.

$$Ja = \frac{\bar{C}_{P,1ev} (T_{ev} - T_1)}{h_{fg}}, \quad Ja_S = \frac{\bar{C}_{P,34} (T_4 - T_{ev})}{h_{fg}} \quad (2.14)$$

Sonuçlar, Jakob sayısı ve kızdırma Jakob sayısı arttıkça ısı verimin azaldığını göstermektedir. Kızdırmanın uygulamadan kaldırılmasıyla, maksimum sıcaklık T_4 , buharlaşma sıcaklığına T_{ev} eşit olur. Böylece (2.13) eşitliği, (2.8)'e dönüşür ($Ja_S = 0$) Süperkritik çevrim için (Şekil 2.3c) benzer işlem, ısı verim ifadesini belirlemek amacıyla kullanılır, buradaki fark ise faz değişimi olmaması, dolayısıyla buharlaşma gizli ısının sıfıra eşit olmasıdır.

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_f \dot{q}_g = \dot{m}_f \dot{q}_{24} = \dot{m}_f \dot{q}_{14} = \dot{m}_f \bar{C}_{P,14} (T_4 - T_1) \quad (2.15)$$

$$\dot{Q}_ç = \dot{m}_f \dot{q}_ç = \dot{m}_f ((s_5 - s_1) T_{ort}) \approx \dot{m}_f ((s_4 - s_1) T_{ort}) \quad (2.16)$$

$$s_4 - s_1 = \bar{C}_{P,14} \ln \left(\frac{T_4}{T_1} \right) \quad (2.17)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{m}_f \dot{w}_{net} = \dot{m}_f (\dot{q}_g - \dot{q}_ç) \eta_t \quad (2.18)$$

$$\dot{W}_{net} = \eta_t \dot{m}_{wf} \bar{C}_{P,14} \left\{ (T_4 - T_1) - \ln\left(\frac{T_4}{T_1}\right) T_{ort} \right\} \quad (2.19)$$

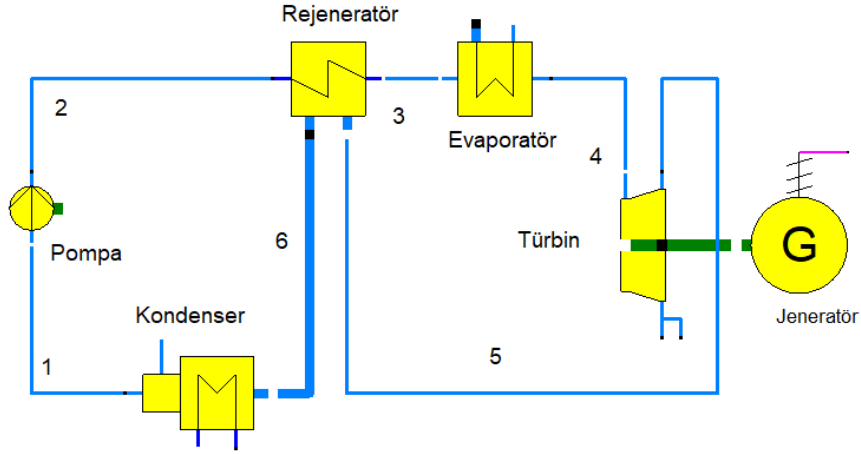
$$\eta_{th} = \eta_t \left(1 - \frac{\ln(T_{EC}) \frac{T_{ort}}{T_1}}{T_{EC}^{-1}} \right) \quad (2.20)$$

Süperkritik bölgede, termal verimlilik, maksimum (T_4) ve minimum sıcaklıkların (T_1) oranının bir fonksiyonudur. Bu oran arttıkça, çevrim verimliliği artar ($d\eta_{th}/dT_{EC} > 0$).

$$\frac{d\eta_{th}}{dT_{EC}} = \eta_t \frac{T_{ort}}{T_1 (T_{EC}^{-1})^2} \left(\frac{1}{T_{EC}} + \ln(T_{EC}) \right) > 0 \quad (2.21)$$

2.2.2 Rejeneratif ORÇ

Hem rejeneratif ORÇ hem de rejeneratif Rankine çevrimleri beş termodinamik işlem kullanır: evaporatör girişindeki basınç artışı, birincil eşanjörde buharlaşma, türbinde genişleme, yoğunlaştırma ve türbin çıkışı ile pompa çıkışında ara buhar alma (rejenerasyon). Şekil 2.5, rejeneratif ORÇ'nin ana sistem bileşenlerini sunan bir gösterimdir: besleme pompası, evaporatör (birincil ısı eşanjörü), türbin, kondenser ve rejeneratör. Pompa, yüksek basınçta türbinden çıkan çalışma akışkanını ısıtabilmek için rejeneratöre iletir ve harici olarak sağlanan ısı kullanarak buharlaştırılmak üzere yaklaşık olarak sabit basınçlı çalışan evaporatöre gönderir. Bazı ORÇ tasarımları ayrıca türbinde genişlemeden önce çalışma akışkanını kızdırmak için bir kızdırıcı da kullanabilir. Türbinden çıkan düşük basınçlı ve düşük sıcaklıkta çalışan akışkan, rejeneratörde soğutulur ve doymuş sıvı (veya biraz alt soğutulmuş) durumuna ulaşmak için kondenserde yoğunlaştırılır. Kondenserden çıkan çalışma akışkanı, besleme pompasıyla basıncı arttırılarak çevrimini tamamlar.



Şekil 2. 5 Rejeneratif ORÇ'nin şematik gösterimi

Çevrim performansının analizi, borulardaki ve ısı eşanjörlerindeki sürtünme ve ısı kayıplarını göz ardı ederek, türbin ve besleme pompasını adyabatik varsayarak gerçekleştirilmiştir.

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_f(h_4 - h_3) \quad (2.22)$$

Net güç çıkışı:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_P = \dot{m}_f(h_4 - h_5 + h_1 - h_2) \quad (2.23)$$

Mükemmel gaz için (Bölüm 3.3'te tanımlanmıştır):

$$\dot{W}_{net} = \dot{m}_f C_p (T_4 - T_5 + T_1 - T_2) \quad (2.23a)$$

3 ve 5 numaralı noktalardaki sıcaklık şu şekilde hesaplanır:

$$T_3 = T_2 + (T_5 - T_6) \quad (2.24)$$

$$T_5 = T_6 + (T_5 - T_2)\varepsilon_{rej} \quad (2.25)$$

$$T_3 = T_2 + (T_5 - T_2)\varepsilon_{rej} \quad (2.26)$$

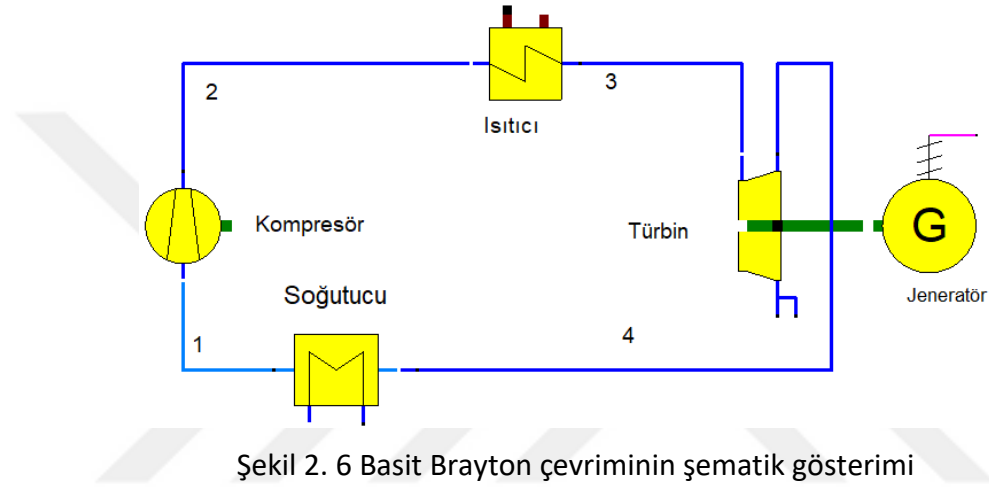
Burada ε_{rej} rejeneratör etkinliğini gösterir.

Çevrimin ısı verimi η_{th} şöyle tanımlanır:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_g} \quad (2.27)$$

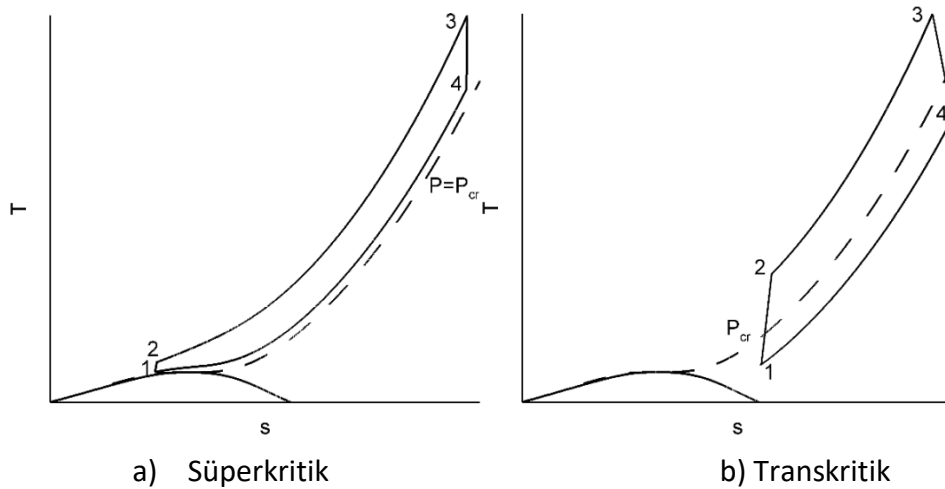
2.2.3 Basit Brayton Çevrimi

Şekil 2.6, basit Brayton çevriminin ana termodinamik süreçlerini ve bileşenlerini göstermektedir. 2 Noktasında kompresörden çıkan sıkıştırılmış çalışma akışkanı, ısıtıcı tarafından 3 noktasında yaklaşık sabit basınçta ısıtılır. Yüksek sıcaklık ve basınçtaki akışkanın türbinde genişletilmesiyle (3 noktasından 4 noktasına) mekanik iş üretilir. 4 noktasında türbinden düşük sıcaklık ve basınçta çıkan çalışma akışkanı, çevrimi tamamlamak için kompresörde 2 noktasına sıkıştırılmadan önce soğutucu tarafından soğutulur.



Şekil 2. 6 Basit Brayton çevriminin şematik gösterimi

Basit bir transkritik ve süperkritik Brayton çevriminin T-s diyagramları Şekil 2.7'de verilmektedir. Şekil 2.7a'da gösterildiği gibi, kompresör girişinin "sıvı benzeri" bölgede yer aldığı süperkritik çevrimin sıkıştırma işi, kompresör girişinin "gaz benzeri" bölgede olduğu durumla karşılaştırıldığında büyük ölçüde azaltılır (Şekil 2.7b).



Şekil 2. 7 Süperkritik ve transkritik Brayton çevrimlerinin T-s diyagramı

Çevrim performansının termodinamik analizi, borulardaki ve ısı eşanjörlerinde sürtünme ve ısı kayıplarını göz ardı ederek, türbin ve kompresörü adyabatik varsayarak gerçekleştirildi.

Basit Brayton çevrimindeki türbin işi şu şekilde belirlenebilir:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_f \int_{T_4}^{T_3} c_p(T) dT \quad (2.28)$$

T sıcaklık değerinin bir fonksiyonu olarak, $\dot{m}$ çalışma akışkanının kütle debisi ve $c_p(T)$ sabit basınçta gazın (çalışma akışkanının) özgül ısıdır. Helyum ve argon gibi tek atomlu gazlar için özgül ısı, sıcaklıktan bağımsız olduğundan, sabit olarak varsayıldı. Bununla birlikte, hava ve N₂ gibi iki atomlu gazlar ve CO₂ gibi üç atomlu gazlar için özgül ısı sıcaklıkla artmaktadır. Bu nedenle, aşağıdaki analizde, iki ve üç atomlu gazlar için c_p , $\bar{c}_p$ ile değiştirilmelidir. Böylece, (2.28) denklemi şu şekilde yazılabilir:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_f c_p (T_3 - T_4) \quad (2.29)$$

Mükemmel veya yarı mükemmel gazlar için, (2.29) eşitliği türbin ve kompresör arasındaki basınç oranı r_p ile ifade edilebilir [33].

$$r_p = \frac{P_3}{P_4} = \frac{P_{maks}}{P_{min}} \quad (2.30)$$

Basınç oranı r_p türbin boyunca mutlak sıcaklık oranını belirlemek için kullanılabilir:

$$\frac{T_3}{T_{4s}} = r_p^{(k-1)/k} \quad (2.31)$$

k, sabit basınçta ve sabit hacimde özgül ısıların oranı olarak tanımlanmaktadır.

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.32)$$

Gaz sabitini (R) özgül ısı değerlerinin bir fonksiyonu olarak ifade etmek şunları sağlar:

$$R = c_p - c_v \quad (2.33)$$

(2.29) ve (2.31) eşitlikleri, türbin güç çıkışı ifadesini elde etmek üzere birleştirilebilir:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_f \eta_T c_p T_3 \left(1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \right) \quad (2.34)$$

Burada η_T izantropik türbin verimidir.

Kompresör güç girişi için aynı yaklaşımı kullanmak aşağıdaki ifadeleri sağlar:

$$\dot{W}_C = \frac{\dot{m}_f c_p T_1}{\eta_c} (r_p^{(k-1)/k} - 1) \quad (2.35)$$

Burada η_c izantropik kompresör verimidir.

Çevrimin net iş oranı (güç) çıkışı:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_T - \dot{W}_C = \dot{m}_f c_p T_1 \left[\left(\eta_T \frac{T_3}{T_1} - \frac{r_p^{(k-1)/k}}{\eta_c} \right) \left(1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \right) \right] \quad (2.36)$$

Gerçek çevrimler için optimum basınç oranı, (2.36)'nın r_p 'ye göre türevini alarak ve sıfıra eşitlenerek bulunabilir.

$$\frac{d}{dr_p} (\dot{W}_{net}) = 0 \quad (2.37)$$

Optimum basınç oranı şöyle ifade edilebilir:

$$r_{popt} = \left(\eta_t \eta_c \frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \quad (2.38)$$

$k/2(k-1)$ miktarı k arttıkça azaldığından, sabit minimum ve maksimum çevrim sıcaklıkları için tek atomlu gazların (He gibi) optimum basınç oranı, genel olarak iki atomlu gazlardan (örneğin N_2 ve hava) ve üç atomlu gazlar (CO_2)'dan düşüktür [71].

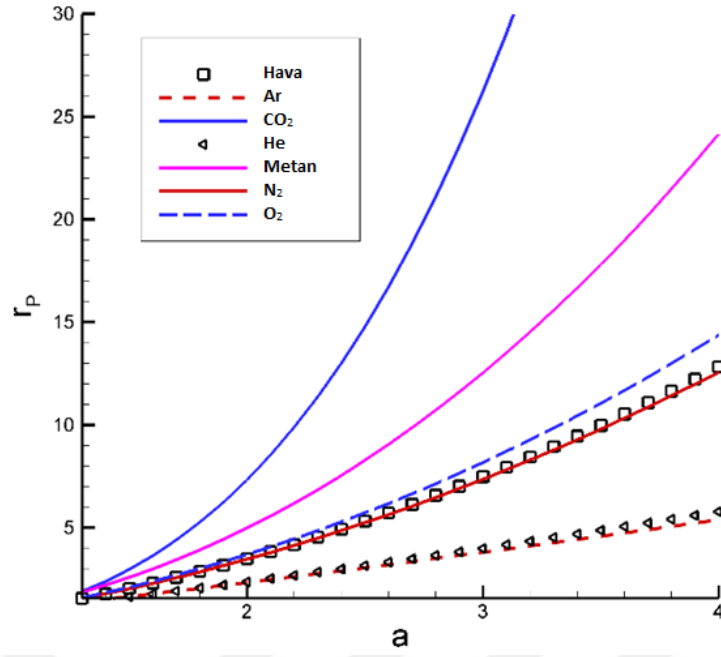
Gerçek gaz varsayımı için (2.38) şu şekilde yazılabilir:

$$r_{popt} = c_1 \left(\eta_t \eta_c \frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{kc_2}{2(k-1)}} = c_1 a^{\frac{kc_2}{2(k-1)}} \quad (2.39)$$

Burada "a" miktarı şöyle tanımlanır:

$$a = \eta_t \eta_c \frac{T_3}{T_1} \quad (2.40)$$

Şekil 2.8, farklı çalışma akışkanları için optimum basınç oranına göre simüle edilmiş (EP-13 ile hesaplanan) sonuçları göstermektedir. Farklı gerçek gazlar için c_1 ve c_2 sabitlerinin sayısal değerleri Çizelge 2.1'de verilmiştir.



Şekil 2. 8 Gerçek gazlar için optimum basınç oranları

Çizelge 2. 1 Gerçek gazlar için c_1 ve c_2 değerleri

Akışkan	c_1	c_2
O ₂	1,102	0,9658
Hava	1,0953	0,9516
N ₂	1,09494	0,9473
Metan	1,381265	0,8423
Ne	0,961943	1,0289
Kr	1,266174	0,8116
Ar	1,083395	0,9647
He	0,957433	1,0238
CO ₂	1,727543	0,8642

Şekil 2.8, analiz edilen tüm tek atomlu gazlar için optimum basınç oranı değerlerinin düşük olduğunu ve beklenildiği gibi yaklaşık olarak aynı olduğunu göstermektedir. Analiz edilen tüm gazların en yüksek değerine sahip olan CO₂'yi çalışma akışkanı olarak kullanan güç çevriminin, diğer çalışma akışkanlarına kıyasla çok daha yüksek optimum basınç oranıyla çalışması gerekir. Tüm çalışma akışkanları için, Brayton çevrimi performansının

geleneksel termodinamik analizi ile tutarlı olarak maksimum sıcaklık arttıkça optimum basınç oranı artar.

Çevrimin optimum basınç oranındaki net iş çıkışı, yani maksimum net iş çıkışı $\dot{W}_{net,max}$ şu şekilde ifade edilebilir:

$$\dot{W}_{net,max} = \frac{\dot{W}_{net,max}}{\dot{m}_f} = \frac{c_p}{\eta_c} [(\eta_c \eta_T T_3)^{0,5} - T_1^{0,5}]^2 \quad (2.41)$$

Basit Brayton Çevrimine ısı girişi:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_f c_p = \left[(T_3 - T_1) - \left(T_1 \frac{r_p^{(k-1)/k} - 1}{\eta_c} \right) \right] \quad (2.42)$$

Optimum basınç oranındaki özgül ısı girişi şöyle yazılabilir:

$$\dot{q}_{net,max} = \frac{\dot{Q}_{net,max}}{\dot{m}_f} = c_p \left[(T_3 - T_1) - \left(\frac{T_3 T_1 \eta_T}{\eta_c} \right)^{0,5} + \frac{T_1}{\eta_c} \right] \quad (2.43)$$

(2.41) ve (2.43) eşitlikleri birbirine bölünerek, Brayton çevriminin optimum basınç oranında ısı verimi şöyle ifade edilebilir:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net,max}}{\dot{Q}_{net,max}} = \frac{[(\eta_c \eta_T T_3)^{0,5} - T_1^{0,5}]^2}{(T_3 - T_1) - \left(\frac{T_3 T_1 \eta_T}{\eta_c} \right)^{0,5} + \frac{T_1}{\eta_c}} \quad (2.44)$$

(2.44) eşitliğine göre, Brayton çevriminin optimum basınç oranında ısı verimi, çalışma akışkanı özelliklerine bağlı değildir.

Optimum basınç oranında türbin ve kompresörün çıkış sıcaklıkları aşağıdakilerden belirlenebilir:

$$T_4 = \left[(1 - \eta_T) T_3 + \frac{T_3 \eta_T}{r_p^{(k-1)/k}} \right] \quad (2.45)$$

$$T_2 = \frac{(\eta_c \eta_T T_1 T_3)^{0,5} - T_1}{\eta_c} + T_1 \quad (2.46)$$

2.2.4 Rejeneratif Brayton Çevrimi

Brayton çevrimine çalışma akışkanının türüne (kuru, ıslak veya izantropik) bağlı olarak, türbin egzozundan ısıyı geri kazanmak ve böylece çevrim verimini arttırmak için

T_2 sıcaklığının T_4 sıcaklığına kıyasla daha düşük olması nedeniyle, rejeneratör olarak adlandırılan bir yüzey tipi ısı eşanjörü tarafından türbin egzoz gazları ile kompresörden atılan gazları ön ısıtmak için rejenerasyon kullanılır. Rejeneratör etkinliği ε_{rej} , gerçek ile maksimum sıcaklık farkının oranı olarak tanımlanır. Diğer bir deyişle:

Isıtıcı giriş sıcaklığı T_6 şöyle hesaplanabilir:

Soğutucu giriş sıcaklığı T_5 şöyle hesaplanabilir

Rejeneratif çevrime ısı girişi:

41

Çevrime rejenerasyon eklemek net iş çıkışını ve optimum basınç oranını değiştirmez, bu nedenle rejeneratif Brayton çevriminin optimum basınç oranında ısı verimi şöyle ifade edilebilir:

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,maks}}{\dot{Q}_{net,maks}} = \frac{[(\eta_c \eta_T T_3)^{0,5} - T_1^{0,5}]^2}{T_3 - T_2 - \varepsilon_{rej}(T_4 - T_2)} \quad (2.51)$$

(2.51) eşitliğine göre, optimum basınç oranında çalışma akışkanının özellikleri, rejeneratif Brayton çevriminin termal verimliliğini etkilemez.

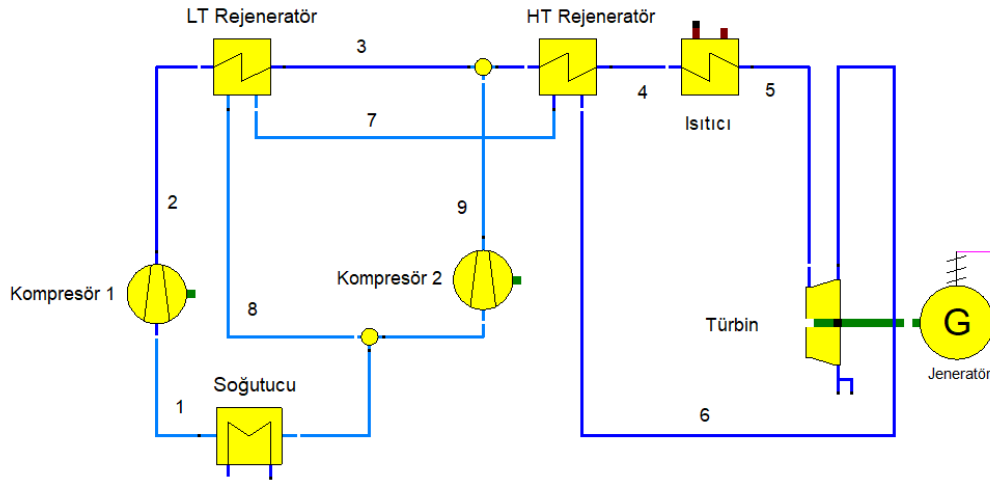
2.2.5 Rekompresyonlu Rejeneratif Brayton Çevrimi

Rekompresyonlu rejeneratif Brayton çevriminin (RRBÇ) termodinamik süreçleri ve bileşenleri, Şekil 2.10'da gösterilmiştir. RRBÇ'de, sıcak buharın bir kısmı (%20 ila %40) minimum çevrim sıcaklığına geri döner, geri kalan akış soğutucudan ayrılır ve yüksek sıcaklıktan maksimum çevrim basıncına tekrar sıkıştırılır [72]. C_p ile basıncın kritik CO_2 noktası yakınındaki yüksek varyasyonundan dolayı (bkz. Bölüm 3.3), tek ısı eşanjörünün kullanılması uygun olmayan kapasite oranı (C_R) nedeniyle reküperatörde bir kısma noktası¹ sınırlamasına neden olur [73]. Böylece, düşük sıcaklık (LT) reküperatöründen ayrılan akışı sıkıştırarak ve yüksek sıcaklık (HT) reküperatöründen dolaştırarak geri kazanım görevini bölüştürmek, kapasite oranını değiştirir ve kısma noktası sınırlamasını engeller. Bu nedenle, RRBÇ'nin daha iyi performans göstermesine neden olur. Ayrıca, her bir ısı eşanjörünün daha düşük ısı performans ihtiyacı, daha büyük kısma noktası ve daha uygun kapasite oranı ile birleştirildiğinde, daha küçük bir ısı eşanjörü kullanılması gerektiği sonucuna varılmaktadır.

Bu nedenle, çalışma akışkanı olarak süperkritik CO_2 'nin (sCO_2) kullanılması, esas olarak Brayton çevriminin tekrar sıkıştırılması ile ilgili araştırmaların odak noktası olmuştur. Kompresörün yoğunluğunun yüksek olduğu "sıvı benzeri" bölgede çalışması kompresör işini azaltır ve ısı verimi artırır. Rekompresyonlu çevrimde bir büyük ısı eşanjörü yerine iki daha küçük ısı eşanjörünün kullanılması, çevrim CO_2 kritik noktasına yakın çalıştığında

¹ Kısma noktası, ısı değiştiricideki iki akış arasındaki sıcaklık farkının minimum olduğu nokta olarak tanımlanır.

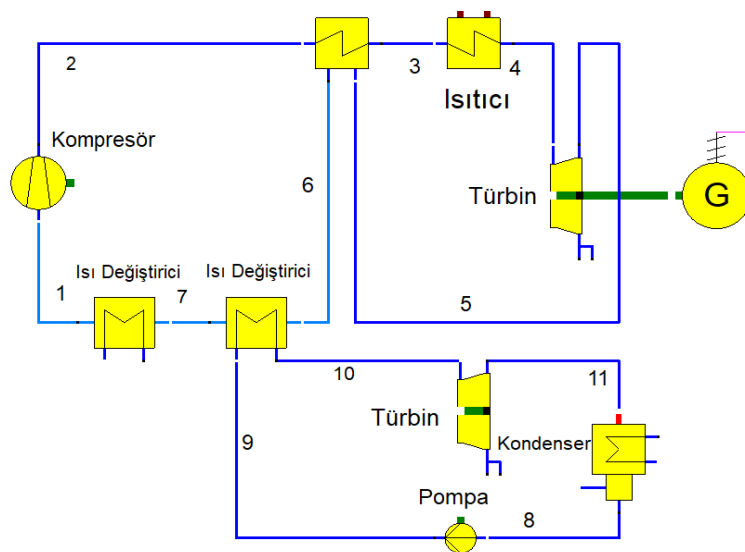
CO₂ çevriminin kararsızlığını önleyebilir. Fakat, 9 noktasında LT rejeneratörü ve rekompresör (Kompresör 2) karışımından atılan akışların basıncını eşlemek zordur.



Şekil 2. 10 Rekompresyonlu rejeneratif Brayton çevriminin şematik gösterimi

2.2.6 Kombine Brayton/ORÇ Çevrimi

Bir Kombine güç çevriminde, daha yüksek verimlilik ve güç çıkışı sağlamak için iki veya daha fazla termodinamik çevrim birleştirilir. Çalışma sıcaklığı aralığına göre, çevrimler üst ve alt çevrim olarak bölünür. Basit Brayton çevriminin egzoz sıcaklığı ORÇ için izin verilen maksimum çalışma sıcaklığından daha yüksektir, bu nedenle düşük egzoz sıcaklığına sahip rejeneratif Brayton çevriminin, kombine çevrimde bir üst çevrim olarak kullanılması gerekir. Kombine çevrimin ana bileşenleri Şekil 2.11'de gösterilmektedir.



Şekil 2. 11 Kombine Brayton/ORÇ Çevriminin şematik gösterimi

Kombine çevrimin termal verimliliği şöyle hesaplanabilir:

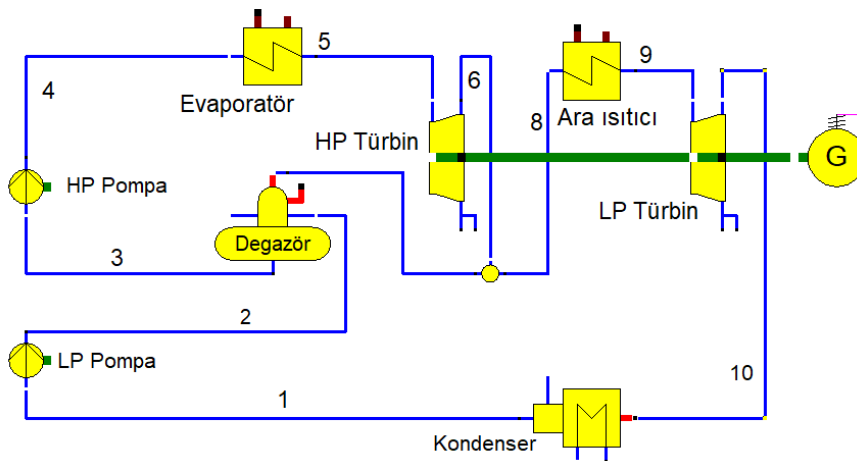
$$\eta_{kombine} = \frac{\dot{W}_{net,Brayton} + \dot{W}_{net,ORC}}{\dot{Q}_{in,Brayton}} = \eta_{th,Brayton} + A \quad (2.52)$$

(2.52) eşitliği, kombine çevrimlerin neden basit çevrimlere göre daha verimli olduğuna dair bir fikir verir. A değeri, Brayton (üst) çevrimi yerine kombine çevrimin kullanılmasıyla net güç nedeniyle termal verimdeki iyileşmeyi temsil eder. Daha sonra gösterileceği gibi, A miktarının değeri, ORÇ alt çevriminin kullandığı çalışma akışkanının seçimine bağlıdır.

2.2.7 Ara Isıtmalı Rejeneratif Rankine Çevrimi

Bu bölümde açıklanan Ara ısıtmalı rejeneratif Rankine çevrimi (ARRÇ), sekiz termodinamik süreç kullanır: pompa ile basınç artışı, evaporatörde buharlaştırma, yüksek basınçlı (HP) türbinde genleşme, bir ara ısıtıcıda ısı girişi, alçak basınçlı (LP) türbinde genleşme, yoğuşma, LP ve HP besleme pompalarını kullanarak kondenserden çıkan akışkanda basınç artışı, degazörde (açık besleme suyu ısıtıcısı) kazandan çıkan buharın ve pompadan çıkan suyun karıştırılması ve HP türbin egzozundan çıkan buharın enerjisi kullanılarak LP pompasından çıkan yoğuşturulmuş akışkana ön ısıtma uygulama (rejenerasyon).

ARRÇ'nin şematik gösterimi Şekil 2.12'de verilmiştir.



Şekil 2. 12 ARRÇ'nin Şematik Gösterimi

ÇALIŞMA AKIŞKANI ÖZELLİKLERİ

Bu bölümde, termofiziksel özellikler listelenmekte ve çalışma akışkanlarının farklı türleri sunulmaktadır. Ozon delme potansiyeli (ODP) veya küresel ısınma potansiyeli (GWP) gibi çevresel özellikler tartışılmaktadır.

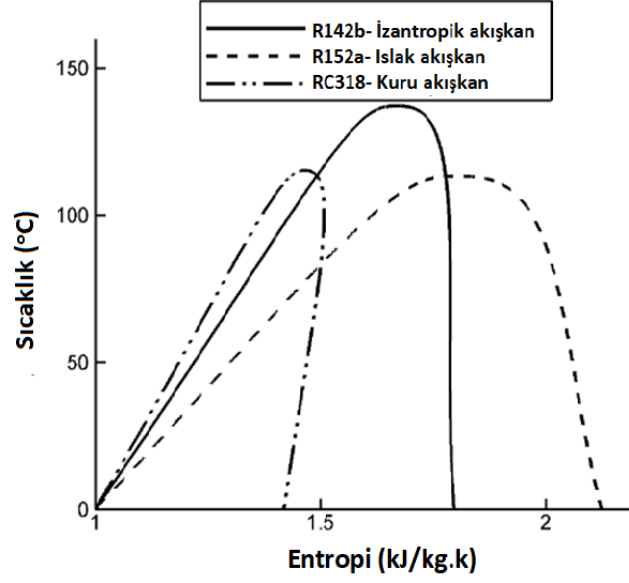
3.1 Çalışma Akışkanının Fiziksel Özellikleri

Bir ORÇ'de çalışma akışkanı seçiminin çevrim performansı üzerinde önemli bir etkisi vardır. En iyi çalışma akışkanını seçmek ve ORÇ'de seçim prosedürünü belirlemek için farklı çalışma akışkanları değerlendirilmiştir. T-s diyagramındaki doymuş buhar eğrisinin eğimine bağlı olarak, çalışma akışkanları üç ana kategoriye ayrılır: kuru, ıslak ve izantropik. Pozitif, negatif ve sonsuz eğim sırasıyla kuru, ıslak ve izantropik akışkanları belirtir. Şekil 3.1 T-s diyagramında üç tip çalışma akışkanının doyma eğrilerini göstermektedir. Doymuş buhar eğrisinin eğimi, bir ORÇ' de çalışma akışkanının en önemli termofiziksel özelliklerinden biridir ve ısı verim ve ekipman düzenlemesinde önemli bir etkiye sahiptir [74]. Türbin çıkışında izin verilen maksimum ıslaklığı korumak ve kanatlarda erozyon hasarını önlemek için, ıslak çalışma akışkanının türbin içindeki genişmeden önce kızdırılması gerekir. İzantropik akışkanlar için yapılan önceki çalışmalar, çevrim verimliliği ve türbin giriş sıcaklığı (TGS) arasında zayıf bir ilişki olduğunu göstermiştir [75]. Kuru akışkanlar için en yüksek çevrim verimi, türbin girişinde doymuş buhar koşullarının korunmasıyla sağlanır [46,76]. Kuru akışkanın kızdırılması, türbin güç çıkışı üzerinde önemli bir etkisi olmadan türbin çıkış sıcaklığını ve kondenser yükünü arttıracaktır.

Çalışma akışkanlarının fiziksel özellikleri ORÇ performansı üzerinde önemli bir rol oynar. Çizelge 3.1 bu çalışmada kullanılan çalışma akışkanlarının özelliklerini göstermektedir. Organik akışkanların, suya (21,8 MPa ve 374 °C) kıyasla çok daha düşük bir kritik basınç ve sıcaklığa sahip olduğu görülebilir.

Çizelge 3. 1 Basit ve rejeneratif bir ORÇ' de kullanılan çalışma akışkanlarının fiziksel, emniyet ve çevresel verileri [78]

		Fiziksel Özellikler				Çevresel Özellikler				
	Akışkan	Molar Kütle	T _{cr}	P _{cr}	Türü	GWP	ODP	Zehirlilik	Yanıcılık	Aşındırıcılık
1	RC318	200,4	115,25	2,77	Kuru	8200	0	Hayır	Hayır	Hayır
2	Bütan	58,125	151,99	3,79	Kuru	3	0	Hayır	Evet	Hayır
3	İzobütan	58,112	135,66	3,62	Kuru	3	0	Hayır	Evet	Hayır
4	Amonyak	17,03	132,25	11,33	Islak	0	0	Evet	Hayır	Evet
5	R11	137,37	197,96	4,40	İzantropik	4000	1	Hayır	Hayır	Hayır
6	R141b	116,95	204,35	4,21	İzantropik	600	0.11	Evet	Hayır	Hayır
7	R152a	66,051	113,26	4,51	Islak	140	0	Hayır	Evet	Hayır
8	R142b	100,5	137,11	4,05	İzantropik	1800	0.06	Evet	Evet	Hayır
9	R134a	102,03	101,06	4,05	Islak	1300	0	Hayır	Hayır	Hayır
10	R245fa	134,05	154,01	3,65	Kuru	1030	0	Hayır	Hayır	Hayır
11	R236ea	152,04	139,29	3,50	Kuru	9810	0	Hayır	Hayır	Hayır
12	R236fa	152,04	124,92	3,20	Kuru	1300	0	Hayır	Hayır	Hayır
13	Etanol	46,068	240,75	6,14	Islak	-	-	Hayır	Evet	Hayır
14	Metanol	32,042	239,45	8,10	Islak	-	-	Evet	Evet	Hayır
15	R12	120,91	111,97	4,13	İzantropik	1089	1	Hayır	Hayır	Hayır
16	Pentan	72,149	196,55	3,37	Kuru	5	0	Evet	Evet	Hayır
17	R227ea	170,03	101,75	2,92	Kuru	3220	0	Hayır	Hayır	Hayır
18	R123	152,93	183,68	3,66	Kuru	77	0.02	Evet	Hayır	Hayır
19	R22	86,468	96,145	4,99	Islak	1700	0.05	Hayır	Hayır	Hayır
20	R32	52,024	78,105	5,78	Islak	675	0	Hayır	Evet	Hayır
21	R113	187,38	214,06	3,39	Kuru	6130	1	Hayır	Hayır	Hayır
22	İzopentn	72,149	187,2	3,37	Kuru	5	0	Evet	Evet	Hayır
23	R114	170,92	145,68	3,25	Kuru	10.04	1	Hayır	Hayır	Hayır
24	n-Hekzan	86,18	234,45	3,02	Kuru	900	0	Evet	Evet	Hayır
25	R245ca	134,04	174,42	3,94	Kuru	693	0	Evet	Evet	Hayır



Şekil 3. 1 Islak, kuru ve izantropik akışkanların karşılaştırılması [74]

Kuru akışkanlar kullanan bir ORÇ'nin termal verimliliğini arttırmak amacıyla, kondenserde çalışma akışkanının sıcaklığını düşürmek için rejeneratör kullanılması oldukça yaygındır. Bölüm 2'de tartışıldığı gibi geri kazanılan ısı, buharlaştırıcıya giren ana akışkanın sıcaklığını arttırmak için kullanılır. Bu çevrim modifikasyonu, rejeneratif ORÇ olarak adlandırılır. Hung vd. [49] da bir rejeneratör uygulamasının, ıslak ve izantropik çalışma akışkanları kullanan ORÇ'ler için önemli bir termal verimlilik artışı (%2'ye kadar ile sonuçlanmadığını bildirmiştir. Bu nedenle, ıslak ve izantropik akışkanlar rejeneratif ORÇ için analiz edilmemiştir. Kuru akışkanlar ile kullanılan rejenerasyon, ısı verimi %9'dan daha fazla artırabilir.

Çizelge 3.1 rejeneratif ORÇ için araştırılan 14 kuru çalışma akışkanının özelliklerini göstermektedir. Çizelge 3.1' de listelenen ilk dokuz çalışma akışkanı, zehirleyici olmadıkları için rejeneratif ORÇ'de kullanılma potansiyeline sahiptir. Bütan ve izobütan yanıcılıklarına rağmen jeotermal çevrimlerde çalışma akışkanı olarak kullanılırlar; R113 ve R114, güçlü bir ozon delme potansiyeline sahip kloroflorokarbonlardır (CFC). Kalan beş kuru çalışma akışkanı yanıcı veya zehirleyicidir.

Çizelge 3.2 Brayton çevriminde kullanılan dokuz çalışma akışkanının özelliklerini göstermektedir. Çizelge 3.2'de görülebileceği gibi, kritik CO₂ sıcaklığı ortam sıcaklığına yakındır, bu nedenle CO₂ süperkritik durum altında kullanılabilir.

Çizelge 3. 2 Brayton Çevriminde kullanılan çalışma akışkanlarının fiziksel, emniyet ve çevresel özellikleri [78]

	Akışkan	Molar Kütle	T_{cr}	P_{cr}	GWP	ODP	Zehirlilik	Yanıcılık	Aşındırıcılık
1	O ₂	31,999	-118,57	5,04	0	0	Hayır	Evet	Hayır
2	Air	28,965	-140,62	3,78	0	0	Hayır	Hayır	Hayır
3	N ₂	28,013	-146,96	3,39	0	0	Hayır	Hayır	Hayır
4	Metan	16,043	-82,586	4,59	21	0	Hayır	Evet	Hayır
5	Ne	20,179	-228,66	2,67	0	0	Hayır	Hayır	Hayır
6	Kr	83,798	-63,67	5,52	0	0	Hayır	Hayır	Hayır
7	Ar	39,948	-122,46	4,86	0	0	Hayır	Hayır	Hayır
8	He	4,0026	-267,95	0,22	0	0	Hayır	Hayır	Hayır
9	CO ₂	44,010	30,978	7,37	100	0	Hayır	Hayır	Hayır

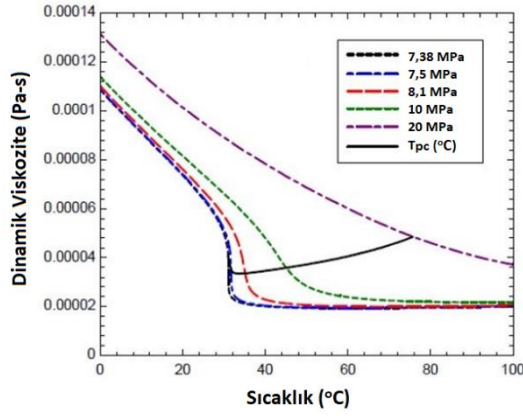
Çizelge 3.2' de listelenen tüm çalışma akışkanları bu çalışmada, çalışma akışkanlarının geniş bir termofiziksel özellikleri aralığında geçerli olan çevrimsel ısı verim ve iş çıkışı için korelasyonlar geliştirmek amacıyla tartışılmıştır.

3.2 Mükemmel, Yarı Mükemmel ve Gerçek Gazlar

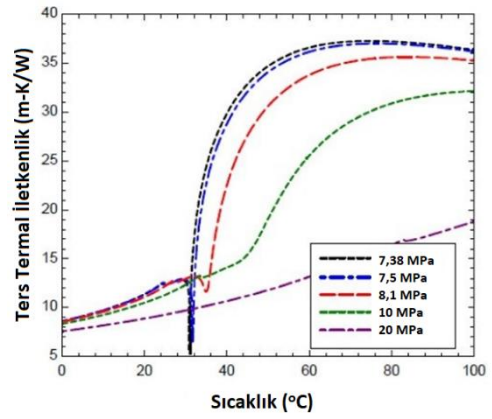
Bu çalışmada mükemmel bir gaz, sabit bir basınçta sabit özgül ısı kapasitesine (sıcaklıktan bağımsız) sahip bir gaz olarak tanımlanmıştır. Yarı mükemmel bir gazın özgül ısı kapasitesi, sabit bir basınçta sıcaklığın bir fonksiyonudur. Gerçek bir gazın özgül ısı kapasitesi hem sıcaklık hem de basıncın fonksiyonudur.

3.3 Süperkritik Akışkanlar: CO₂

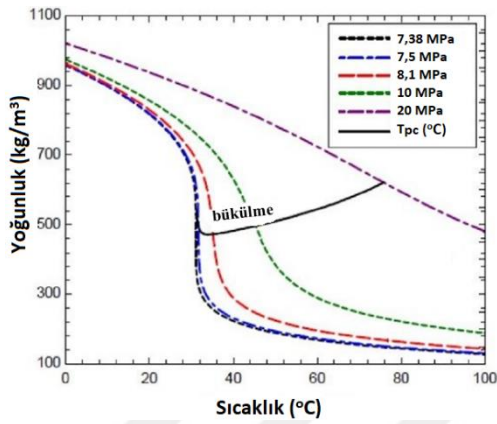
Süperkritik bir akışkanın özellikleri, gaz ve sıvıların özellikleri arasında değişir. Termofiziksel özelliklerde en büyük değişiklik kritik (c_r) veya sözde kritik (p_c) noktaların yakınında meydana gelir. Akışkanın sözde kritik sıcaklığı T_{pc} , akışkanın özgül ısı kapasitesinin maksimum değerine ulaştığı bir çizgi boyunca nokta olarak tanımlanır. Şekil 3.2, kritik noktaya yakın CO₂ özelliklerini göstermektedir. Verilerin gösterdiği gibi, kritik noktaya yakın akışkan özelliklerinde çarpıcı bir değişiklik vardır. Ayrıca özgül ısı kapasitesi ve CO₂'nin termal iletkenliği, akışkan kritik noktaya ulaştığında sonsuzluğa eğilim gösterir.



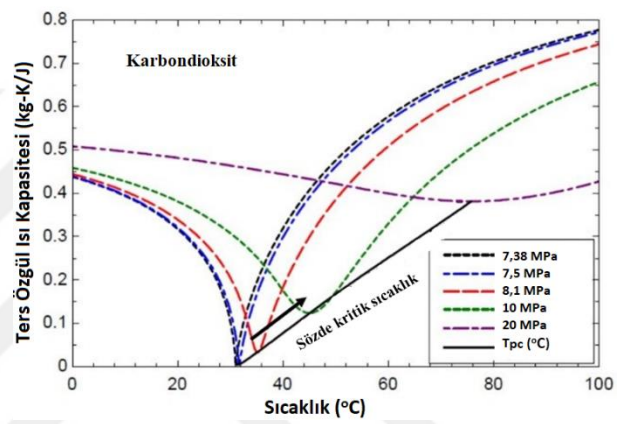
a) Viskozite - Sıcaklık



b) Ters termal iletkenlik – Sıcaklık



c) Yoğunluk – Sıcaklık



d) Ters özgül ısı kapasitesi – Sıcaklık

Şekil 3. 2 CO₂ özellikleri [74]

3.4 Çalışma Akışkanlarının Çevresel Özellikleri

Çizelge 3.1 ve 3.2, seçilen çalışma akışkanları için bazı çevresel ve güvenlik verilerini göstermektedir. Küresel ısınma potansiyeli (GWP), ozon delme potansiyeli (ODP), toksisite, yanıcılık ve aşındırıcılık, bu çalışmada dikkate alınan çalışma akışkanlarının özellikleridir. Çalışma akışkanının GWP'si, küresel ısınma üzerindeki etkisinin bir ölçüsüdür. Karbondioksit (CO₂), 1 GWP olarak belirlenmiştir. ODP'si sıfırdan yüksek olan çalışma akışkanları, Montreal ve Kyoto protokollerinin uyguladıkları kısıtlamalar nedeniyle elektrik üretimi uygulamaları için düşünülemez [77]. Çizelge 3.1 ve 3.2'deki özellikler “gestis” veri tabanından elde edilmiştir [78]. Çizelge 3.1'de görülebileceği gibi, toksisitesi, yanıcılığı ve aşındırıcılığı nedeniyle amonyak, enerji üretimi için iyi bir akışkan tercihi değildir.

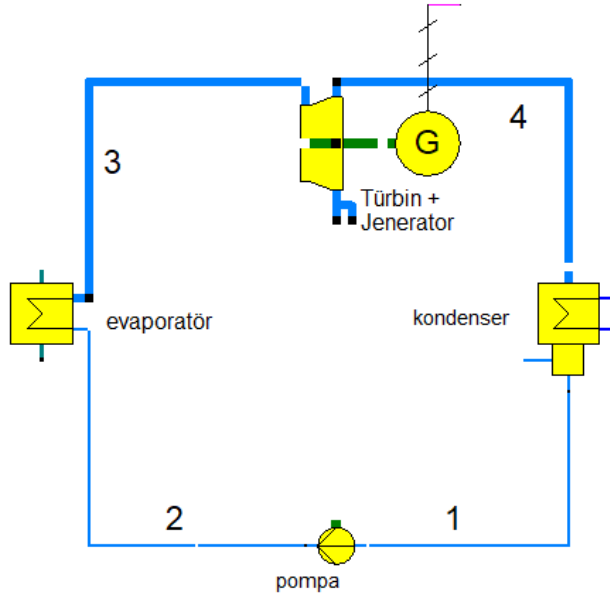
GEK SANTRALLERİ İÇİN ÇALIŞMA AKIŞKANI SEÇİMİ

Bir dizi seçilmiş çalışma akışkanı için GEK santraline uygun olan çok sayıda çevrim çalışma koşulu üzerinde gerçekleştirilen parametrik hesapların sonuçları Bölüm 4'te verilmiştir. Analiz, EP-13 modelleri kullanılarak ve sonuçların karşılaştırılmasıyla yapılmıştır. Çalışma akışkanlarının termofiziksel özelliklerinin çevrimin termodinamik performansı (verimlilik ve net iş çıkışı) üzerindeki etkisini belirlemek için Bölüm 2'de sunulan teorik termodinamik modellerin sonuçları kullanılmıştır. Simülasyon sonuçlarını ilişkilendirmek ve çevrimin ısı verimi, net iş çıkışı ve ilgili ısı işlem parametreleri açısından özgül ısı girişi için korelasyonlar geliştirmek amacıyla istatistiksel bir regresyon analizi kullanılmıştır. Belirlenen (seçilen veya verilen) çevrim çalışma koşullarında en iyi çalışma akışkanını/sıvılarını seçmek için kılavuz olarak analiz edilen güç çevrimlerinin performans haritaları geliştirilmiştir.

4.1 Basit ORÇ

4.1.1 Çalışma Koşullarının Basit ORÇ Performansı Üzerine Etkisi

Seçilmiş on iki çalışma akışkanı (Çizelge 3.1'de listelenen çalışma akışkanları 1 ila 12) için çeşitli çalışma koşullarında belirlenen basit bir ORÇ'nin termal verimliliği bu bölümde sunulmaktadır. Basit bir ORÇ'nin şematik gösterimi Şekil 4.1'de sunulmaktadır.



Şekil 4. 1 Basit ORÇ'nin şematik gösterimi

Hesaplamalarda kullanılan çevrim parametreleri Çizelge 4.1'de özetlenmiştir. Önceki çalışmalara göre [79,80], bu çevrimde kullanılan çalışma koşulları için, türbin giriş sıcaklığı (TGS) ile ısı kaynağı sıcaklığı arasındaki fark 5 °C ila 25 °C aralığındadır. Bu çalışmalara istinaden çevrim için sıcaklık farkı 10 °C seçilmiştir.

Çizelge 4. 1 Basit ORÇ parametreleri

Parametre	Değer
Minimum Sıcaklık T_1 (°C)	15
Maksimum Sıcaklık T_4 (°C)	50-250
Türbin izantropik verimi η_t (%)	0,85
Pompa izantropik verimi (%)	0,8
Evaporatör basınç düşüşü (bar)	0,05
Kütleli debi $\dot{m}_f$ (kg/s)	75
Jeneratör verimi (%)	0,975
Türbin mekanik verimi (%)	0,99
Minimum basınç (bar)	15 °C'de doyma basıncı

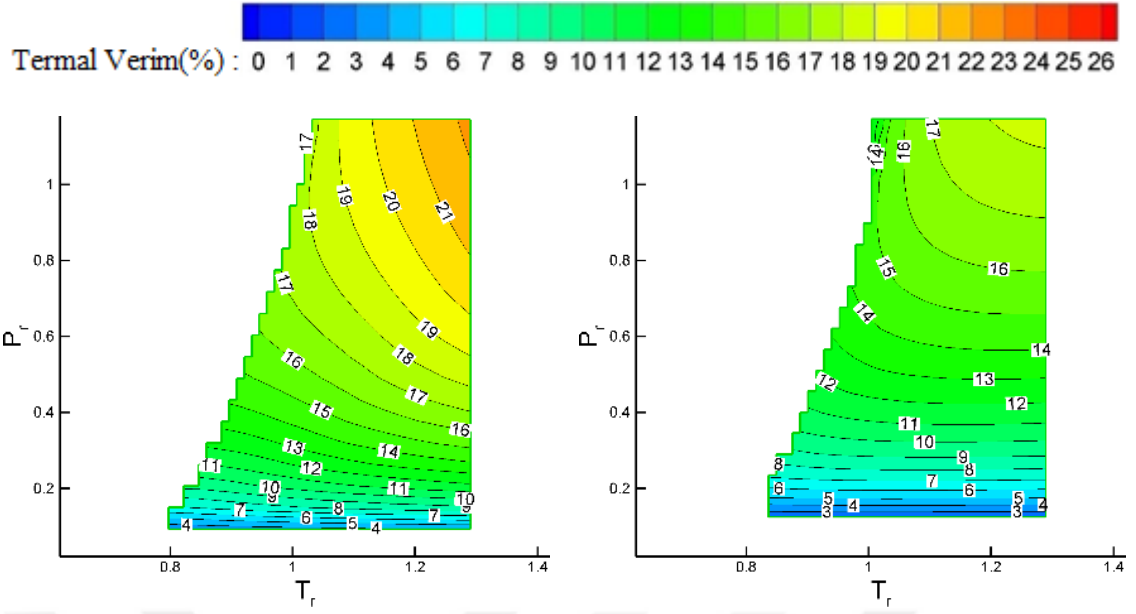
Çevrim çalışma koşullarının ve çalışma akışkanının basit bir ORÇ'nin termal verimliliği üzerindeki etkisi, Şekil 4.2'de sunulmaktadır. Kontur grafikleri, aşağıdaki eşitliklerle tanımlanan boyutsuz basınç (P_r) ve boyutsuz sıcaklık (T_r) parametrelerine göre çizilir:

$$P_r = \frac{P_{maks}}{P_{cr}} \quad , \quad T_r = \frac{T_{maks}}{T_{cr}} \quad (4.1)$$

Burada P_{cr} ve T_{cr} sırasıyla çalışma akışkanının kritik basıncı ve sıcaklığıdır.

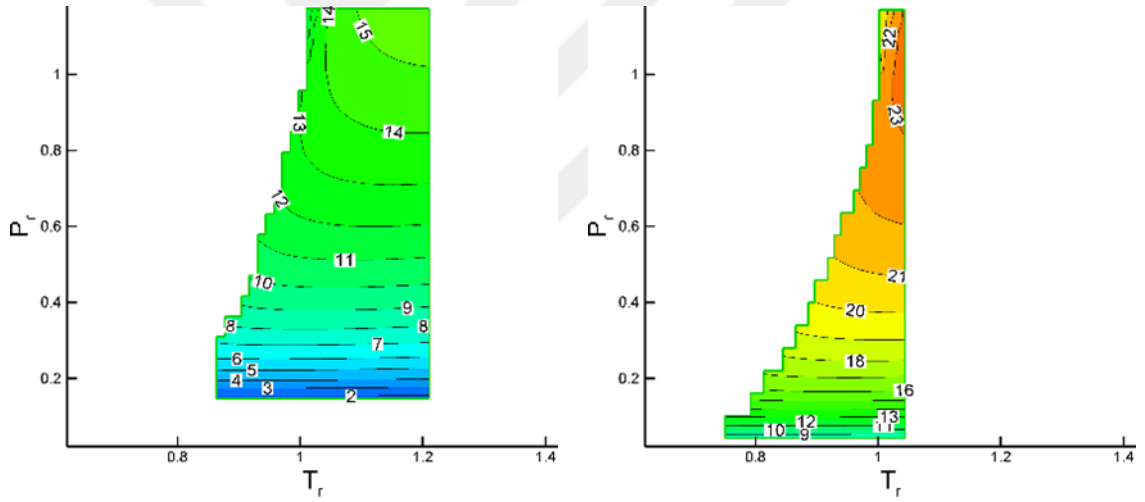
Islak çalışma akışkanları için (Amonyak, R152a ve R134a), $T_r = 0,8$ ila $1,3$ ve $P_r = 0,1$ ila $1,2$ arasında hesaplamalar yapılırken, izantropik akışkanlarda (R141b, R11 ve R142b) hesaplamalar $T_r = 0,7$ ila $1,15$ ve $P_r = 0,1$ ila $1,2$ için yapıldı. Kuru çalışma akışkanları (R236ea, R236fa ve R245fa), $T_r = 0,8$ ila $1,2$ ve $P_r = 0,1$ ila 1 aralığında ve $T_r = 0,8$ ila 1 ve $P_r = 0,1$ ila $0,8$ aralığında analiz edilmiştir. Sonuçların gösterdiği gibi, izantropik akışkanlar kuru ve ıslak çalışma akışkanlarına kıyasla daha yüksek termal verime sahiptir. İzantropik akışkan R11 en yüksek çevrim verimini verirken, kuru çalışma akışkanı R236fa en düşük verimi sağlar.

Basit bir ORÇ için analiz edilen tüm çalışma akışkanları arasında kuru akışkanlar RC318, R236ea ve R245fa en düşük termal verime sahiptir. Bu çalışmada analiz edilen P_{cr} ve T_{cr} aralığında bu çalışma akışkanları için maksimum η_{th} değeri %18'dir (Bütan en yüksek termal verime sahiptir). Örneğin, $T_1 = 14$ °C, $T_{ev} = 60$ °C ve $T_4 = 94$ °C'de, on iki çalışma akışkanı için belirlenen basit bir ORÇ'nin ısı verimi Çizelge 4.2'de sunulmaktadır. Sonuçların gösterdiği gibi, kuru çalışma akışkanları diğer çalışma akışkanlarına kıyasla en düşük verime sahiptir. Bu nedenle, yalnızca termal verim düşünüldüğünde, kuru çalışma akışkanları basit bir ORÇ (özellikle kızdırmalı subkritik ORÇ) için iyi bir seçim değildir.



a) Amonyak (ıslak akışkan)

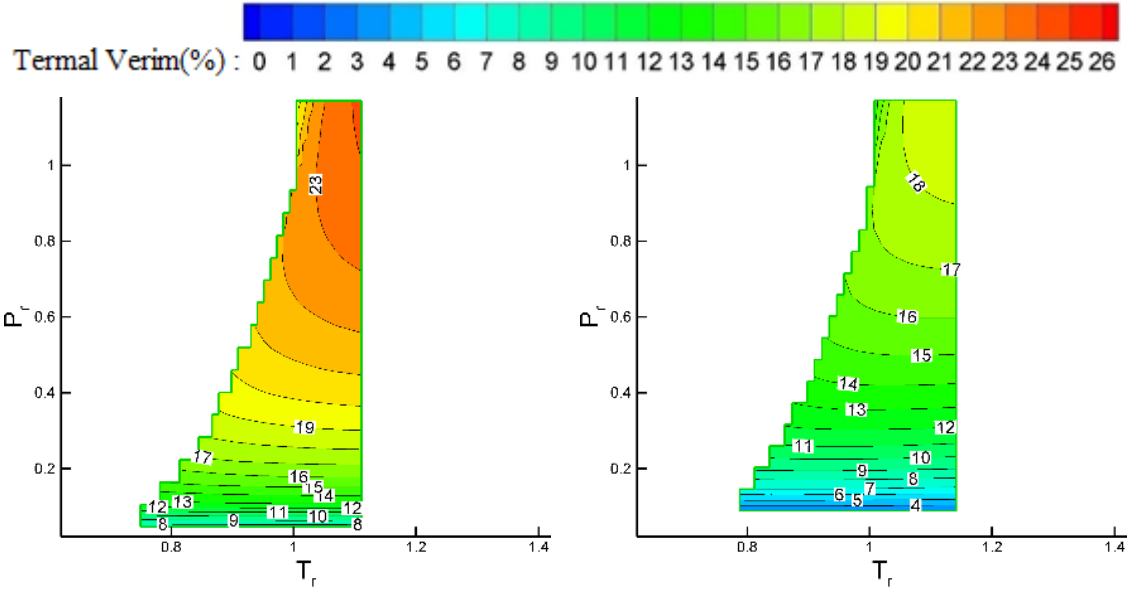
b) R152a (ıslak akışkan)



c) R134a (ıslak akışkan)

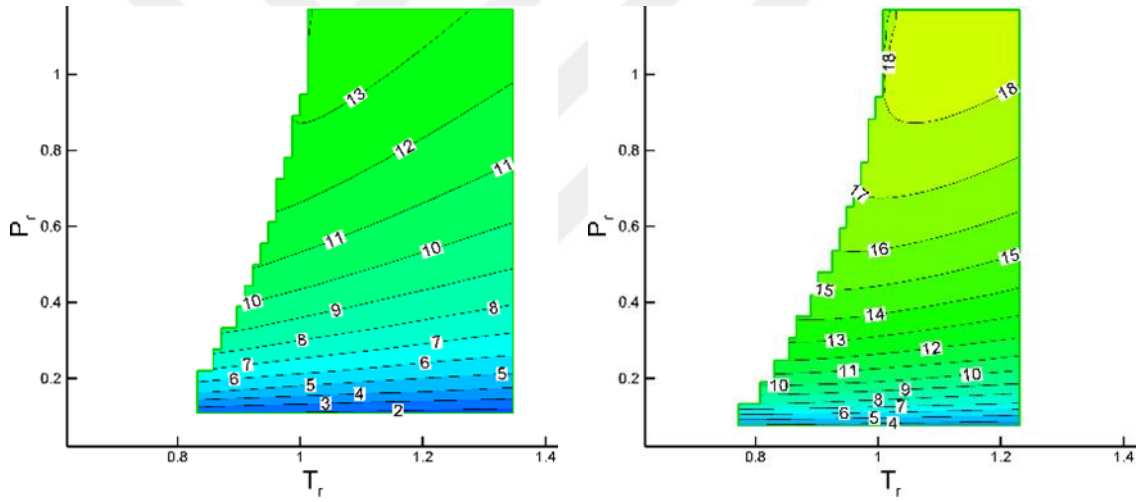
d) R141b (izantropik akışkan)

Şekil 4. 2 Basit bir ORÇ'de kullanılan çalışma akışkanları için termal verimlilik değerleri



e) R11 (izantropik akışkan)

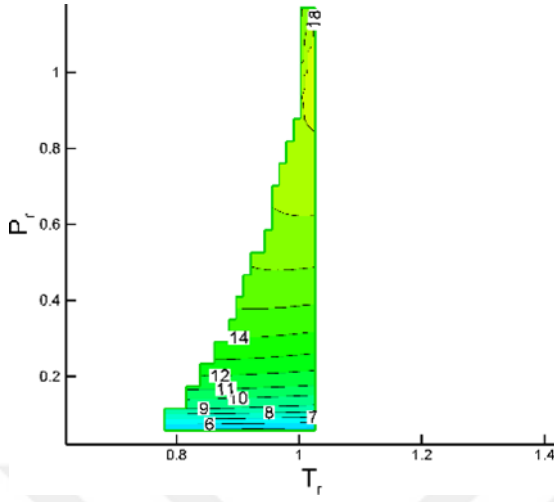
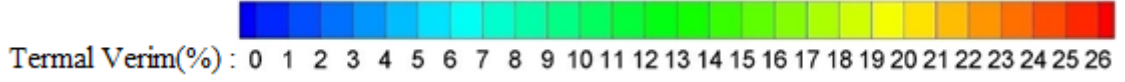
f) R142B (izantropik akışkan)



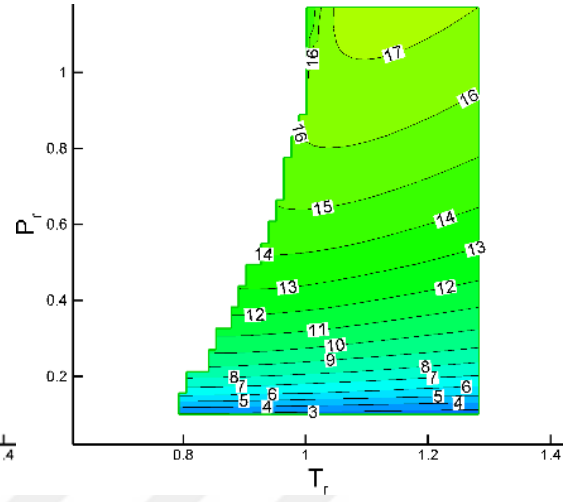
g) RC318 (kuru akışkan)

h) bütan (kuru akışkan)

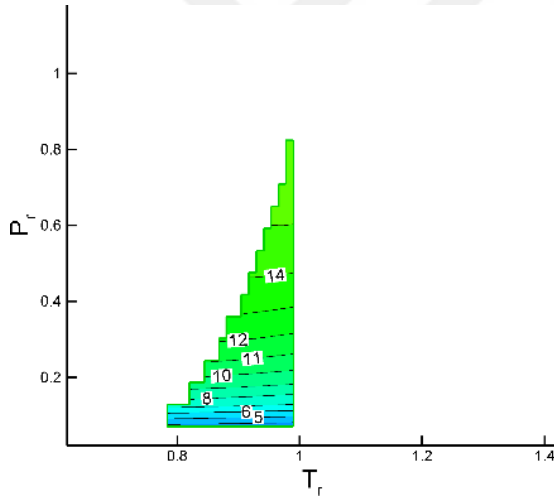
Şekil 4. 2 Basit bir ORÇ'de kullanılan çalışma akışkanları için termal verimlilik değerleri (devamı)



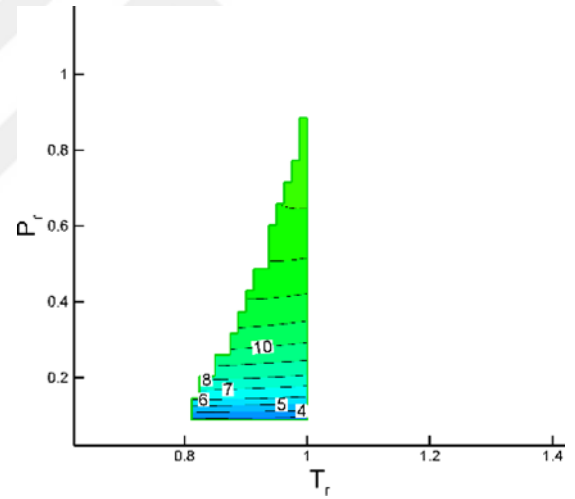
i) izobütan (kuru akışkan)



j) R236ea (kuru akışkan)



k) R245fa (kuru akışkan)



l) R236fa (kuru akışkan)

Şekil 4. 2 Basit bir ORÇ'de kullanılan çalışma akışkanları için termal verimlilik değerleri (devamı)

60 °C'nin altındaki maksimum çevrim sıcaklığı için basit bir ORÇ'nin ısı verimi, analiz edilen tüm çalışma akışkanları için %10'dan düşüktür, ıslak akışkan R134a, en iyi seçimdir ve %8,62 verim sağlar. 100 °C ila 250 °C aralığındaki maksimum sıcaklık için en yüksek verimi (R11 için %24) veren izantropik akışkanlar R11 ve R141b ile η_{th} oldukça yüksek bir değere çıkar.

Çizelge 4. 2 Kızdırmalı subkritik ORÇ için termal verimlilik

Çalışma akışkanı	Akışkan türü	Isıl verim (%)
Amonyak	Islak	10,35
R152a	Islak	10,30
R134a	Islak	9,90
R141b	İzantropik	10,45
R142b	İzantropik	10
R11	İzantropik	10,68
RC318	Kuru	8,50
Bütan	Kuru	9,76
İzobütan	Kuru	9,65
R236ea	Kuru	9,40
R245fa	Kuru	9,80
R236fa	Kuru	8,80

Islak ve izantropik akışkanlar için η_{th} , sabit maksimum basınçta maksimum sıcaklık (T_{maks} veya TGS) arttıkça artar. Kuru akışkanlar farklı bir davranış sergiler; çalışma koşullarına bağlı olarak kuru akışkanların ısı verimi T_{maks} arttıkça artabilir veya azalabilir. Örneğin, Şekil 4.2'de görülebileceği gibi, çalışma koşulları subkritik bölgedeyken, maksimum sıcaklık arttıkça bütanın ısı verimi düşer. Bununla birlikte, süperkritik bölgede başlangıçta termal verimlilik artar, maksimuma ulaşır ve sonra azalır. Analiz edilen kuru akışkanların çoğu için maksimum termal verimlilik kritik noktaya yakındır ($T_r = 1$). Ancak, EP-13 modelinde bazı kuru akışkanlar (örneğin R236ea) kritik sıcaklığın üzerindeki sıcaklıklar için kullanılamaz. Bu nedenle, Şekil 4.2'deki tüm kuru akışkanlar için η_{th} 'ın maksimum değeri gösterilmez.

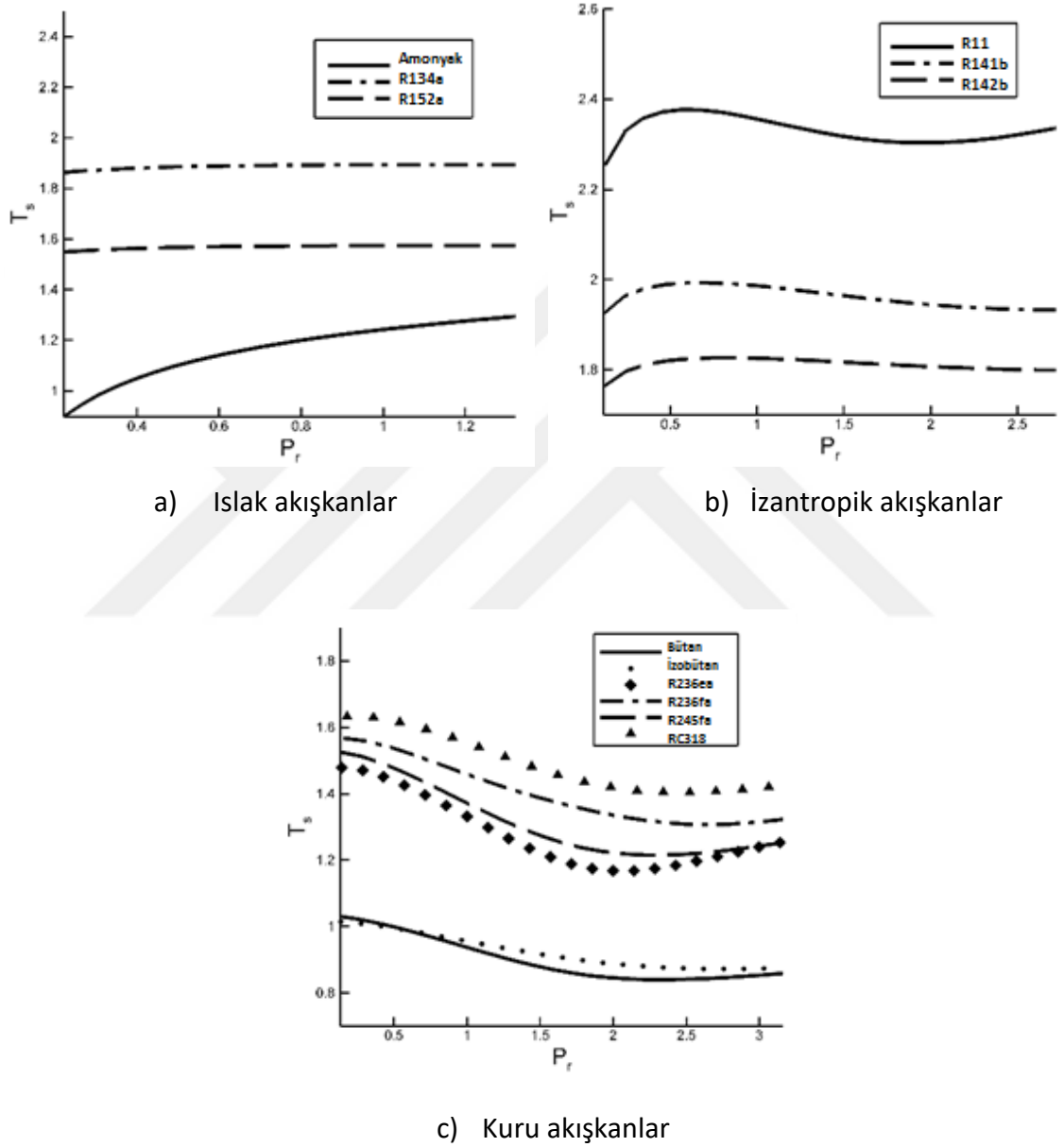
Farklı çalışma akışkanları için verimlilik eğilimlerindeki fark, T-s diyagramının kızdırılmış bölgesinde izobarik eğrilerin eğimi ile açıklanabilir. Eğim, yüksek basınçlı alanda düşük basınçlı alana göre daha dikse, maksimum sıcaklıktaki (T_{maks} , TGS) bir artış daha yüksek bir ısı verime neden olur [81]. T_s eğimi ikinci Gibbs denkleminde belirlenebilir [82]:

$$c_p = T \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_p \quad \left(\frac{\partial T}{\partial s} \right)_p = \frac{T}{c_p} \quad (4.2)$$

$$T_r = \frac{T}{T_{cr}} \quad s_r = \frac{s}{s_{cr}} \quad (4.3)$$

$$T_s = \left(\frac{\partial T_r}{\partial s_r} \right)_p = \frac{T}{c_p} \frac{s_{cr}}{T_{cr}} \quad (4.4)$$

Şekil 4.3 çalışma akışkanlarını boyutsuz basıncın (P_r) bir fonksiyonu olarak analiz etmek için (4.4) eşitliğinden hesaplanan T_s eğimini göstermektedir.



Şekil 4. 3 Çalışma akışkanları için izobarik eğrilerin T_s eğimi

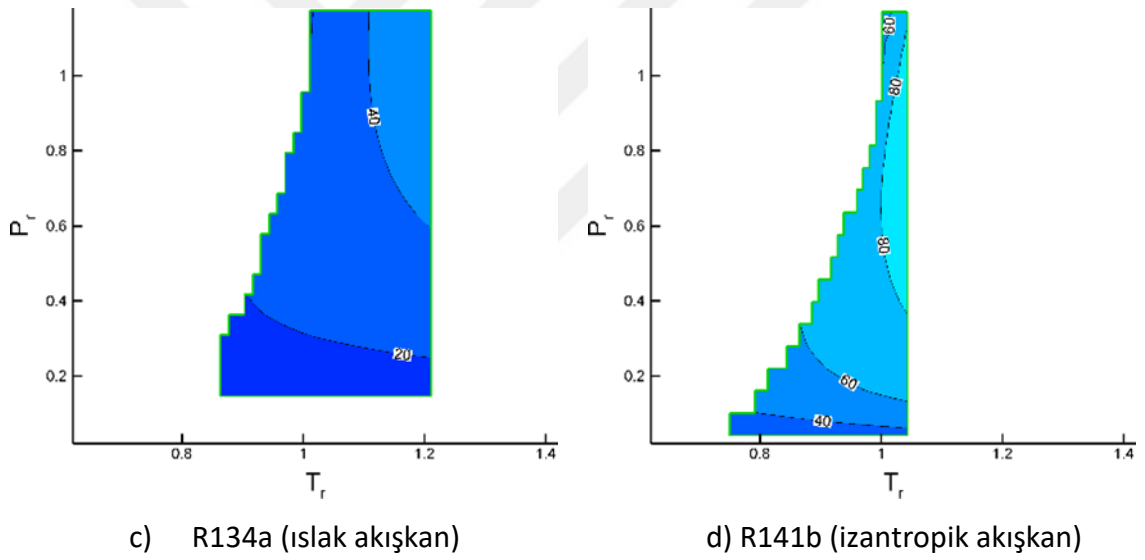
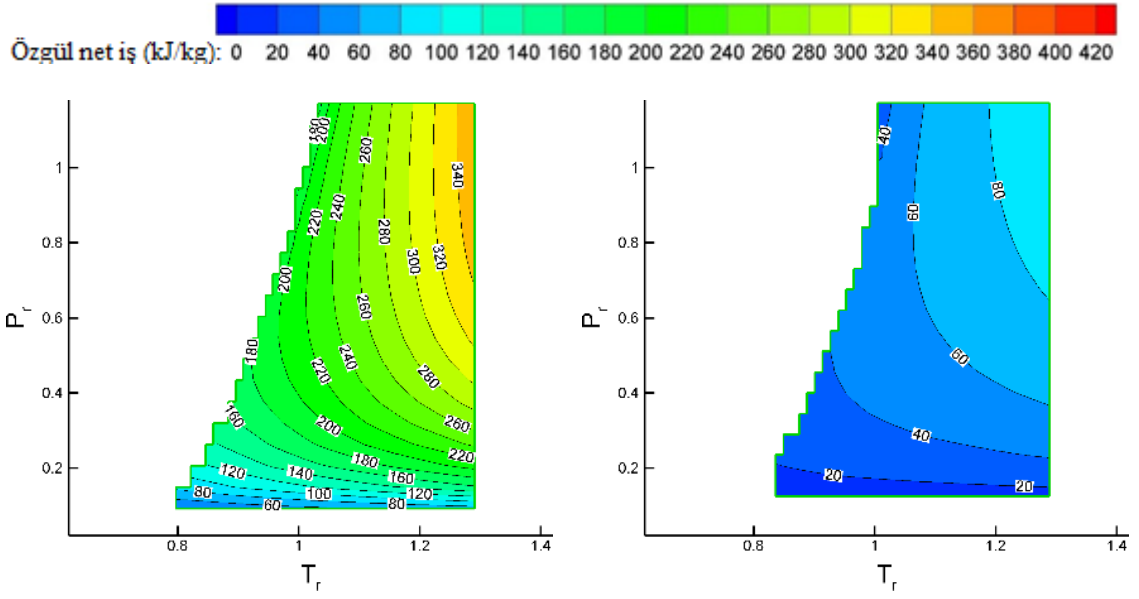
Islak akışkanlar için (Şekil 4.3a), basınç arttıkça eğim artar, fakat kritik basınçtan daha yüksek olan maksimum çevrim basıncı için, eğim neredeyse sabit hale gelir. Bu nedenle,

ıslak akışkanlar için sabit basınç çizgileri birbirinden uzaklaşır ve T_{maks} 'taki (TGS) bir artış, daha yüksek bir türbin gücü çıkışı ve dolayısıyla daha yüksek çevrim verimliliği sağlar.

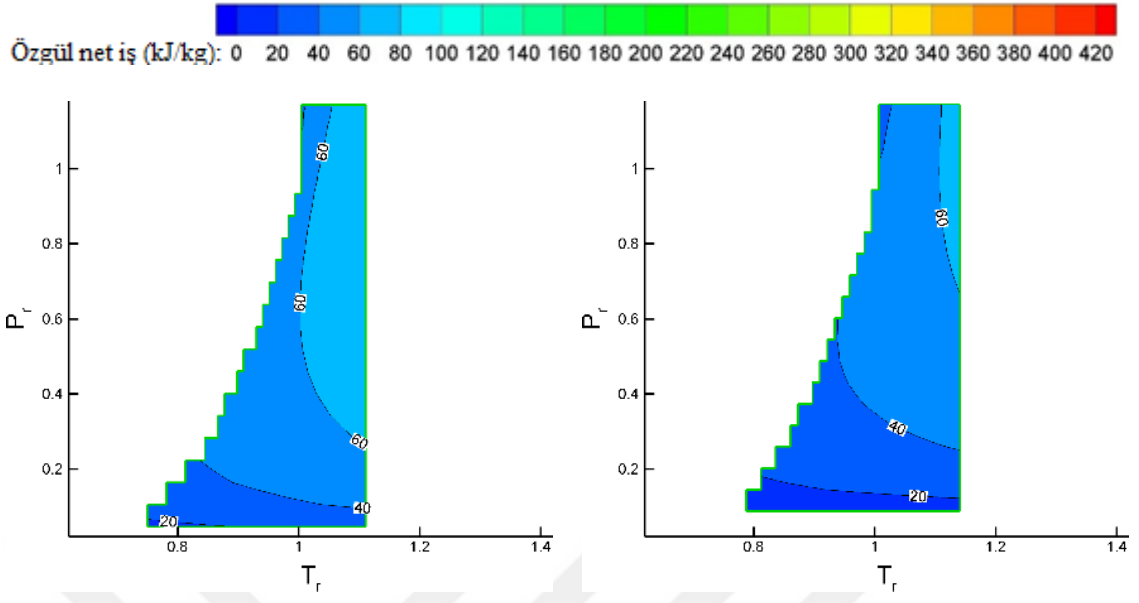
İzantropik akışkanlar için (Şekil 4.3b), kritik basıncın altındaki T_s eğimi maksimum, ardından yaklaşık olarak sabit eğim bölgesi vardır. Sonuç olarak çevrim termal verimliliği, maksimum çevrim sıcaklığı arttıkça yaklaşık olarak sabit kalır veya artar. Kuru akışkanlar için (Şekil 4.3c), P_{maks} arttıkça eğim azalır ve $P_r = 2$ civarında bir minimum değere ulaşır. Negatif eğim bölgesinde, izobarik eğriler birleşerek T_{maks} 'da bir artış ile ısı veriminde bir düşüşe neden olur. Çalışma koşulları aralığında dokuz çalışma akışkanı için belirlenen net iş çıkışı, Şekil 4.4'te sunulmaktadır.

ORÇ'nin alt çevrim olarak seçildiği güneş enerjisi veya jeotermal gibi birçok uygulamada, çevrimin güç çıkışı, termal verimliliğinden daha önemlidir. Sonuçların gösterdiği gibi, amonyağı çalışma akışkanı olarak kullanan ORÇ en yüksek özgül net iş çıkışına sahiptir. Ardından bütan ve izobütan gelir. 90 °C'nin altındaki TGS için, Bütan 63 kJ/kg'dan daha yüksek net iş çıkışı üretirken, 100 °C'nin üzerindeki TGS için bir amonyaklı ORÇ 125 kJ/kg ila 400 kJ/kg arasında net güç çıkışı üretir. 250 °C'de, amonyak ve RC318 kullanan ORÇ'nin özgül net iş çıkışı arasındaki fark 360 kJ/kg'dan yüksektir. Ancak, amonyak insanlar için zehirli olduğundan, bütan ve izobütan daha sıklıkla kullanılır.

Şekil 4.4'ten ve (2.6) eşitliğinden görülebileceği gibi amonyak ve bütan gibi daha yüksek C_p 'ye sahip çalışma akışkanları daha yüksek net iş çıkışı üretir.

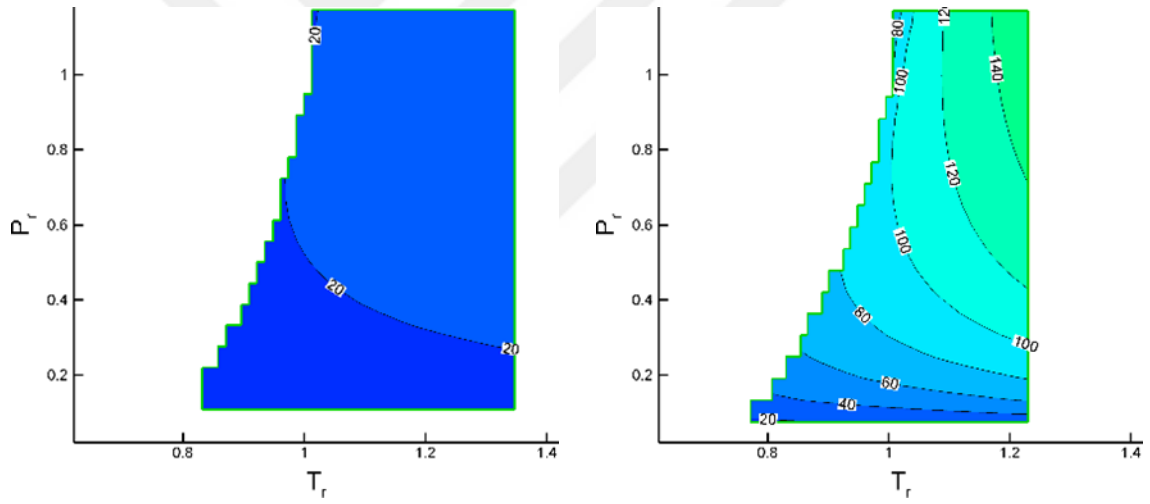


Şekil 4. 4 Analiz edilen çalışma akışkanları için özgül net iş değerleri



e) R11 (izantropik akışkan)

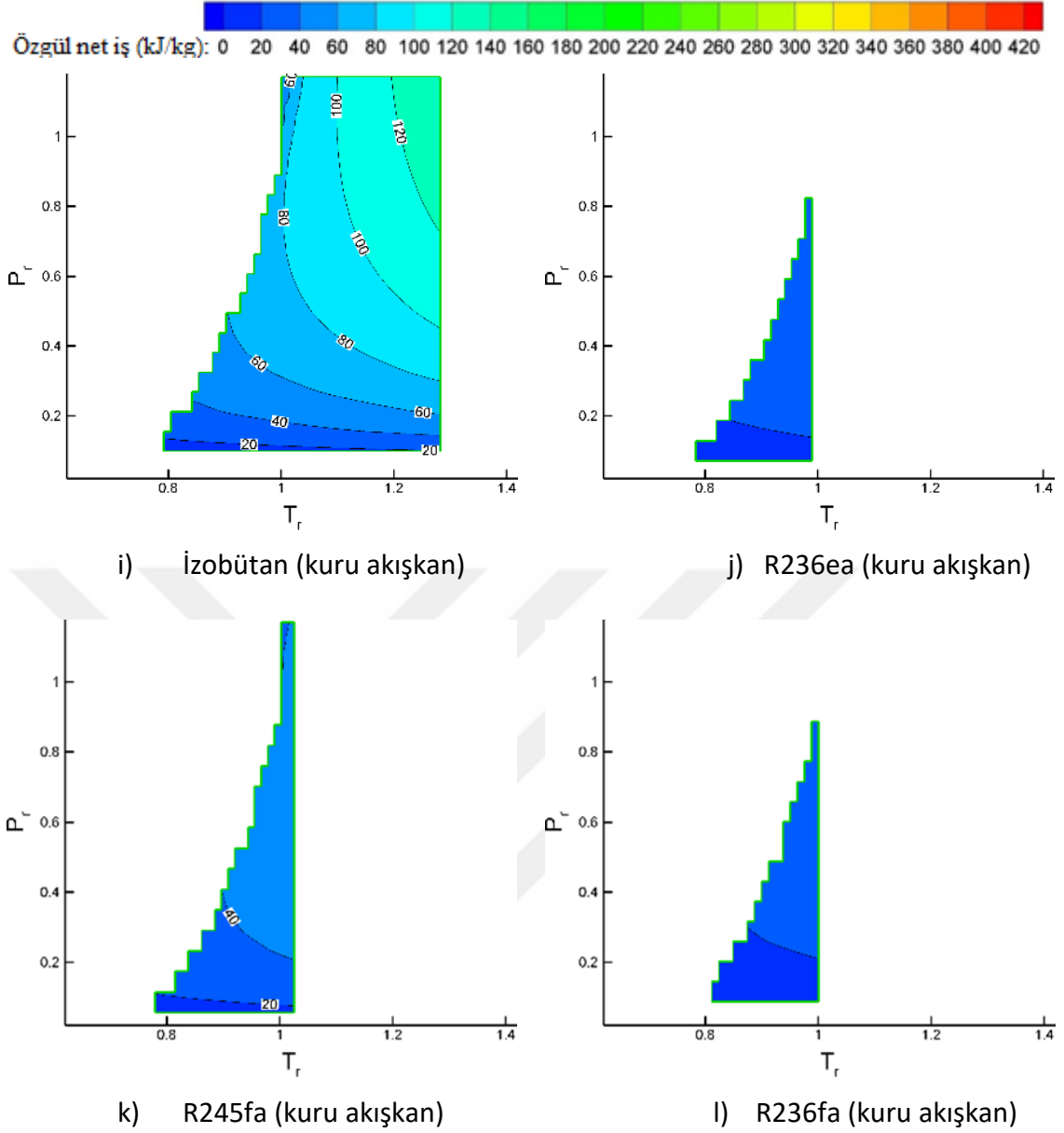
f) R142B (izantropik akışkan)



g) RC318 (kuru akışkan)

h) Bütan (kuru akışkan)

Şekil 4. 4 Analiz edilen çalışma akışkanları için özgül net iş değerleri (devamı)



Şekil 4. 4 Analiz edilen çalışma akışkanları için özgül net iş değerleri (devamı)

4.1.2 Basit ORÇ Verimi İçin Korelasyonlar

4.1.2.1 Kızdırmazsız Subkritik ORÇ

(2.8.) eşitliği tarafından sunulan kızdırmazsız, subkritik bir ORÇ için geliştirilen termal verimlilik ifadesine dayanarak, η_{th} Jakob sayısının (Ja) bir işlevidir.

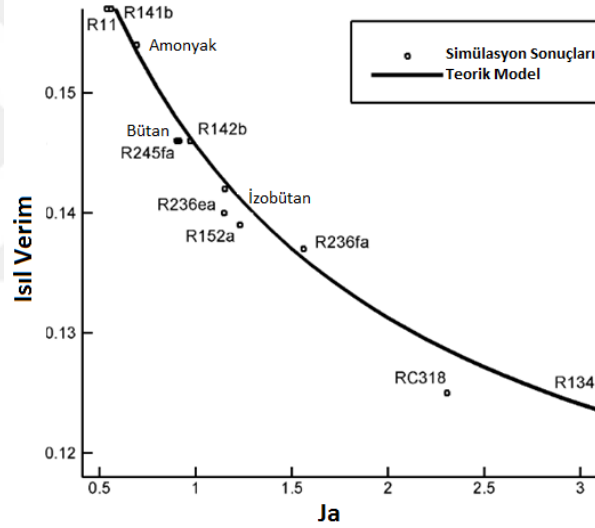
Sonuçların gösterdiği gibi, Ja arttıkça η_{th} azalır. Kuo vd. [83] te Ja'nın farklı çalışma akışkanlarıyla çalışan bir ORÇ'nin performansını karşılaştırmak için kullanılabileceğini gösterdi. Bununla birlikte, bu yaklaşım farklı çalışma koşullarında çalışan fakat aynı

çalışma akışkanını kullanan bir ORÇ için geçerli değildir. Bu nedenle, farklı çalışma koşulları hesabı için, Kuo ve ark. (FOM) olarak tanımlanan bir verim ölçüsünü önerdi:

$$FOM = Ja^{0,1} \left(\frac{1}{T_{EC}} \right)^{0,8} \quad (4.5)$$

Kuo'nun sonuçları, basit bir ORÇ'nin termal verimliliğinin FOM arttıkça azaldığını göstermektedir.

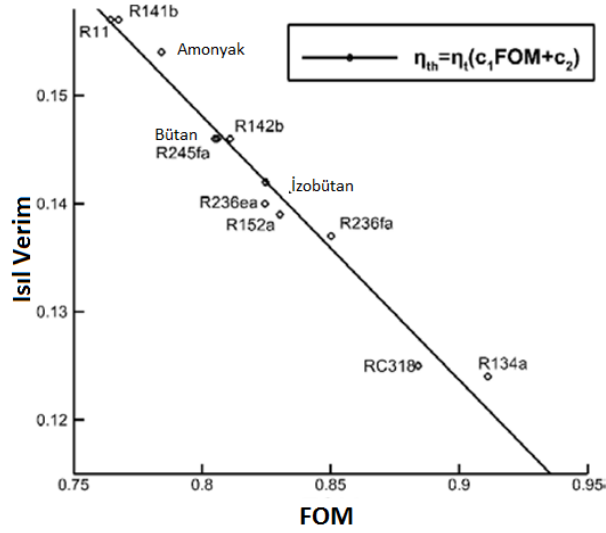
(2.8) eşitliğinden türetilen korelasyon ile $T_{EC} = 1,29$ ve $\eta_{th} = 0,85$ için EP-13 modellemesiyle gerçekleştirilen ORÇ performans simülasyonlarının sonuçları arasında bir karşılaştırma, termal verimin Jakob sayısının bir fonksiyonu olarak sunulduğu Şekil 4.5'de verilmiştir. Şekilde gösterildiği gibi, simülasyon sonuçları teorik model ile çok iyi bir uyum içindedir.



Şekil 4. 5 Kızdırmazsız subkritik ORÇ için Jakob sayısının bir fonksiyonu olarak termal verimlilik

Basit bir ORÇ'nin EBSILON Professional (EP-13) modeli kullanılarak hesaplanan termal verimliliği FOM'un bir fonksiyonu olarak Şekil 4.6'da sunulmaktadır. FOM ve η_{th} arasındaki doğrusal ilişki (4.6) eşitliği ile temsil edilebilir:

$$\eta_{th} = \eta_t(c_1 + FOM + c_2) \quad (4.6)$$



Şekil 4. 6 FOM'un bir fonksiyonu olarak kızdırmaz ORÇ'nin EP-13 modeli tarafından belirlenen termal verimliliği

c_1 ve c_2 katsayılarının sayısal değerlerini belirlemek için, 25 çalışma akışkanı (Çizelge 3.1'de listelenen), 31 farklı buharlaşma sıcaklığı değeri (40 °C ila 100 °C) ve 15 yoğuşma sıcaklığı değeri (2 °C ila 30 °C) toplamda 11.625 senaryo kullanılarak basit bir ORÇ performansı hesaplandı. c_1 ve c_2 katsayıları T_{EC} 'nin fonksiyonu olarak Şekil 4.7a ve 4.7b'de sunulmuştur. İstatistiksel regresyon analizi, c_1 ve c_2 katsayıları için aşağıdaki ikinci dereceden ilişkiyi verir:

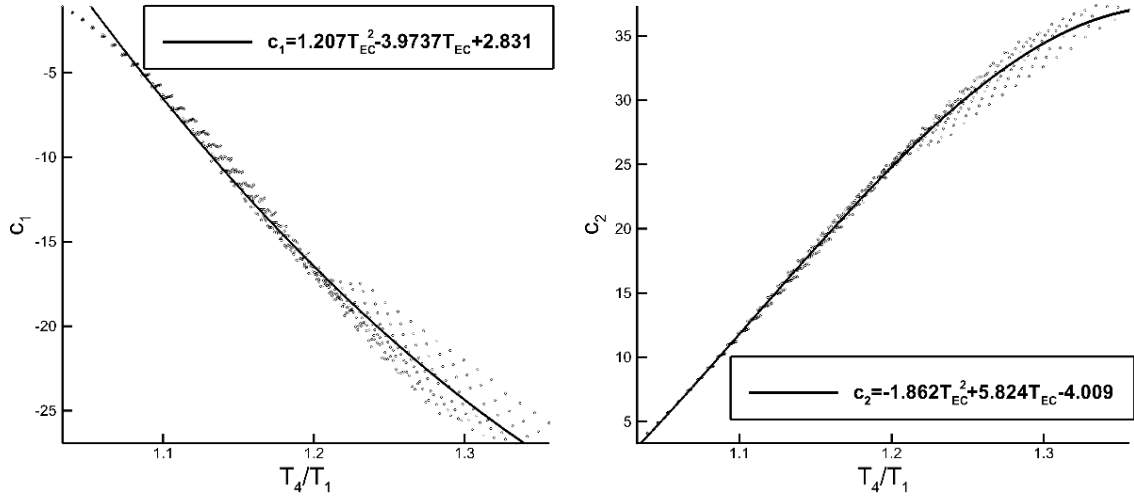
$$c_1 = 1,207T_{EC}^2 - 3,9737T_{EC} + 2,821 \quad (4.7)$$

$$c_2 = -1,862T_{EC}^2 - 5,824T_{EC} + 4,009 \quad (4.8)$$

Ortalama bağıl hata 0,010342'dir.

Benzer bir yaklaşımı takiben, kızdırmaz subkritik bir ORÇ'nin özgül ısı girişi için aşağıdaki ifade geliştirilmiştir:

$$\dot{q}_g = \frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_f} = h_{fg}(Ja + 1) \quad (4.9)$$



Şekil 4. 7 Kızdırmaz subkritik ORÇ için termal verim katsayıları

4.1.2.2 Kızdırmalı Subkritik ORÇ

Kuo vd. [83] te bir subkritik ORÇ'nin kızdırmaz durumda ısı verimi için bir ilişki geliştirmişlerdir. Bu çalışmada, subkritik bir ORÇ ile kızdırmalı ve transkritik bir ORÇ arasındaki ilişki incelenmiştir.

Kızdırmaz subkritik çevrim ile karşılaştırıldığında, kızdırılmış bir subkritik çevrimin termal verimliliği ek bir değişkenden etkilenir; kızdırma sıcaklığı. Bu ilave parametrenin etkisini dahil etmek için, senaryoların sayısı şu şekilde arttırıldı: 25 çalışma akışkanı (Çizelge 3.1'de listelenmiştir), 8 yoğunlaşma sıcaklığı (2 °C ila 30 °C), 11 buharlaşma sıcaklığı (40 °C ila 60 °C) ve 9 maksimum sıcaklık değeri (62 °C ila 94 °C) olarak toplamda 19.800 senaryo. Sonuçlara dayanarak istatistiksel regresyon analizi, kızdırılmış ORÇ'nin termal verimliliği için aşağıdaki ifadeyi verir:

$$\eta_{th} = \eta_t(c_1 Ja_t + c_2) \quad (4.10)$$

$$Ja_t = (Ja + k * Ja_s)^{1.45} \quad (4.11)$$

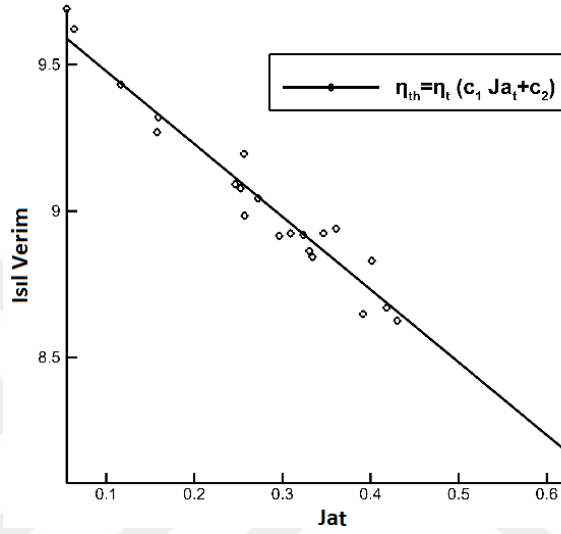
Islak ve izantropik akışkanlar için $k = 1$ iken, kuru akışkanlar için $k = 1,5$ 'dir. Şekil 4.8, geliştirilmiş Jakob sayısı Ja_t 'a göre termal verimliliği göstermektedir. Görüldüğü gibi, η_{th} ve Ja_t arasında doğrusal bir ilişki vardır. İstatistiksel regresyon analizi, c_1 , c_2 , c_{11} , c_{12} , c_{21} ve c_{22} katsayıları için T_1 , T_{ev} ve T_4 'ün işlevleri olarak aşağıdaki ifadeleri verir:

$$c_1 = \frac{\left(c_{11} * \frac{T_4}{T_1} + c_{12} + \left(\frac{T_{ev}}{T_1}\right)^{11}\right)}{82,875 \left(\frac{T_4}{T_{ev}}\right)^{1,46T_{ev}-41,9199}}, \quad c_2 = \frac{\left(c_{21} * \frac{T_4}{T_1} + c_{22} + \left(\frac{T_{ev}}{T_1}\right)^{0,1}\right)}{82,875 \left(\frac{T_4}{T_{ev}}\right)^{-0,44}} \quad (4.12)$$

$$c_{11} = -0,5195T_1 + 121,44, \quad c_{12} = 0,5953T_1 - 146,88 \quad (4.13)$$

$$c_{21} = -0,5157T_1 + 225,92, \quad c_{22} = 0,5179T_1 - 243,95 \quad (4.14)$$

0,0399 ortalama bağıl hata ile hesaplama yapılmıştır.



Şekil 4. 8 Geliştirilmiş Jakob numarası Ja_t 'a göre basit bir ORÇ'nin termal verimliliği

Elde edilen sonuçlara dayanarak ve termal verim ile benzer bir yaklaşımı takiben, kızdırılmış subkritik ORÇ'nin özgül ısı girişi için aşağıdaki ifade verilmiştir:

$$\dot{q}_g = \frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_f} = h_{fg}(Ja + Ja_s + 1) \quad (4.15)$$

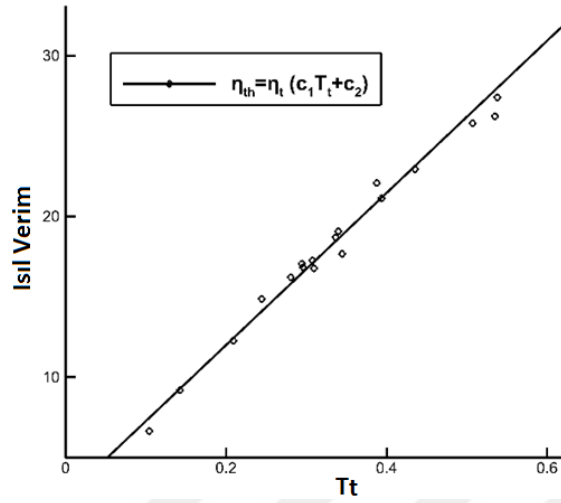
4.1.2.3 Transkritik ORÇ

Şekil 4.2'den görülebileceği gibi, $P_r > 1$ için termal verim yaklaşık olarak sabit kalır. Böylece, transkritik bir çevrim için, $P_r = 1$ varsayılır. Şekil 4.9 ve (4.16) eşitliğinde gösterildiği gibi, analiz edilen çalışma akışkanlarının kritik noktasında ısı verim boyutsuz sıcaklığın (T_t) doğrusal bir fonksiyonudur. Termal verim ve boyutsuz sıcaklık (T_t) arasındaki korelasyon aşağıdaki şekildedir:

$$\eta_{th} = \eta_t(c_1 T_t + c_2) \quad (4.16)$$

Boyutsuz sıcaklık T_t şöyle tanımlanır:

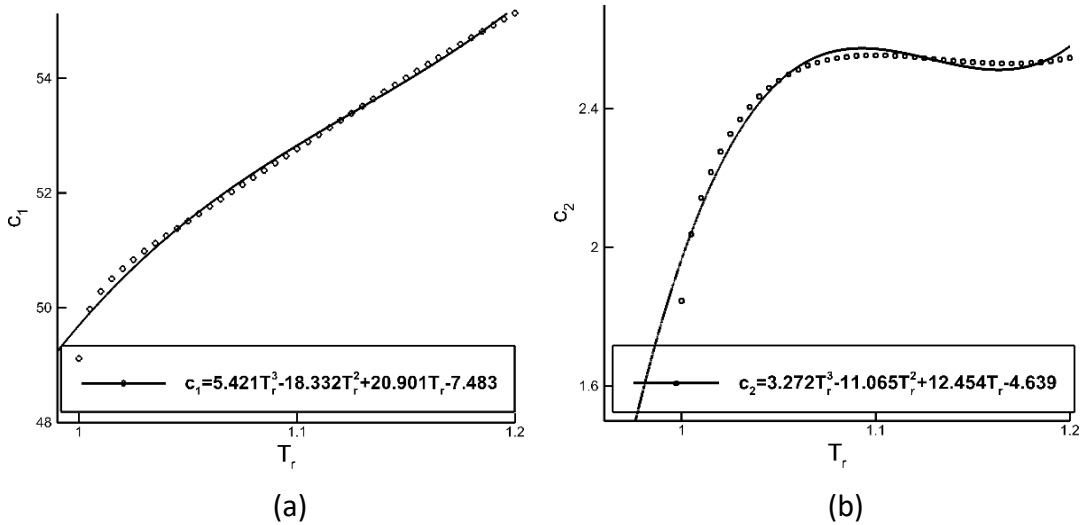
$$T_t = \ln(T_{EC}) - 0.8 * k(T_r - 1) \quad (4.17)$$



Şekil 4. 9 Transkritik bir çevrim için T_t 'nin bir fonksiyonu olarak termal verimlilik k sabiti kızdırılmış senaryodaki subkritik ORÇ ile aynı değerdedir. Toplam 15.375 senaryo kapsamında 25 çalışma akışkanı (Çizelge 3.1'de listelenen), 41 T_r (1 ila 1,2) ve 15 yoğunlaşma sıcaklığı (2 °C ila 30 °C) değeri için termal verim hesaplamaları yapılmıştır. Şekil 4.10'da gösterildiği gibi, c_1 ve c_2 , aşağıdaki üçüncü dereceden polinomlarla ifade edilebilen T_r 'nin fonksiyonudur:

$$c_1 = 5,421T_r^3 - 18,332T_r^2 + 20,901T_r - 7,483 \quad (4.18)$$

$$c_2 = 3,272T_r^3 - 11,065T_r^2 + 12,454T_r - 4,639 \quad (4.19)$$



Şekil 4. 10 Transkritik bir ORÇ için termal verim korelasyonundaki katsayılar

Elde edilen sonuçlara dayanarak ve istatistiksel regresyon analizi kullanılarak, kızdırmalı transkritik bir ORÇ'nin özgül ısı girişi için aşağıdaki ifade verilmiştir:

$$\dot{q}_g = \frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_f} = c_{p14}(T_4 - T_1) \quad (4.20)$$

Tüm basit ORÇ türleri için toplam net iş çıkışı şu şekilde hesaplanabilir:

$$\dot{W}_{net} = \eta_{th} \dot{Q}_g \quad (4.21)$$

4.1.3 Çalışma Akışkanı Özelliklerinin ORÇ Performansı Üzerine Etkisi

Çalışma akışkanı özelliklerinin basit ORÇ'nin performansı üzerindeki etkilerini araştırmak için önceki bölümlerde sunulan ısı verim için korelasyonlar kullanılmıştır. (4.6) ve (4.10) eşitlikleri kritik bir bölgede, ısı verimin özgül ısı kapasitesinin ve buharlaşma gizli ısının bir fonksiyonu olduğunu göstermektedir.

(4.6) ve (4.10) eşitliklerinin C_p 'ye göre ilk türevinin subkritik bölgede negatif çıktığı görülebilir((4.22) eşitliği), yani sabit maksimum ve minimum sıcaklıklarda yüksek özgül ısı kapasitesine sahip çalışma akışkanlarının daha düşük termal verim sağladığı anlamına gelir.

$$\frac{\partial \eta_{th}}{\partial C_p} < 0 \quad (4.22)$$

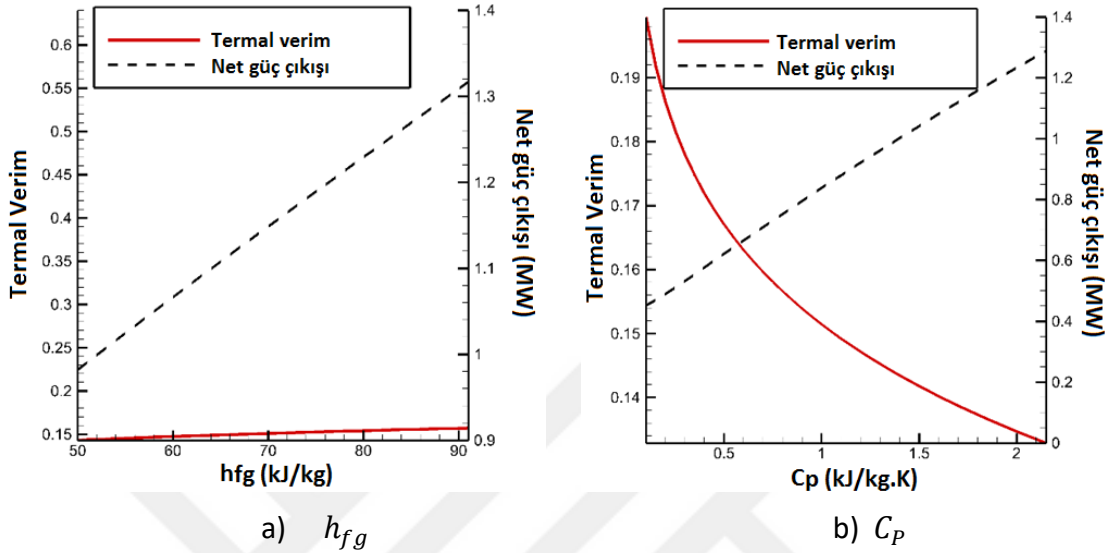
Ancak, (4.6) ve (4.10) eşitliklerinin h_{fg} 'ye göre ilk türevlerinin subkritik bölgede pozitif çıkması ((4.23) eşitliği), sabit maksimum ve minimum sıcaklıklarda daha yüksek gizli buharlaşma ısı olan akışkanların daha yüksek termal verim sağladığı anlamına gelir.

$$\frac{\partial \eta_{th}}{\partial h_{fg}} > 0 \quad (4.23)$$

Net iş çıkışı $\dot{W}_{net}$ ((4.21) eşitliği) ifadesinin ilk türevlerinin özgül ısı kapasitesi C_p ve buharlaşmanın gizli ısı h_{fg} 'ye göre subkritik bölgede pozitif çıkması (4.24) eşitliği, daha yüksek C_p veya h_{fg} ile çalışan akışkanların daha yüksek net güç çıkışı ürettiği anlamına gelir.

$$\frac{\partial \dot{W}_{net}}{\partial C_p} > 0, \quad \frac{\partial \dot{W}_{net}}{\partial h_{fg}} > 0 \quad (4.24)$$

Kritik sıcaklığın ısı verim ((4.6) ve (4.10) eşitliği) ve net güç çıkışı ((4.21) eşitliği) üzerindeki etkisi, $T_{min} = 2^\circ\text{C}$ ve $T_{maks} = 100^\circ\text{C}$ için Şekil 4.11'de sunulmuştur. Sonuçların gösterdiği gibi, buharlaşma gizli ısı arttıkça η_{th} ve $\dot{W}_{net}$ artar. Özgül ısı C_p 'deki artış, daha yüksek net güç çıkışı ve düşük termal verimlilik sağlar.



Şekil 4. 11 Buharlaşma gizli ısı ve özgül ısı kapasitesinin, subkritik bölgede basit bir ORÇ'nin ısı verim ve net güç çıkışına etkisi

(4.16) eşitliği süperkritik bölgede, termal verimliliğin kritik sıcaklıktan etkilendiğini göstermektedir. (4.16) eşitliğinin kritik sıcaklığa göre ilk türevinin süperkritik bölgede pozitif olması ((4.25) eşitliği), sabit maksimum ve minimum sıcaklıklarda, yüksek kritik sıcaklıktaki çalışma akışkanlarının daha yüksek termal verim sağladığı anlamına gelir.

$$\frac{\partial \eta_{th}}{\partial T_{cr}} > 0 \quad (4.25)$$

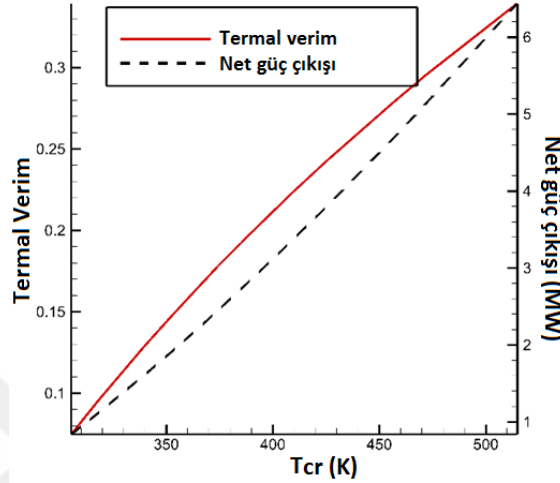
Net ısı çıkışının ((4.21) eşitliği) özgül ısı C_p ve kritik sıcaklık T_{cr} 'ye ilk türevleri pozitif olduğundan ((4.26) eşitliği), daha yüksek C_p veya T_{cr} 'ye sahip çalışma akışkanları daha yüksek net güç çıkışı üretir.

$$\frac{\partial \dot{W}_{net}}{\partial C_p} > 0, \quad \frac{\partial \dot{W}_{net}}{\partial T_{cr}} > 0 \quad (4.26)$$

Ayrıca, (4.10), (4.16) ve (4.21) eşitliklerinin ilk türevi kızdırılmış subkritik ve süperkritik bölgelerde k' 'ya göre negatif çıkar ((4.27) eşitliği), ve izantropik çalışma akışkanlarının kuru akışkanlara göre daha yüksek termal verim ve net güç çıkışı vermesi anlamına gelir.

$$\frac{\partial \eta_{th}}{\partial k} < 0, \quad \frac{\partial \dot{W}_{net}}{\partial k} < 0 \quad (4.27)$$

Kritik sıcaklığın ısı verim ((4.16) eşitliği) ve net güç çıkışı ((4.21) eşitliği) üzerindeki etkisi, $T_{min} = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{maks} = 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$ için Şekil 4.12'de sunulmaktadır. Sonuçların gösterdiği gibi, kritik sıcaklık arttıkça hem η_{th} hem de $\dot{W}_{net}$ artar.

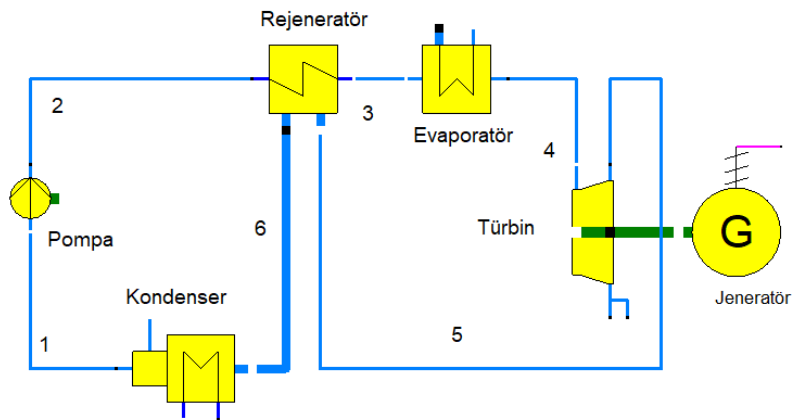


Şekil 4. 12 Kritik sıcaklığın süperkritik bölgede bir ORÇ'nin ısı verim ve net güç çıkışı üzerindeki etkisi

4.2 Rejeneratif ORÇ

4.2.1 Çalışma Koşullarının Rejeneratif ORÇ'nin Performansı Üzerine Etkisi

Rejeneratif ORÇ'nin termal verimliliği, Çizelge 3.1'de listelenen ilk dokuz kuru çalışma akışkanı için çeşitli çalışma koşullarında belirlenmiştir.



Şekil 4. 13 Rejeneratif ORÇ'nin şeması

Hesaplamalarda kullanılan çevrim işletme parametreleri Çizelge 4.3'de verilmiştir. Analizde türbin giriş sıcaklığı (TGS) ile ısı kaynağı sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı 10 °C olarak belirlenmiştir. Çevrimin maksimum basıncı, analizde kullanılan tüm çalışma akışkanlarının kritik basıncından düşük olan 2 MPa'ya ayarlandı. Bu nedenle, rejeneratif ORÇ, kızdırmalı ve kızdırmaz olarak kritik bir çevrim halinde çalışmaktadır.

Çizelge 4. 3 Rejeneratif ORÇ parametreleri

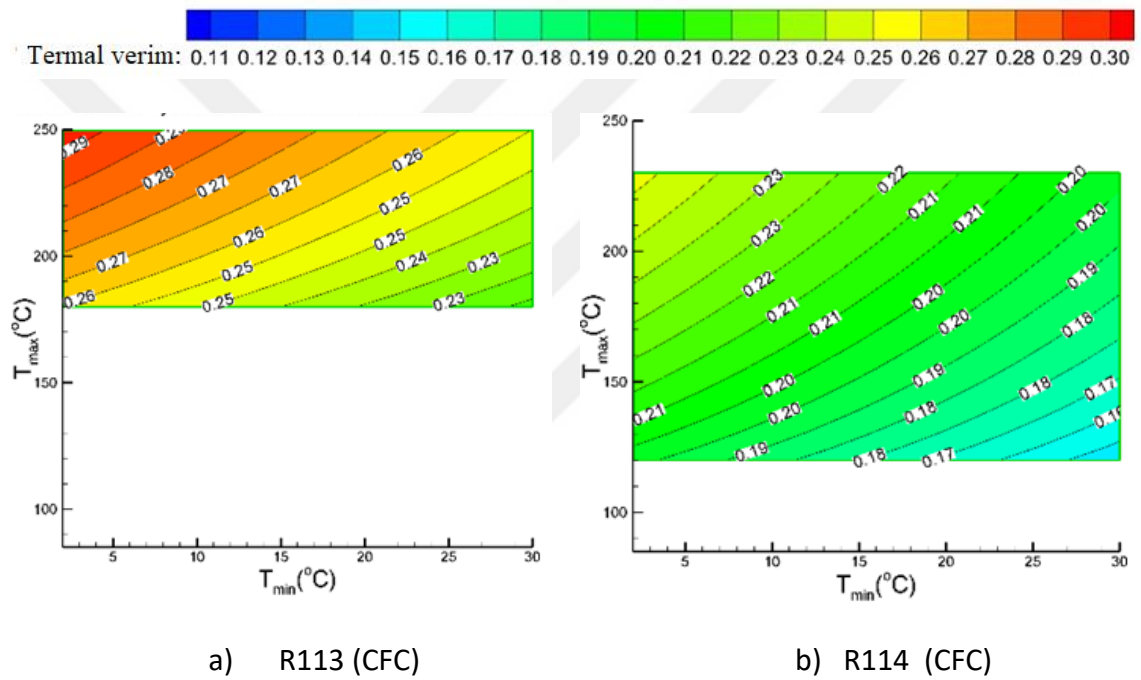
Parametre	Değer
Maksimum Basınç P_4 (MPa)	2
Maksimum Sıcaklık T_4 (°C)	85-250
Minimum Sıcaklık T_1 (°C)	2-30
Türbin izantropik verimi η_t (%)	0,85
Pompa izantropik verimi (%)	0,8
Rejeneratör etkinliği	0,85
Kütleli debi $\dot{m}_f$ (kg/s)	35
Jeneratör verimi (%)	0,975
Türbin mekanik verimi (%)	0,99
Minimum basınç (bar)	Minimum sıcaklıkta doyma basıncı

Maksimum çevrim sıcaklığı, maksimum 2MPa basınçta ve 250 °C'deki doyma sıcaklığı arasında değişmiştir. Bununla birlikte, bazı çalışma akışkanları için üst sıcaklık sınırı (örneğin R236ea) 250 °C'nin altında olduğundan, bu akışkanlar için çevrim analizi düşük sıcaklıkta gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada kararlı durum koşulları ve ısı eşanjörlerinde ihmal edilebilir basınç düşüşü olduğu varsayılmıştır.

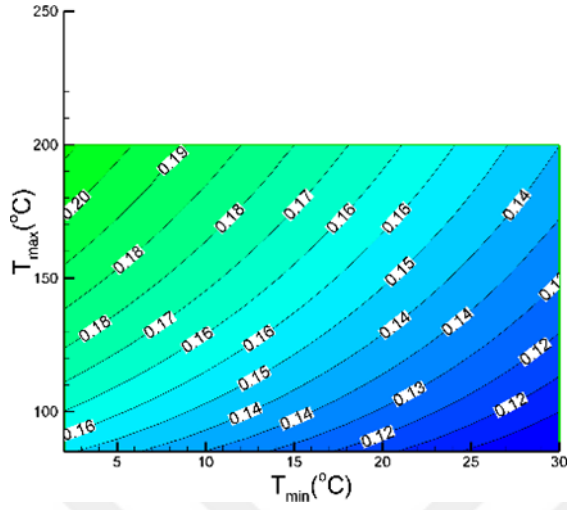
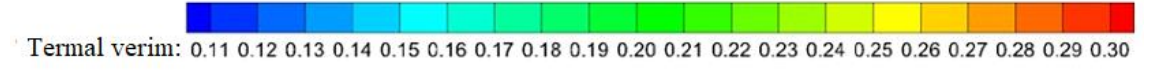
Rejeneratif ORÇ'nin dokuz çalışma akışkanı için termal verimliliği, Şekil 4.14'de sunulmaktadır. Kontur grafiği, minimum ve maksimum çevrim sıcaklığı, $P_{maks} = 2$ MPa için T_{min} ve T_{maks} parametrelerine göre çizilir.

Sonuçlar, R113 ve R227ea ile çalışan rejeneratif ORÇ'lerin, diğer çalışma akışkanlarını kullanan rejeneratif ORÇ'lere kıyasla sırasıyla en yüksek ve en düşük termal verime sahip olduğunu göstermektedir. Örneğin, $T_{min} = 10$ °C ve $T_{maks} = 180$ °C'de R113 ve R227ea

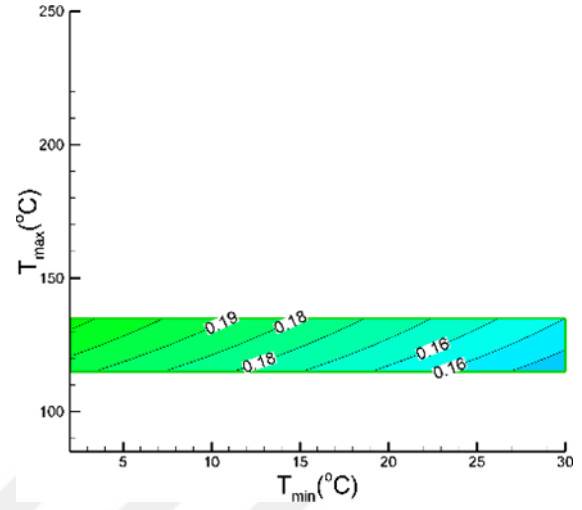
ile çalışan bir rejeneratif ORÇ, sırasıyla %25 ve %18 termal verime sahiptir. 175 °C'den düşük maksimum sıcaklık için η_{th} %23'ten düşükken, 175 °C ila 250 °C aralığındaki maksimum sıcaklık için η_{th} %29'a ulaşır. Çalışma akışkanları R113 ve R114, sırasıyla %29 ve %23 ile en yüksek ısı verimi sağlar. Bununla birlikte, R113 ve R114 kloroflorokarbonlardır (CFC) ve elektrik üretiminde kullanılması yasaklanmıştır [84]. Rejenerasyon, farklı çalışma akışkanları arasında termal verimde daha küçük bir farkla sonuçlanabilir. Örneğin, 150 °C'de R245fa ile çalışan bir rejeneratif ORÇ'nin termal verimliliği, RC318 ile çalışan rejeneratif ORÇ'ye kıyasla sadece %1 daha yüksektir. Basit bir ORÇ için bu fark %5 değerinden büyüktür.



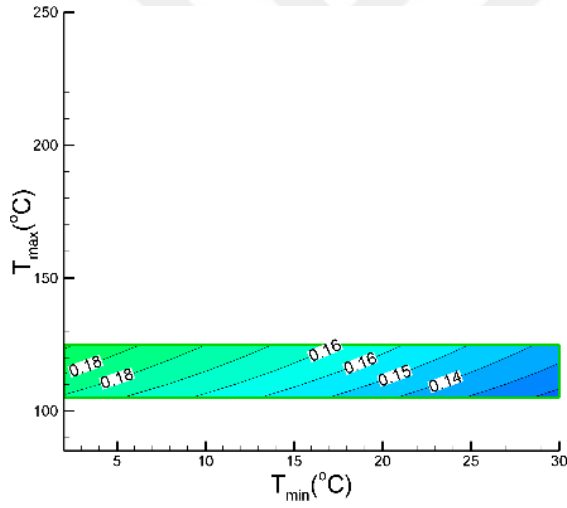
Şekil 4. 14 Bu çalışmada analiz edilen dokuz çalışma akışkanı için rejeneratif ORÇ'nin termal verimliliği ($P_{maks} = 2$ MPa)



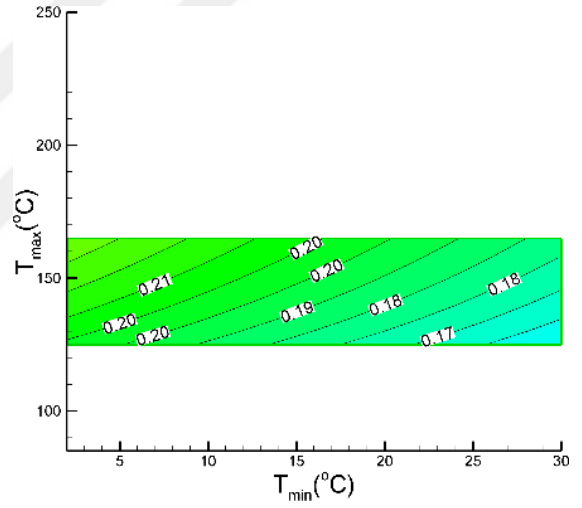
c) R227ea



d) R236ea

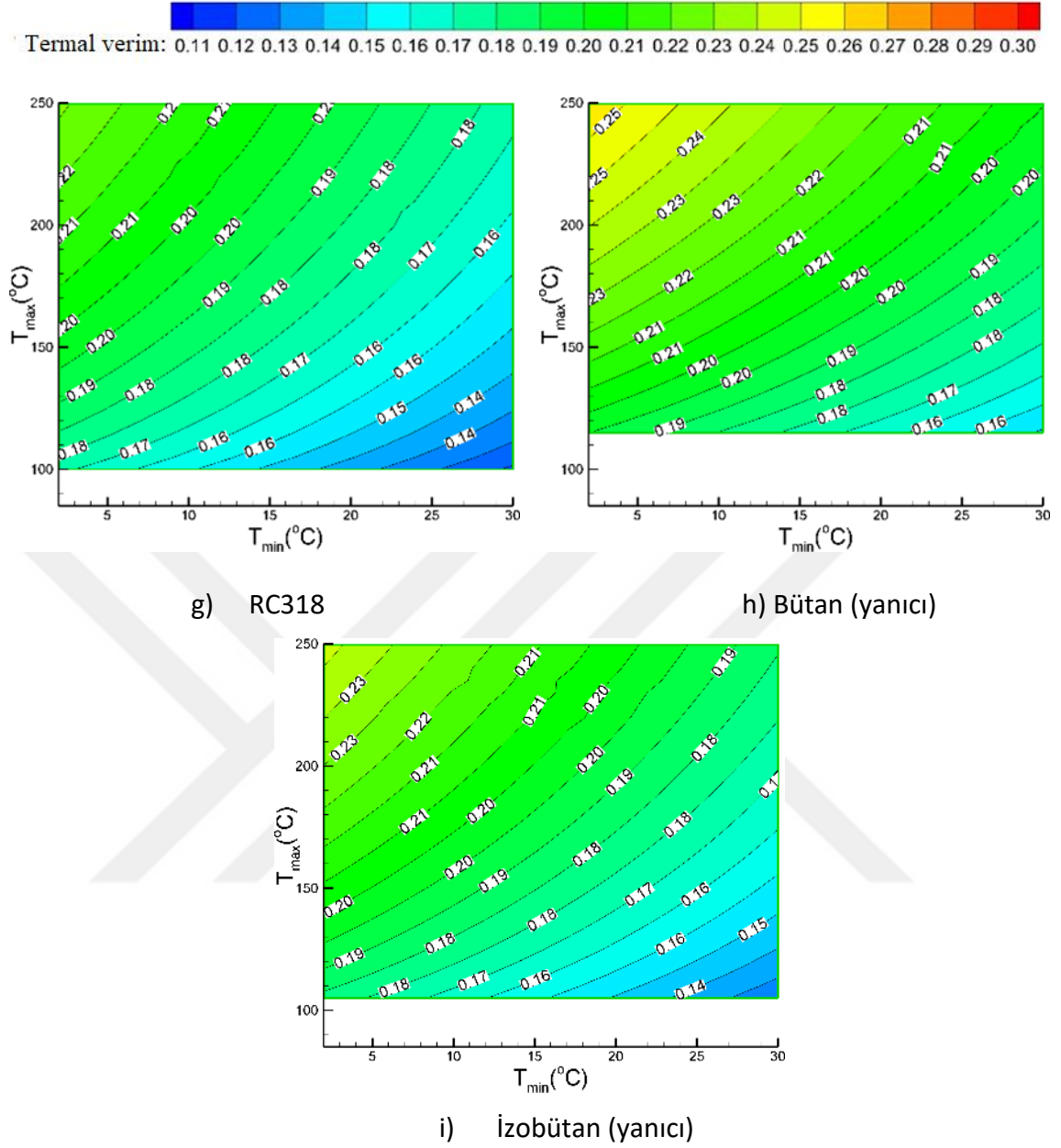


e) R236fa



f) R245fa

Şekil 4. 14 Bu çalışmada analiz edilen dokuz çalışma akışkanı için rejeneratif ORÇ'nin termal verimliliği ($P_{maks} = 2$ MPa) (devamı)



Şekil 4. 14 Bu çalışmada analiz edilen dokuz çalışma akışkanı için rejeneratif ORÇ'nin termal verimliliği ($P_{maks} = 2$ MPa) (devamı)

Şekil 4.14, sabit minimum sıcaklıkta analiz edilen tüm kuru çalışma akışkanları için, rejeneratif ORÇ'nin termal verimliliğinin, maksimum sıcaklık arttıkça arttığını gösterir. Örneğin, $T_{min} = 15$ °C ve R113 (Şekil 4.14a) için maksimum sıcaklığı 180 °C'den 250 °C'ye yükseltmek, termal verimde % 24'ten % 27'ye bir artışa neden olur. Buna karşılık, basit bir ORÇ senaryosunda, çalışma koşullarına bağlı olarak, kuru akışkanlarla çalışan çevrimin termal verimliliği artabilir veya azalabilir. Bölüm 4.1.1'de tartışıldığı gibi, kuru çalışma akışkanları ve belirli çevrim çalışma koşulları için, T-s diyagramındaki izobarik

eğriler sıcaklıkla birleşir, böylece basit bir ORÇ'de maksimum çevrim sıcaklığı arttıkça termal verim azalır.

Türbin girişi, türbin çıkışı, pompa girişi ve pompa çıkış koşulları rejenerasyondan etkilenmediğinden, ORÇ'ye rejenerasyon eklemek net iş çıkışını değiştirmez.

4.2.2 Rejeneratif ORÇ Termal Verimi İçin Korelasyonlar

Bölüm 2.3'de tartışıldığı gibi, bu çalışmada en iyi çalışma akışkanlarının seçimi için sistematik ve analitik bir yöntem geliştirilmiştir. Rejeneratif ORÇ'nin ayrıntılı modelleri, EBSILON Professional 13 (EP-13) güç sistemleri modelleme kodu kullanılarak geliştirilmiştir. İstatistiksel regresyon analizi, aşağıdaki gibi ilgili çevrim işletme parametrelerinin bir fonksiyonu olarak termal verimlilik ve net iş çıkışı ile analitik korelasyonlar geliştirmek için simülasyon sonuçlarına uygulandı: T_{maks} , T_{min} veya T_{eva} , rejenerasyon etkinliği, türbin izantropik verimliliği, kritik sıcaklık T_{cr} , gibi değerler sabit varsayılmıştır. Analiz subkritik, kızdırılmış subkritik ve transkritik rejeneratif ORÇ konfigürasyonları için yapıldı.

4.2.2.1 Kızdırmaz Subkritik ORÇ

Kızdırmaz rejeneratif ORÇ için, (4.28) eşitliği ile temsil edilen η_{th} ve T_{maks} / T_{min} arasındaki logaritmik ilişki regresyon analizinde kullanılmıştır. Kızdırmaz ORÇ çevrimi için, maksimum sıcaklık T_{maks} buharlaşma sıcaklığına T_{eva} eşittir ($T_{maks} = T_{eva}$).

$$\eta_{th} = c_1 * \left(\ln \left(\frac{T_{maks}}{T_{min}} \right) \right)^{c_2} \quad (4.28)$$

c_1 ve c_2 katsayıları, 14 çalışma akışkanı (Çizelge 3.1'de listelenen), 31 farklı buharlaşma sıcaklığı (40 °C ila 100 °C), 5 rejenerasyon etkinliği (0,75 ila 0,95), 15 yoğuşma sıcaklığı (2 °C ila 30 °C) ve 5 türbin izantropik verimi değeri (0,55 ila 0,95) toplamda 162.750 senaryo için performans verilerinin regresyonu (EP-13 simülasyon sonuçları) kullanılarak belirlenmiştir. İstatistiksel regresyon analizi, (4.29) ve (4.30) eşitliklerinde görüldüğü üzere ε_{rej} 'in fonksiyonu olarak c_1 ve c_2 katsayıları arasındaki doğrusal ilişkiyi vermektedir.

$$c_1 = \eta_t (0,0716\varepsilon_{rej} + 0,5362) > 0 \quad (4.29)$$

$$c_2 = 0,0366\varepsilon_{rej} + 0,8041 > 0 \quad (4.30)$$

c_1 ve c_2 katsayıları pozitif olduğu için, T_{maks}/T_{min} oranı arttıkça termal verimlilik artar, yani maksimum (buharlaştırma) sıcaklığı artar ve/veya minimum (ısı atım) sıcaklığı düşer. c_1 ve c_2 katsayıları ısı verimin türbin izantropik veriminin doğrusal bir fonksiyonu olduğunu ve türbin izantropik veriminin baskın bir faktör olarak rejeneratör etkinliğinin ε_{rej} üstel fonksiyonu olduğunu göstermektedir.

Analiz edilen senaryolar için bağıl hata 0,005024'tür. Bağıl hata şöyle tanımlanır:

$$\text{Bağıl hata} = \frac{[\text{Korelasyon sonuçları} - \text{EP13 simülasyonu sonuçları}]}{\text{EP13 simülasyonu sonuçları}} \quad (4.31)$$

4.2.2.2 Kızdırmalı Subkritik ORÇ

Kızdırmalı rejeneratif ORÇ için, hem buharlaştırma T_{eva} hem de maksimum sıcaklıklar T_{maks} verimliliği etkiler. (4.32) eşitliğinde gösterilen η_{th} ve T_{eva}/T_{min} arasındaki logaritmik ilişki c_1 ve c_2 katsayılarının T_{maks} 'in fonksiyonları olup regresyon analizinde kullanılmıştır.

$$\eta_{th} = c_1 * \ln\left(\frac{T_{eva}}{T_{min}}\right) + c_2 \quad (4.32)$$

T_{maks} 'in etkisini dahil etmek için analiz edilen senaryoların sayısı 14 çalışma akışkanı, 8 yoğuşma sıcaklığı (2 °C ila 30 °C), 11 buharlaştırma sıcaklığı (40 °C ila 60 °C), 5 rejenerasyon etkinliği değeri (0,75 ila 0,95), 9 maksimum sıcaklık (62 °C ila 94 °C) ve 5 türbin izantropik verim değeri (0,55 ila 0,95) olarak toplam 277.200 senaryo değerlerine yükseltildi. Analiz, c_1 ve c_2 katsayıları için T_{maks} ve ε_{rej} cinsinden bir ilişki verir:

$$c_1 = \eta_t(0,0029\varepsilon_{rej} - 0,0005)T_{maks} - 0,9356\varepsilon_{rej} + 0,8856 > 0 \quad (4.33)$$

$$c_2 = \eta_t(0,0002\varepsilon_{rej} - 0,0001)T_{maks} - 0,0557\varepsilon_{rej} + 0,0466 > 0 \quad (4.34)$$

c_1 ve c_2 katsayıları pozitif olduğundan, T_{eva}/T_{min} 'i arttırmak daha yüksek verim sağlar. c_1 ve c_2 katsayıları, ısı verimin maksimum sıcaklık T_{maks} 'ın ve türbin izantropik veriminin doğrusal bir fonksiyonu olduğunu, ayrıca maksimum sıcaklık ve türbin izantropik veriminin baskın bir faktör olarak, rejeneratör etkinliğinin ε_{rej} üstel fonksiyonu olduğunu göstermektedir.

4.2.2.3 Transkritik ORÇ

Bölüm 4.1.1'de belirtildiği gibi, sabit minimum, maksimum sıcaklık ve maksimum basınç $P_{maks} \geq P_{cr}$ için, termal verimlilik yaklaşık olarak sabit kalır. Dolayısıyla, sabit T_{min} ve T_{maks} 'ta, süperkritik bölgede P_{maks} 'ın artırılması, termal verimlilik üzerinde önemli bir etkiye sahip değildir. Böylece, transkritik bir rejeneratif ORÇ için, $P_{maks} = P_{cr}$ varsayılmıştır. Isıl verim η_{th} ve (4.35) eşitliği tarafından verilen T_{maks}/T_{min} arasındaki korelasyon regresyon analizinde kullanılmıştır.

$$\eta_{th} = c_1 * \ln \left(\frac{T_{eva}}{T_{min}} \right)^{c_2} \quad (4.35)$$

c_1 ve c_2 katsayıları, Çizelge 3.1'de listelenen 14 çalışma akışkanı için, 15 yoğuşma sıcaklığı (2 °C ila 30 °C), 5 rejeneratör etkinliği (0,75 ila 0,95), 5 türbin izantropik verimi (0,55 ila 0,95) ve 41 T_r değeri (1 ila 1,2) toplamda 215,250 senaryo olarak elde edilen çevrim performans verilerinin (EP-13 simülasyon sonuçları) regresyon analizi yapılarak belirlenmiştir.

İstatistiksel regresyon analizi, c_1 ve c_2 katsayıları için boyutsuz maksimum sıcaklık T_r cinsinden birinci ve ikinci dereceden ilişkileri ve aşağıdaki şekildeki gibi rejeneratör etkinliği ε_{rej} açısından birinci dereceden (lineer) ilişkiyi verir:

$$c_1 = \eta_t (-1,1211 T_r^2 + (0,258 \varepsilon_{rej} + 2,5521) T_r - 0,206 \varepsilon_{rej} - 0,85735) > 0 \quad (4.36)$$

$$c_2 = (-1,579 \varepsilon_{rej} + 2,6731) T_r + 1,6944 \varepsilon_{rej} - 1,9168 > 0 \quad (4.37)$$

$$T_r = \frac{T_{max}}{T_{cr}} \quad (4.38)$$

Hem c_1 hem de c_1 pozitif olduğundan, T_{maks}/T_{min} 'i arttırmak daha yüksek termal verim sağlar. c_1 ve c_2 için korelasyonlar ayrıca ısı verimin, türbin izantropik veriminin doğrusal bir işlevi olduğunu, maksimum sıcaklık ve türbin izantropik verimin baskın faktörler olduğunu göstermektedir.

c_1 ve c_2 katsayıları ((4.36) ve (4.37) eşitlikleri) için korelasyonlar, maksimum sıcaklık ve türbin izantropik veriminin baskın bir faktör olarak, ısı verimin türbin izantropik veriminin (η_t) doğrusal bir fonksiyonu olduğunu göstermektedir.

Basit ve rejeneratif bir ORÇ için geliştirilen korelasyonlar, analiz edilen güç çevrimlerinin termodinamik performansının hızlı, sistematik ve kesin bir şekilde belirlenmesi için, bir çalışma akışkan(lar)ı için çevrim çalışma parametreleri açısından veya en iyi çalışma akışkanının seçimi için, yorucu parametrik hesaplamalar ve sonuç analizi yapmaya gerek kalmadan kullanılabilir. Ayrıca, geliştirilen korelasyonlar ve termodinamik ifadeler özgül ısı, buharlaşma gizli ısı ve kritik sıcaklık gibi çalışma akışkanı özelliklerinin etkisinin belirlenmesini sağlar. Bu analiz ayrıca, çevrimlerin termodinamik analizini yapmadan farklı çalışma akışkanlarının karışımları için çevrim performansını araştırmak ve tahmin etmek için de kullanılabilir.

4.2.3 Çalışma Akışkanı Özelliklerinin Rejeneratif ORÇ Performansı Üzerine Etkisi

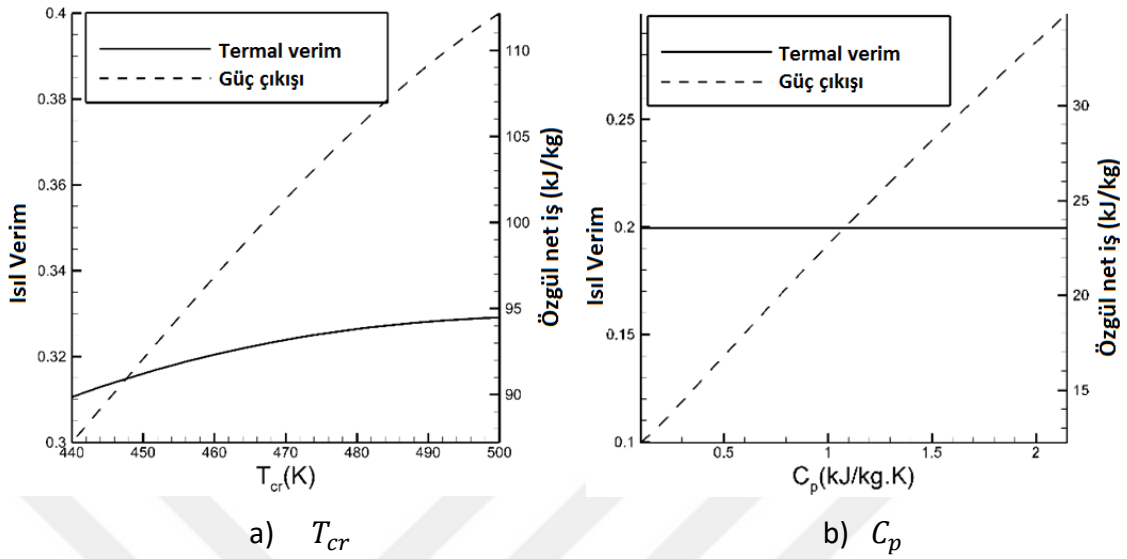
Bu çalışmada (Bölüm 4'te) geliştirilen korelasyonlar, çalışma akışkanı özelliklerinin rejeneratif ORÇ'nin performansı üzerindeki etkilerini araştırmak için kullanılabilir. (4.28) ve (4.32) eşitlikleri kritik bölgede çalışma akışkanının özelliklerinin ısı verimi etkilemediğini göstermektedir. Bununla birlikte, (4.35) eşitliği süperkritik bölgede, termal verimliliğin kritik sıcaklıktan etkilendiğini göstermektedir. (4.35) eşitliğinin ilk türevinin süperkritik bölgede pozitif olması ((4.39) eşitliği), sabit maksimum ve minimum sıcaklıklarda, yüksek kritik sıcaklıktaki çalışma akışkanlarının daha yüksek termal verim sağladığı anlamına gelir.

$$\frac{\partial \eta_{th}}{\partial T_{cr}} > 0 \quad (4.39)$$

Daha önce de tartışıldığı gibi, türbin girişindeki, türbin çıkışındaki, pompa girişindeki ve pompa çıkışındaki koşullar rejenerasyondan etkilenmez, dolayısıyla basit bir ORÇ'ye rejenerasyon eklemek net iş çıkışını değiştirmez. Özgül ısı c_p ve kritik sıcaklık T_{cr} 'ye göre w_{net} 'in ilk türevlerinin (T_r olarak boyutsuz biçimde ifade edilir) pozitif olmaları nedeniyle, (4.40) eşitliğinde görüldüğü üzere, daha yüksek C_p veya T_{cr} 'ye sahip çalışma akışkanları daha yüksek net iş çıkışı üretir.

$$\frac{\partial w_{net}}{\partial c_p} > 0, \quad \frac{\partial w_{net}}{\partial T_{cr}} > 0 \quad (4.40)$$

Kritik sıcaklık T_{cr} 'nin ısı verim ((4.35) eşitliği) ve özgül net iş çıkışı ((4.21) eşitliği) üzerindeki etkisi $\eta_{th} = 0,9$ $\varepsilon_{rej} = 0,9$ ve $T_{maks} = 250$ °C için Şekil 4.15'te sunulmuştur.

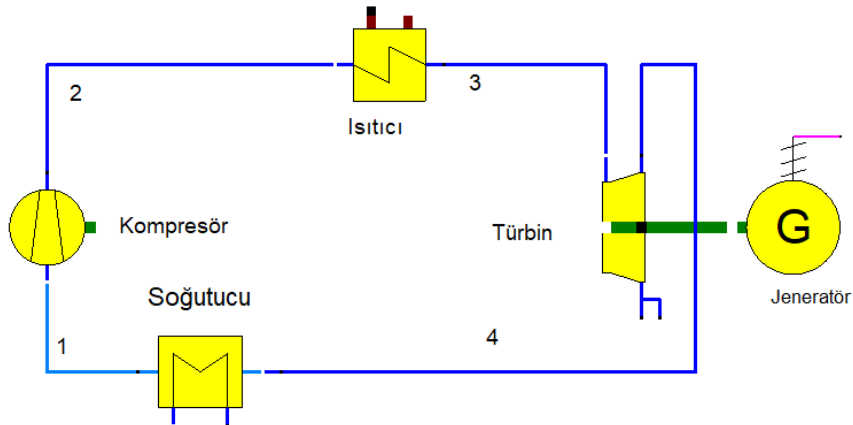


Şekil 4. 15 Kritik sıcaklık ve özgül ısı kapasitesinin transkritik bir rejeneratif ORÇ'nin ısı verim ve net iş çıkışına etkisi

Sonuçların gösterdiği gibi kritik sıcaklık arttıkça η_{th} ve w_{net} artar. Özgül ısı C_p 'deki bir artış daha yüksek net iş çıkışına neden olur ancak, termal verimlilik etkilenmeden kalır.

4.3 Basit Brayton Çevrimi

Mükemmel ve yarı mükemmel gazlar için Bölüm 2.3'de sunulan net iş çıkışı, özgül ısı girişi, ısı verim, türbin ve kompresör çıkış sıcaklığı gibi ifadelerle istinaden, istatistiksel regresyon analizi kullanarak, basit Brayton çevrimi için aşağıdaki ifadeler verilmiştir. Basit Brayton çevriminin şematik bir gösterimi Şekil 4.16'da sunulmaktadır.



Şekil 4. 16 Basit Brayton Çevriminin şematik gösterimi

4.3.1 Basit Brayton Çevriminin Performansı

Basit Brayton çevriminin performansı, 2.3.3'de açıklandığı üzere çevrimin EP-13 modeli kullanılarak hesaplanmıştır.

Bir GEK santrali ile entegre bir Brayton çevriminin geçerli çalışma koşullarını karşılamak için, Çizelge 3.2'de listelenen 9 çalışma akışkanı, 15 maksimum sıcaklık (300 °C ila 1000 °C), 4 izantropik türbin verimi (0,65 ila 0,95), 3 izantropik kompresör verim değeri (0,8 ila 1) ve 7 minimum sıcaklık değeri (32 °C ila 62 °C) olarak toplam 11.340 senaryo olacak şekilde hesaplamalar yapıldı. Çevrim performansı parametrelerine göre ifadeler geliştirmek için istatistiksel regresyon analizi kullanıldı.

(2.41) eşitliğine ve regresyon analizine dayanarak, optimum basınç oranındaki net iş çıkışı ifadesi (4.41) eşitliği ile geliştirildi:

$$\dot{W}_{net,maks} = \frac{\dot{W}_{net,maks}}{\dot{m}_f} = 0,9764 \frac{c_{p13}}{\eta_c} [(\eta_c \eta_T T_3)^{0,5} - T_1^{0,5}]^2 - 0,0975 \quad (4.41)$$

Bir yarı mükemmel gaz için (Bölüm 3.3'te tanımlanmıştır) c_{p13} , minimum ve maksimum sıcaklıklar (T_1 ve T_3) arasındaki ortalama özgül ısı kapasitesidir. (4.41) eşitliğinde baş katsayının, kusursuz gaz davranışı (Bölüm 3.3'te tanımlandığı şekilde) varsayıldığı durumla karşılaştırıldığında %2,36 daha düşük olduğu belirtilmelidir. Başka bir deyişle, gerçek gazlar mükemmel gazlara kıyasla daha düşük net iş çıkışı üretir.

Simülasyon sonuçlarından bazıları, yani çalışma akışkanı olarak CO₂ kullanılarak elde edilenler, analitik korelasyondan ayrılmaktadır. Bu ayrılma, CO₂'nin bu çalışmada tanımlanan kritik bölgedeki davranışı ile açıklanabilir:

$$(1 - T_r)^2 + (1 + P_r)^2 < 0,1^2 \quad (4.42)$$

$$T_r = \frac{T_{min}}{T_{cr}}, P_r = \frac{P_{min}}{P_{cr}} \quad (4.43)$$

(4.41) eşitliği kritik bölge için uygun değildir. Bu yüzden, CO₂ için (4.44) eşitliği tarafından verilen ifade kritik bölge içerisindeki net iş çıktısının doğru tahmin edilmesi için geliştirilmiştir.

$$\dot{W}_{net,maks} = \frac{\dot{W}_{net,maks}}{\dot{m}_f} = 6,25251 \left(\frac{c_p}{\eta_c} [\eta_c \eta_t T_3^{0,5} - T_1^{0,5}]^2 \right)^{0,3978} (CO_2 \text{ için}) \quad (4.44)$$

Buradaki c_p ifadesi:

$$c_p = 0,05556c_{p1} + 0,94444c_{p3} \quad (CO_2 \text{ için}) \quad (4.45)$$

Kritik nokta yakınlarında, özgül ısı kapasitesinin değeri sonsuzluğa eğilimlidir ve (4.41) eşitliğine göre çok yüksek bir teorik net iş çıkışına yol açmaktadır. Bununla birlikte, EP-13 kodu ile gerçekleştirilen çevrim performansı simülasyonu, özgül net iş çıkışı ve ısı girişinin sonlu değerlerini verdiğiinden, yarı mükemmel gaz varsayımının kritik nokta yakınında geçerli olmadığı sonucuna varılabilir. Kritik bölge içinde bu nedenle, c_{p3} 'ün (maksimum çevrim sıcaklığında belirlenen) c_{p1} 'e kıyasla daha büyük bir ağırlığa sahip olmasını beklemek mantıklıdır. (4.45) eşitliği tarafından verilen, kritik bölge için geliştirilen ortalama özgül ısı (c_p) için doğrusal model c_{p3} 'ün c_{p1} 'e kıyasla oldukça yüksek bir ağırlığa sahip olduğunu göstermektedir.

Özgül ısı girişi için aynı yaklaşımı optimum basınç oranında kullanmak aşağıdaki ifadeleri beraberinde getirmektedir. Kritik bölge dışındaki çalışma koşullarında özgül ısı girişi için (4.46) eşitliği kullanılmalıdır:

$$\dot{q}_{g,maks} = \frac{\dot{Q}_{g,maks}}{\dot{m}_f} = 1,0237 * c_{p13} \left[(T_3 - T_1) - \left(\frac{T_3 T_1 \eta_t}{\eta_c} \right)^{0,5} + \frac{T_1}{\eta_c} \right] - 3,214 \quad (4.46)$$

Burada c_{p13} , yarı mükemmel gaz davranışı varsayılarak, minimum ve maksimum çevrim sıcaklıklarında özgül ısı kapasitelerinin aritmetik ortalaması ile belirlenir. (4.46) eşitliğinde baş katsayı mükemmel gaz davranışının varsayıldığı duruma kıyasla %2,37 daha yüksektir. Bu nedenle mükemmel gazlarla karşılaştırıldığında, gerçek gazlar aynı iş çıkışını üretmek için daha yüksek ısı girişi gerektirir. Analiz edilen 10.000 senaryo için ortalama bağıl hata 0,0114'tür.

(4.47) eşitliği, kompresör girişi CO_2 'nin kritik bölgesinde olduğunda özgül ısı girişini hesaplamak için verilmiştir:

$$\dot{q}_{g,maks} = \frac{\dot{Q}_{g,maks}}{\dot{m}_f} = 3,0601 \left(c_p \left[(T_3 - T_1) - \left(\frac{T_3 T_1 \eta_t}{\eta_c} \right)^{0,5} + \frac{T_1}{\eta_c} \right] \right)^{0,8514} \quad (4.47)$$

burada c_p :

$$c_p = 0,02439c_{p1} + 0,9756c_{p3} \quad (4.48)$$

(4.48) eşitliği tarafından verilen kritik bölge içindeki ortalama c_p için doğrusal model ile ilgili açıklama (4.45) eşitliği ile aynıdır.

Kritik bölgenin içinde (4.47) eşitliği ve simülasyon sonuçları ile mükemmel bir uyum vardır. Analiz edilen senaryo için ortalama bağıl hata 0,0086'dır.

Kritik bölge dışındaki çalışma koşulları için, basit bir Brayton çevriminin optimum basınç oranında ısı verimi ifadesi (4.41) eşitliğinin (4.46) eşitliğine bölümü ile elde edilebilir ve aşağıdaki ifadeyle sonuçlanır:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net,maks}}{\dot{Q}_{g,maks}} = \frac{0,9764 \frac{c_{p13}}{\eta_c} [(\eta_c \eta_T T_3)^{0,5} - T_1^{0,5}]^2 - 0,0975}{1,0237 * c_{p13} \left[(T_3 - T_1) - \left(\frac{T_3 T_1 \eta_t}{\eta_c} \right)^{0,5} + \frac{T_1}{\eta_c} \right] - 3,214} \quad (4.49)$$

Burada yarı mükemmel gaz modeline göre c_{p13} , minimum ve maksimum çevrim sıcaklıkları arasındaki özgül ısı kapasitesinin ortalamasıdır.

CO₂'nin kritik bölgesi içerisindeki çalışma koşulları için, basit bir Brayton çevriminin optimum basınç oranında ısı verimi ifadesi (4.44) eşitliğinin (4.47) eşitliğine bölümü ile elde edilebilir.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net,maks}}{\dot{Q}_{g,maks}} = \frac{6,25251 \left(\frac{c_{p,w}}{\eta_c} [\eta_c \eta_t T_3^{0,5} - T_1^{0,5}]^2 \right)^{0,3978}}{3,0601 \left(c_{p,q} \left[(T_3 - T_1) - \left(\frac{T_3 T_1 \eta_t}{\eta_c} \right)^{0,5} + \frac{T_1}{\eta_c} \right] \right)^{0,8514}} \quad (4.50)$$

Burada özgül ısılar $c_{p,w}$ ve $c_{p,q}$, sırasıyla (4.45) ve (4.48) eşitliklerinden elde edilir.

Bir basit Brayton çevriminin optimum basınç oranında ısı verimi, maksimum ve minimum çevrim sıcaklıklarının, türbin ve pompa izantropik verimlerin bir fonksiyonudur ve kritik bölgenin dışında, çalışma akışkanının özelliklerine bağlı değildir ((4.49) eşitliği). Bununla birlikte, kritik bölgenin içindeki termal verimlilik, çalışma akışkanı özelliklerine bağlıdır ((4.50) eşitliği). Hata yayılma analizi, (4.51) eşitliğinden hesaplanan basit bir Brayton çevriminin termal verimindeki belirsizliği (bağıl hata) tahmin etmek için kullanılır. Termal verimlilikteki E belirsizliği aşağıdaki ifadeden belirlenebilir:

$$\frac{E_{\eta}}{\eta_{th}} = \sqrt{\left(\frac{E_w}{\dot{W}_{net,maks}}\right)^2 + \left(\frac{E_q}{\dot{Q}_{g,maks}}\right)^2} \quad (4.51)$$

Burada, E_{η} termal verimdeki belirsizlik (bağıl hata) iken, E_w ve E_q sırasıyla net iş çıkışı ve özgül ısı girişindeki belirsizliklerdir (bağıl hatalar). (4.51) eşitliğinde belirlenen ortalama bağıl hata, analiz edilen 11.340 senaryo için 0,0208'dir ve (4.49) ve (4.50) eşitliklerinden belirlenen ortalama bağıl hata ile iyi bir uyum içindedir (0,0201).

Bir basit Brayton çevriminde, çalışma parametreleri bakımından termodinamik performansın hızlı, sistematik ve hassas bir şekilde belirlenmesi, çok sayıda parametrik hesaplama ve sonuçların sıkıcı analizine önceden gerek kalmadan en iyi çalışma akışkanının seçimi için korelasyonlar kullanılabilir.

4.3.2 Çalışma Koşullarının Basit Brayton Çevrim Performansı Üzerine Etkisi

Bir basit Brayton çevriminin ısıl performansı, çevrimin ayrıntılı bir EP-13 modeli kullanılarak belirlenmiştir. Çizelge 3.2'de verilen dokuz farklı çalışma akışkanı için çeşitli çalışma koşullarında ve optimum basınç oranında gerçekleştirilen hesaplamaların sonuçları sunulmaktadır. Hesaplamalarda kullanılan çevrim parametreleri Çizelge 4.4'te özetlenmiştir. Hesaplamalarda türbin giriş sıcaklığı (TGS) ile ısı kaynağı sıcaklığı arasındaki fark 10 °C olarak varsayılmıştır. CO₂'nin süperkritik durumunu sağlayabilmek için maksimum 30 MPa basınç kullanılmıştır.

Çizelge 4. 4 Brayton çevrim parametreleri

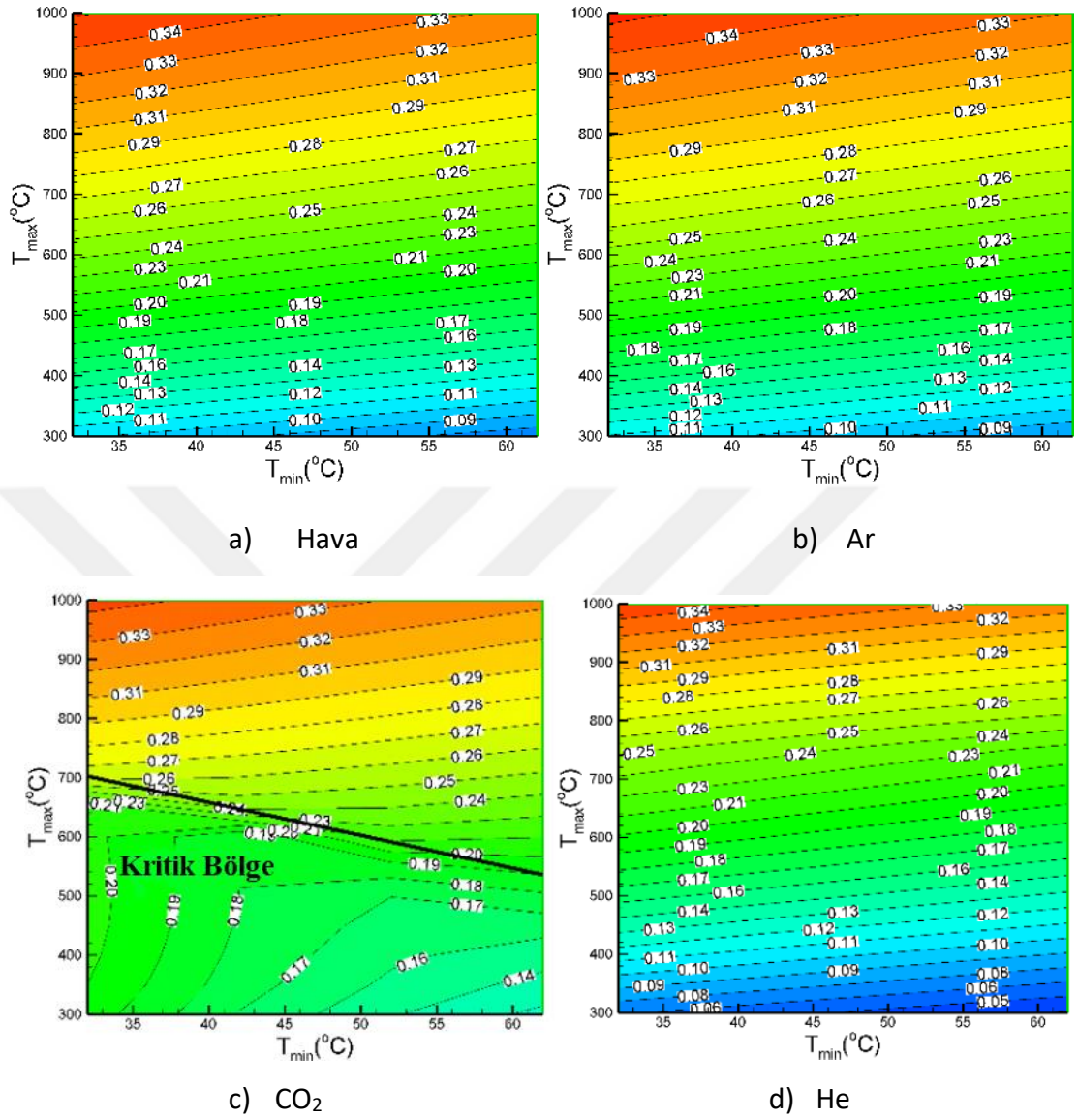
Parametre	Değer
Minimum Sıcaklık T_1 (°C)	32-62
Maksimum Sıcaklık T_4 (°C)	300-1000
Türbin izantropik verimi η_t (%)	0,9
Kompresör izantropik verimi η_c (%)	0,85
Kütleli debi $\dot{m}_f$ (kg/s)	37
Jeneratör verimi (%)	0,975
Türbin mekanik verimi (%)	0,99
Minimum basınç (bar)	30

Analiz için CO₂ de dahil olmak üzere birkaç çalışma akışkanının seçilmesinin ana nedenleri, geniş bir termofiziksel özellik yelpazesinde geçerli olan çevrim performansı parametreleri için ifadeler geliştirmek ve yaygın olarak düşünülen çalışma akışkanlarını süperkritik CO₂ ile karşılaştırmaktır.

Bir Brayton çevriminde tüm tek atomlu gazlar aynı davranış sergilerler çünkü hepsi molar bazda aynı C_p 'ye sahiptir (veya kütle bazında aynı C_p/R). Aynı şekilde, tüm çift atomlu gazlar da benzer şekilde davranır. Yaygın olarak düşünülen çalışma akışkanları için kritik nokta, genellikle Brayton çevrimi için seçilen çalışma koşullarından uzak olsa da, bu süperkritik CO₂ için geçerli değildir. Aslında, süperkritik CO₂ (sCO₂) Brayton çevriminin “geleneksel” Brayton çevrimine kıyasla daha yüksek verimliliğinin temel nedenlerinden biri, kritik noktasının ve sCO₂'nin termofiziksel özelliklerinin (yoğunluk, özgül ısı vb.) bir akışkanın özelliklerine benzer bulunduğu “sıvı benzeri bölge” nin yakınlığıdır. Bölüm 3'te tartışıldığı gibi, “sıvı benzeri” ve “gaz benzeri” bölgeleri terimleri CO₂'nin farklı davranışlarını açıklamak için kullanılır.

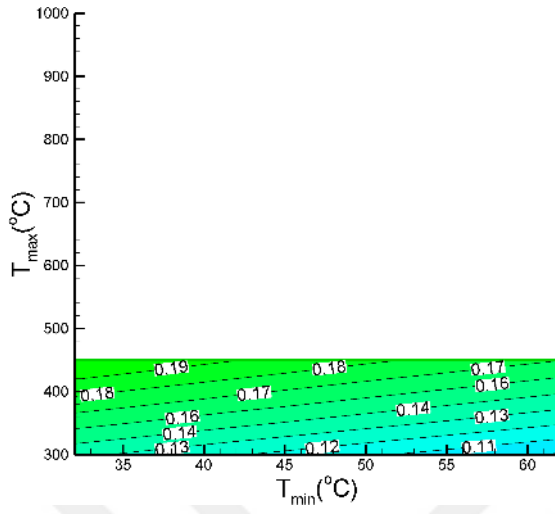
Çalışma koşullarının ve çalışma akışkanı özelliklerinin basit Brayton çevriminin ısı verimi üzerindeki etkisi Şekil 4.17'de verilmiştir. Kr ve metan gibi bazı çalışma akışkanları için üst sıcaklık sınırı nedeniyle, bu çalışma akışkanları için EP-13 hesaplamaları daha düşük bir maksimum çevrim sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Analiz edilen dokuz çalışma akışkanı için basit Brayton çevriminin ısı verimi hesaplanırken çevrimlerin maksimum basıncı 30 MPa olarak belirlenmiştir.

Termal verim: 0.03 0.05 0.06 0.08 0.10 0.12 0.13 0.15 0.17 0.19 0.20 0.22 0.24 0.26 0.27 0.29 0.31 0.33 0.34 0.36

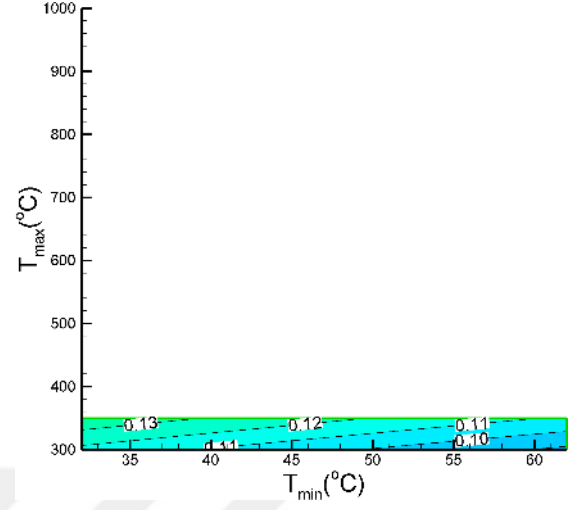


Şekil 4. 17 $P_{maks} = 30$ MPa için analiz edilmiş dokuz çalışma akışkanı için bir basit Brayton çevriminin ısı verimi

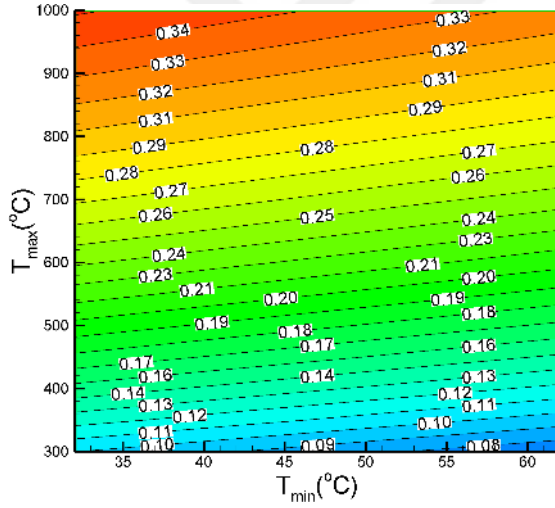
Termal verim: 0.03 0.05 0.06 0.08 0.10 0.12 0.13 0.15 0.17 0.19 0.20 0.22 0.24 0.26 0.27 0.29 0.31 0.33 0.34 0.36



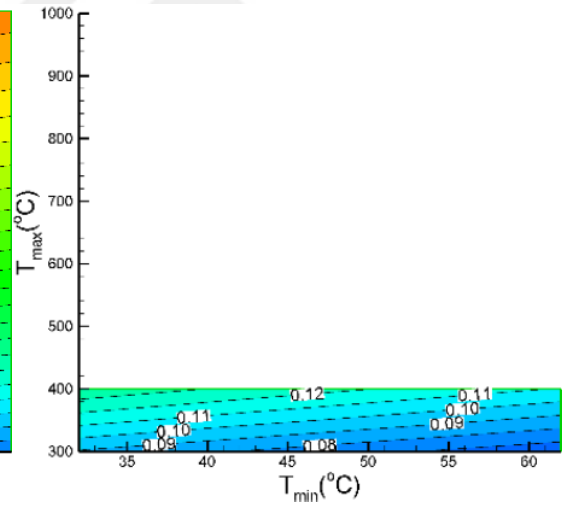
e) Kr



f) Metan

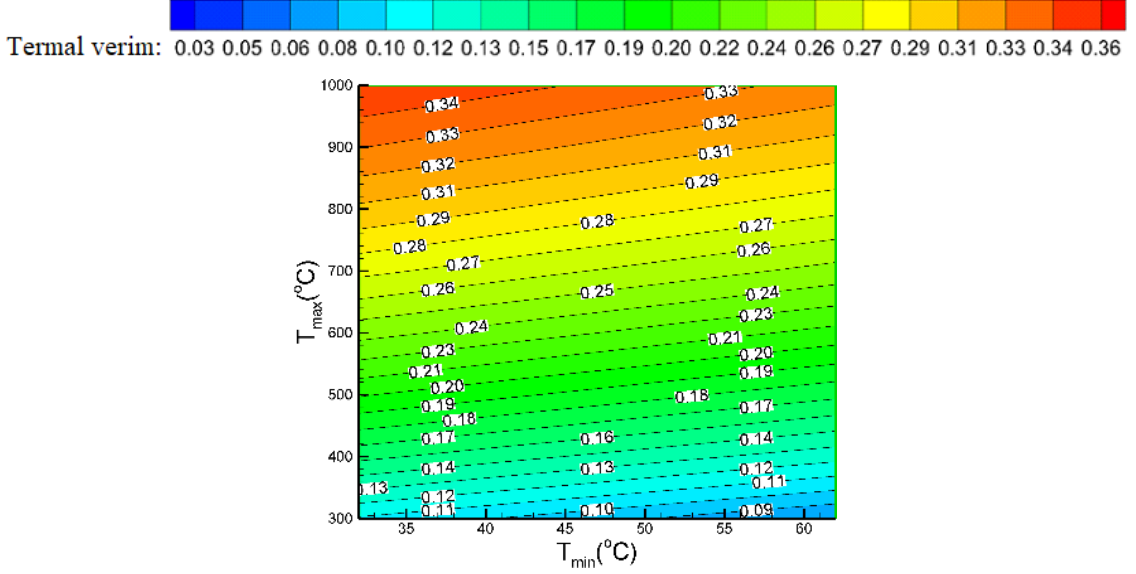


g) N₂



h) Ne

Şekil 4. 17 $P_{maks} = 30$ MPa için analiz edilmiş dokuz çalışma akışkanı için bir basit Brayton çevriminin ısı verimi (devamı)



i) O₂

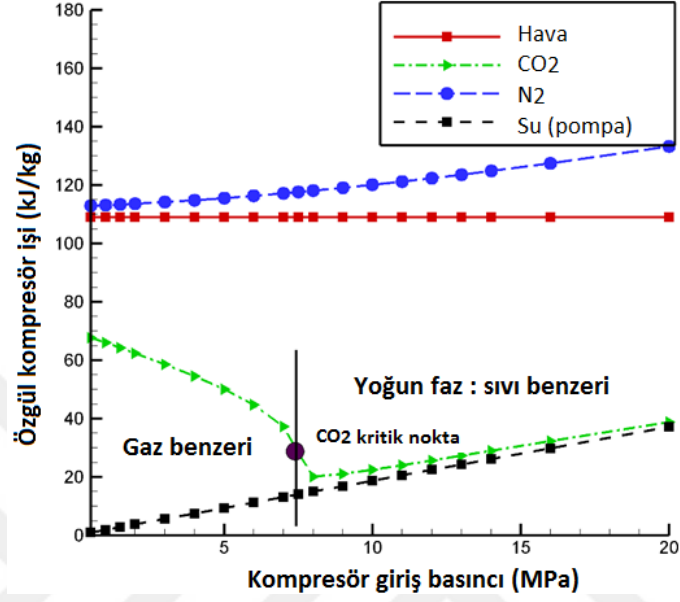
Şekil 4. 17 $P_{maks} = 30$ MPa için analiz edilmiş dokuz çalışma akışkanı için bir basit Brayton çevriminin ısı verimi (devamı)

(4.49) eşitliği dikkate alındığında, kritik bölge dışındaki çalışma koşulları için (beklendiği gibi) ısı verim, çalışma akışkanının özelliklerine bağlı değildir. Bu nedenle, aynı çalışma koşulları için tüm çalışma akışkanları aynı termal verimi sağlar. Örneğin, 60 °C minimum çevrim sıcaklığı ve 800 °C maksimum çevrim sıcaklığı için Şekil 4.17'de gösterildiği gibi, tüm çalışma akışkanları %28'lik ısı verim değerini verir. Analiz edilen çalışma koşullarında, analiz edilen çalışma akışkanları arasındaki termal verimdeki değişim %1'den azdır.

(4.50) eşitliği tarafından verilen ısı verim ifadesi kritik bölge içindeki termal verimliliğin, çalışma akışkanı özelliklerine (yani özgül ısı kapasitelerinin oranı $c_{p,w}$ ve $c_{p,q}$) bağlı olduğunu gösterir. Bu durumda, farklı çalışma akışkanları farklı ısı verim değerleri verir. Örneğin, Şekil 4.17'de gösterildiği gibi minimum 33 °C çevrim sıcaklığı ve 400 °C maksimum çevrim sıcaklığı için CO₂'nin termal verimliliği, diğer çalışma akışkanlarına kıyasla %4 daha yüksektir.

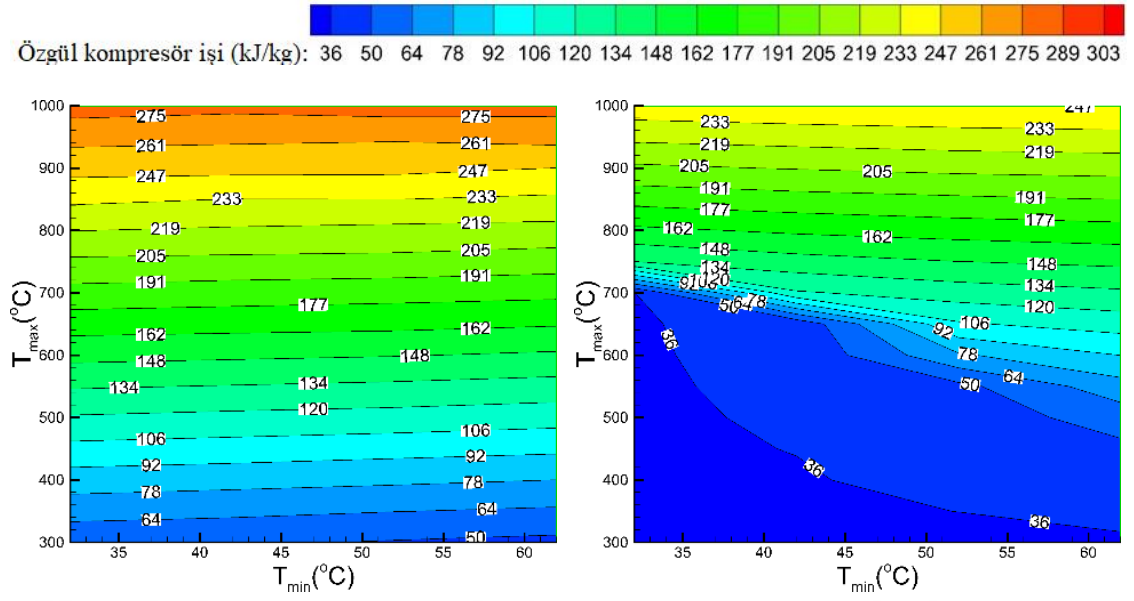
sCO₂ için, kompresör girişi tipik olarak "sıvı benzeri" bölgede, yani sıkıştırma çalışmasını en aza indirmek için yüksek yoğunluklu bölgede bulunur. Öte yandan türbin, genleşme işini en üst düzeye çıkarmak için "gaz benzeri" bölgede bulunur. Bu davranış, "sıvı benzeri" ve "gaz benzeri" bölgelerdeki aynı basınç oranı için sıkıştırma çalışmasının

hesaplanması ve sonuçların bir sıvı ve gaz için sıkıştırma işinin karşılaştırılmasıyla gösterilebilir. Şekil 4.28 CO₂, hava, N₂ ve su için $r_p = 2,5$ olan özgül kompresör işini gösterir. Sonuçların gösterdiği gibi, kritik noktaya yakın yerlerde CO₂ için kompresör işinde çarpıcı bir düşüş vardır.



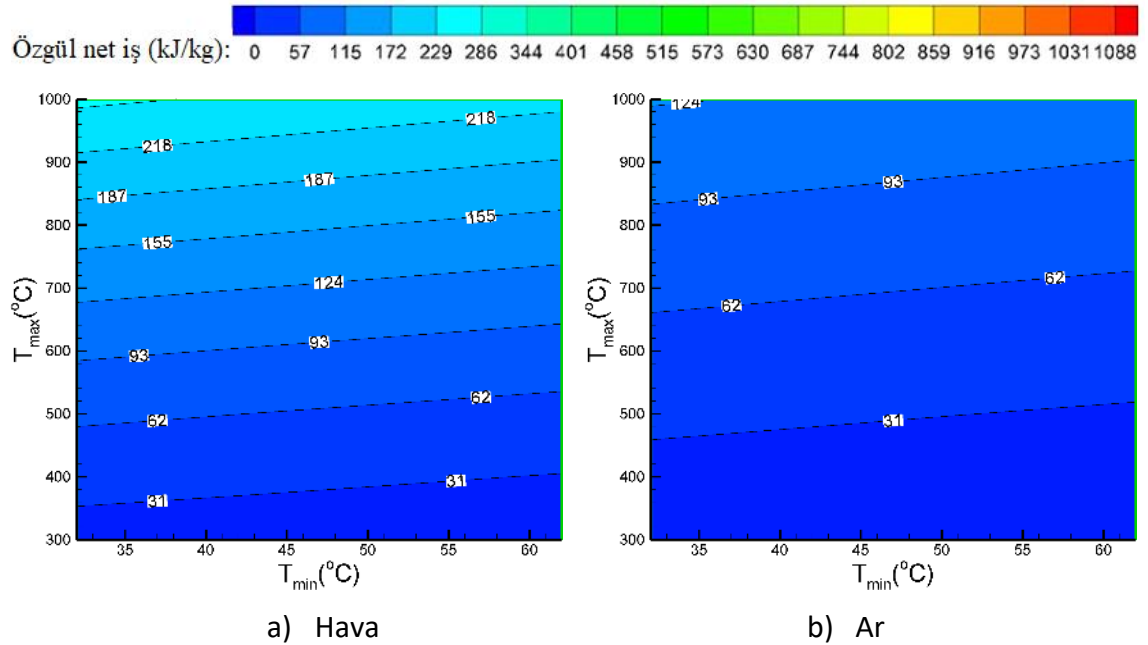
Şekil 4. 18 CO₂, hava, N₂ ve su için özgül kompresör işi

CO₂ için özgül kompresör iş girişi, 5 MPa (transkritik işlem) ve 30 MPa (süperkritik işlem) maksimum çevrim basınçları için Şekil 4.19a ve 4.19b'de gösterilmiştir. Sonuçların gösterdiği gibi, süperkritik durum için kompresör işi büyük ölçüde azaltılır, bu da daha yüksek net iş çıkışı ve daha yüksek termal verim sağlar.



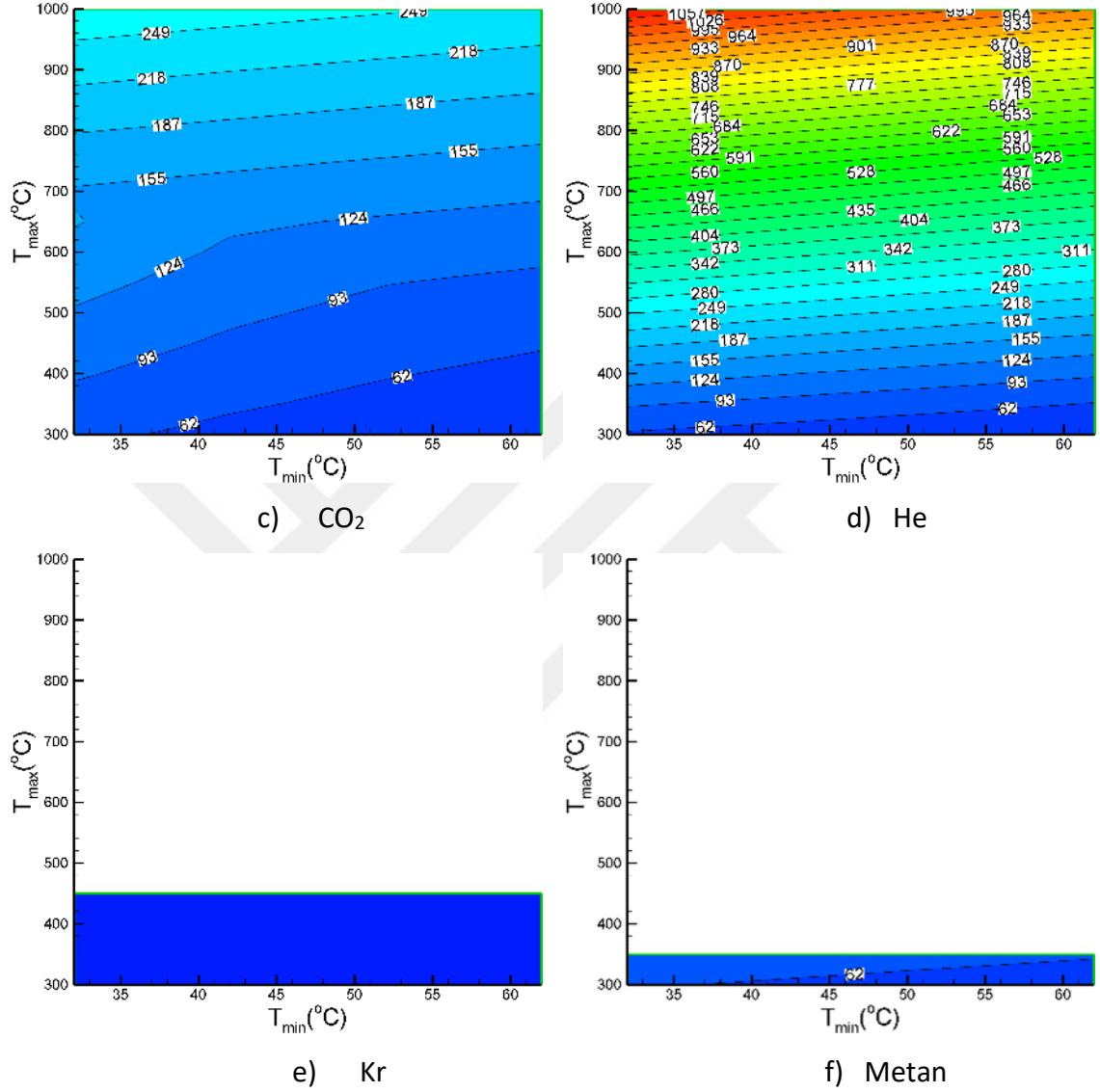
Şekil 4. 19 CO₂ için özgül kompresör işi girişi (kJ/kg):

Brayton çevrimi ve çalışma akışkanları için, Çizelge 4.4'te verilen diğer çevrim değerlerini kullanarak, 1000 °C maksimum, 32 °C minimum çevrim sıcaklığı ve 30 MPa maksimum basınç ile %35'lik termal verimlilik elde edilebilir. Çalışma koşulları aralığında dokuz çalışma akışkanı için belirlenen net iş çıkışı, Şekil 4.20'de sunulmuştur.



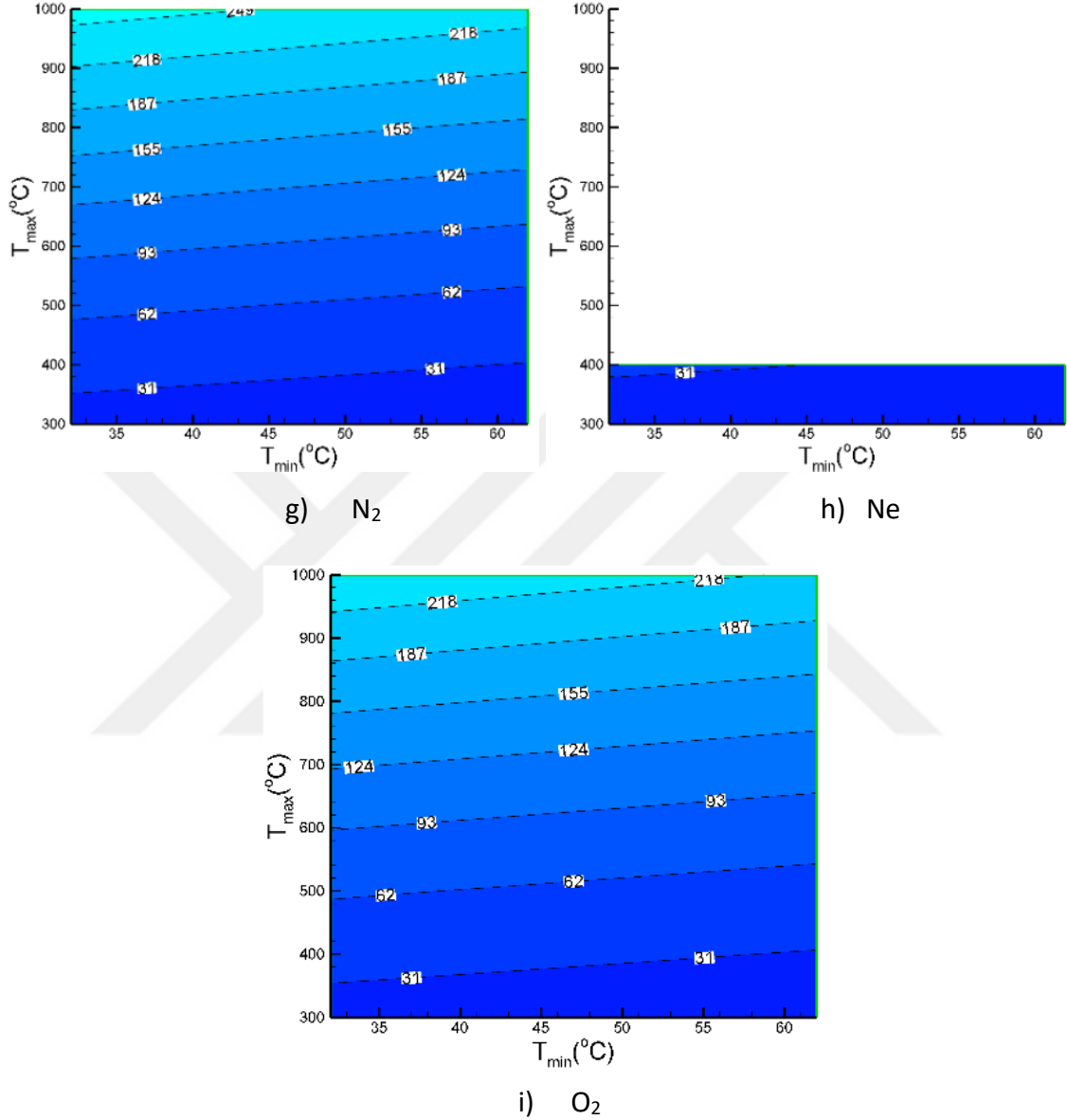
Şekil 4. 20 Analiz edilen dokuz çalışma akışkanı için basit Brayton çevriminin özgül net iş çıkışı (kJ/kg) sonuçları

Özgöl net iş (kJ/kg): 0 57 115 172 229 286 344 401 458 515 573 630 687 744 802 859 916 973 1031 1088



Şekil 4. 20 Analiz edilen dokuz çalışma akışkanı için basit Brayton çevriminin özgül net iş çıkışı (kJ/kg) sonuçları (devamı)

Özgül net iş (kJ/kg): 0 57 115 172 229 286 344 401 458 515 573 630 687 744 802 859 916 973 1031 1088



Şekil 4. 20 Analiz edilen dokuz çalışma akışkanı için basit Brayton çevriminin özgül net iş çıkışı (kJ/kg) sonuçları (devamı)

Kullanılabilir alanın kısıtlamalardan biri olduğu bazı uygulamalarda (yani ekipman boyutu ve kapladığı alan), çevrim güç çıkışı ısıl verimden daha önemli olabilir. Şekil 4.20'de sunulan sonuçların gösterdiği gibi, helyumu çalışma akışkan olarak kullanan basit Brayton çevrimi en yüksek net iş çıkışına sahiptir ve ardından CO_2 ve N_2 akışkanları gelir. 450 °C'nin altındaki TGS için helyum, 218 kJ/kg'dan daha yüksek özgül net iş çıkışı

üretirken, aynı koşullar için CO₂ 78 ve 108 kJ/kg arasında net güç çıkışı üretir. Bununla birlikte, 1000 °C'lik TGS için, CO₂ 242 ila 265 kJ/kg arasında net güç çıkışı üretir. (4.41) ve (4.44) eşitlikleri ve Şekil 4.20'den görülebileceği gibi, helyum ve CO₂ gibi daha yüksek c_p 'ye sahip çalışma akışkanları daha yüksek net iş çıkışı üretir.

4.3.3 Çalışma Akışkanı Özelliklerinin Isıl Verim Ve Net İş Çıkışına Etkisi

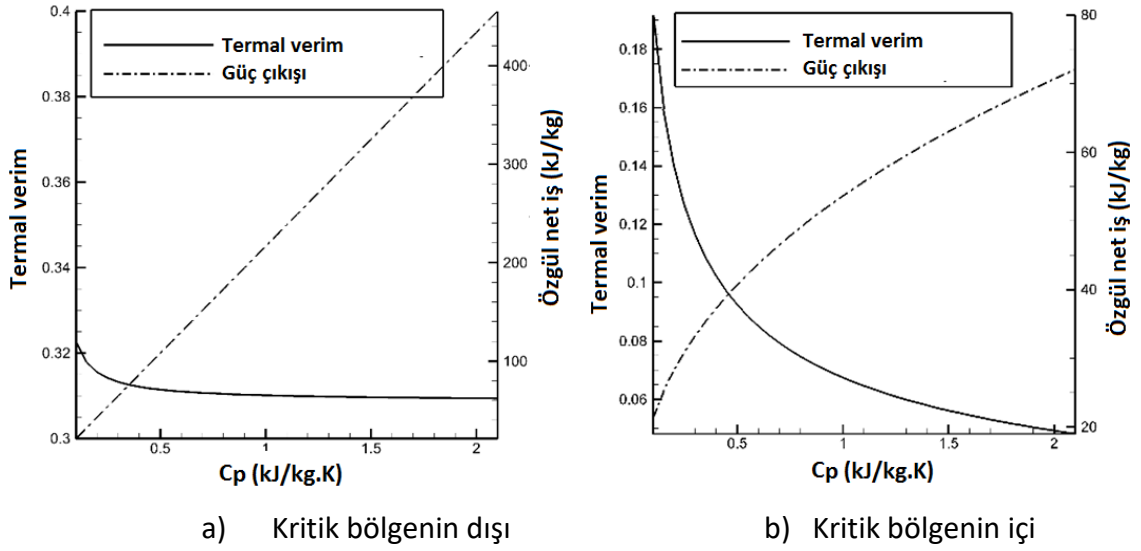
Bu çalışmada verilen ısı verim ve özgül net iş çıkışı ifadeleri, çalışma akışkan özelliklerinin basit Brayton çevriminin performansı üzerindeki etkilerini araştırmak için kullanılabilir. (4.41), (4.44), (4.49) ve (4.50) eşitlikleri çalışma akışkanının özelliklerinin ısı verimi ve özgül net iş çıkışını etkilediğini göstermektedir. (4.41) ve (4.44) eşitliklerinin özgül ısı kapasitesine göre birinci türevlerinin pozitif olduğu görülmektedir((4.52) eşitliği), yani sabit maksimum ve minimum çevrim sıcaklıklarında, kritik bölgenin içinde veya dışında, yüksek özgül ısı kapasitesine sahip çalışma akışkanlarının daha yüksek özgül net iş çıkışı vermesi anlamına gelir.

$$\frac{\partial w_{net,maks}}{\partial c_p} > 0 \quad (4.52)$$

(4.49) ve (4.50) eşitliklerinin özgül ısı kapasitesine göre birinci türevlerinin negatif olması da gösterilebilir ((4.52) eşitliği), yani sabit maksimum ve minimum çevrim sıcaklıklarında, kritik bölgenin içinde veya dışında, yüksek özgül ısı kapasitesine sahip çalışma akışkanlarının daha düşük termal verim vermesi anlamına gelir.

$$\frac{\partial \eta_{th}}{\partial c_p} < 0 \quad (4.53)$$

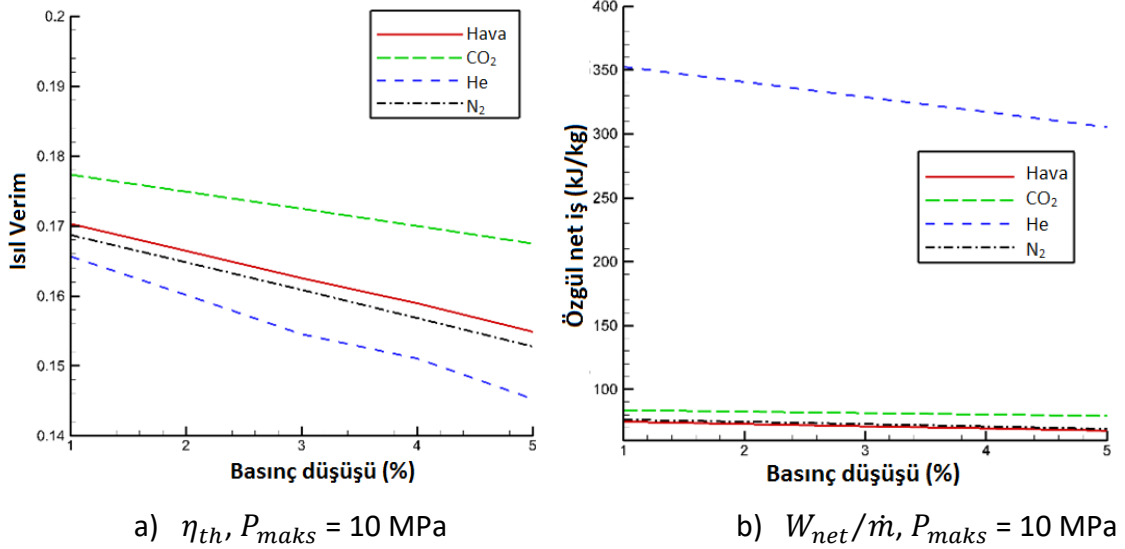
Özgül ısı kapasitesinin termal verimlilik ve net iş çıkışı üzerindeki etkisi ise $\eta_t = 0,9$, $\eta_c = 0,85$ için Şekil 4.21'de sunulmuştur. Sonuçların gösterdiği gibi, özgül ısı kapasitesi arttıkça η_{th} azalırken w_{net} azalır.



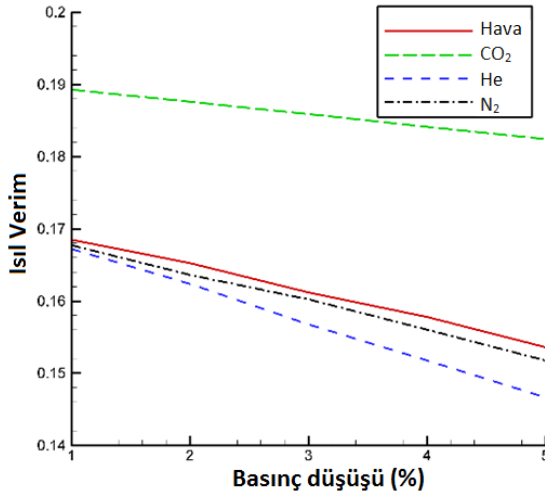
Şekil 4. 21 Kritik Bölge içindeki ve dışındaki bir basit Brayton çevrimi için özgül ısı kapasitesinin termal verimlilik ve özgül net iş çıktısı üzerindeki etkisi

4.3.4 Basınç Düşüşünün Etkisi

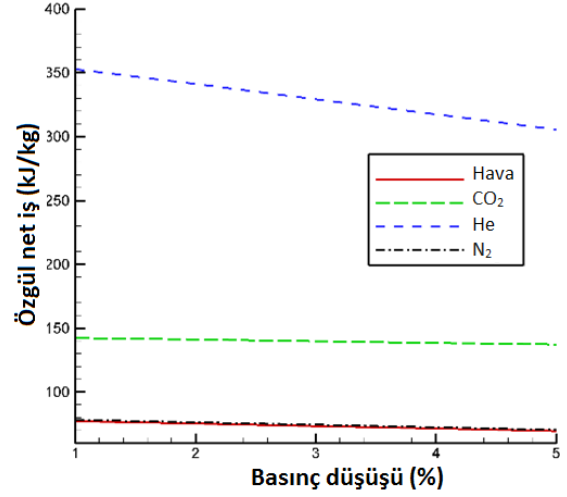
Şekil 4.22 basınç düşüşünün $T_{maks} = 600$ °C ve $T_{min} = 32$ °C'de basit Brayton çevriminin termal verimliliği ve net iş çıkışı üzerindeki etkisini gösterir. Sonuçların gösterdiği gibi, basınç düşüşünü artırmak bir basit Brayton çevriminin termal verimliliğini düşürür, çalışma akışkanının seçimini etkilemez.



Şekil 4. 22 Basınç düşüşünün basit Brayton çevrim performansına etkisi



c) $\eta_{th}, P_{maks} = 30 \text{ MPa}$



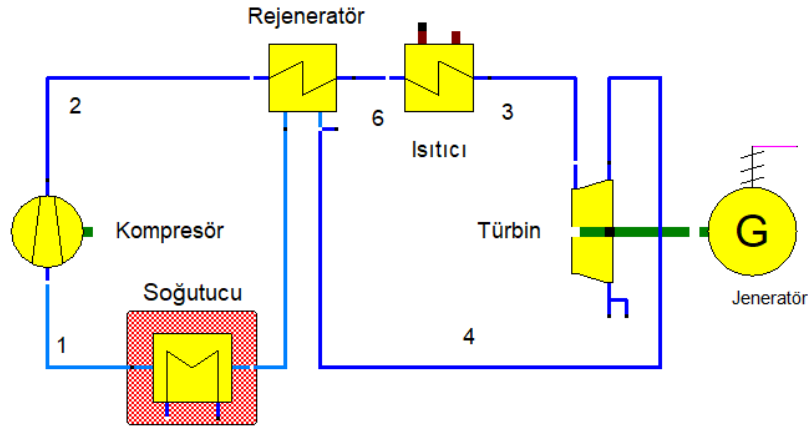
d) $W_{net}/\dot{m}, P_{maks} = 30 \text{ MPa}$

Şekil 4. 22 Basınç düşüşünün basit Brayton çevrim performansına etkisi (devamı)

Şekil 4.22'de görüldüğü gibi, basınç düşüşü CO₂ için en yüksek, helyum için ise en düşük etkiye sahiptir. Maksimum çevrim basıncını 10 MPa'dan 30 MPa'ya yükseltmek ve basınç düşüşünü %1'den %5'e yükseltmek CO₂ ve helyum için termal verimde sırasıyla %3,6 ve %12,3 düşüşle sonuçlanır. Basınç düşüşünün aynı zamanda ekipman boyutunun ve tasarımının bir fonksiyonu olduğu unutulmamalıdır. Örneğin, CO₂, helyuma kıyasla çok yoğun bir çalışma akışkanı olduğundan, CO₂ için ekipman boyutu (özellikle turbo makineler) çok daha küçüktür (yaklaşık 10 kat daha küçük).

4.4 Rejeneratif Brayton Çevrimi

Mükemmel ve yarı mükemmel gaz varsayımı kullanılarak rejeneratif Brayton çevrimi için Bölüm 2'de verilen net iş çıkışı, özgül ısı girişi, ısı verim, türbin ve kompresör çıkış sıcaklıkları temel alınarak (Bölüm 3.3'te tanımlanmıştır.), EP-13 simülasyon sonuçlarını ilişkilendirmek için istatistiksel regresyon analizi kullanılarak aşağıdaki korelasyonlar sunulmuştur. Rejeneratif Brayton çevriminin şematik bir gösterimi Şekil 4.23'de sunulmaktadır.



Şekil 4. 23 Rejeneratif Brayton çevriminin şematik gösterimi

4.4.1 Rejeneratif Brayton Çevrimi İçin Korelasyonlar

Rejeneratif Brayton çevrimi için istatistiksel korelasyonlar geliştirmek amacıyla, Çizelge 3.2’ de listelenen 9 çalışma akışkanı; 15 maksimum sıcaklık (300 °C ila 1000 °C), 3 izantropik türbin verimi (0,9 ila 1), 3 izantropik kompresör verimi (0,8 ila 1), 7 minimum sıcaklık değeri (32 °C ila 62 °C) ve 5 rejeneratör etkinlik değeri (0,75 ila 0,95) olarak toplam 42.525 senaryo olacak şekilde EP-13 performans simülasyonları yapılmıştır.

Basit Brayton çevrimiyle aynı metodolojiyi kullanmak, rejeneratif Brayton çevrimi için aşağıdaki korelasyonların oluşmasını sağlar. Brayton çevriminin net iş çıkışı, rejenerasyondan etkilenmediğinden basit Brayton çevrimi için verilen (4.41) ve (4.44) eşitlikleri rejeneratif Brayton çevrimi için de kullanılabilir.

Kritik bölge dışındaki çalışma koşulları ve optimum basınç oranında ısı girişi için (4.54) eşitlikleri verilmiştir:

$$\dot{q}_{g, rej, maks} = \frac{\dot{Q}_{g, rej, maks}}{\dot{m}_f} = 0,9789 * c_{p13} [(T_3 - T_2) - \varepsilon_{rej} (T_4 - T_2)] + 5,3456 \quad (4.54)$$

$$T_2 = 1,0572 \left(\frac{(\eta_c \eta_T T_1 T_3)^2 - T_1}{\eta_c} + T_1 \right) - 25,912 \quad (4.55)$$

$$T_4 = 0,9703 \left((1 - \eta_T) T_3 + \frac{\eta_T T_3}{r_p^{\frac{k_3-1}{k_3}}} \right) + 20,101 \quad (4.56)$$

Yarı mükemmel gaz davranışını varsayarak (Bölüm 3.3'te tanımlandığı şekilde) c_{p13} , minimum maksimum çevrim sıcaklıkları arasındaki özgül ısı kapasitelerinin aritmetik ortalaması alınarak belirlenir. Türbin ve kompresör çıkış sıcaklıkları T_4 ve T_2 (4.55) ve (4.56) eşitliklerinden belirlenebilir. Analiz edilen 31.900 senaryo için ortalama bağıl hata 0,011'dir.

Kritik Bölge içindeki çalışma koşulları için, özgül ısı girişi (4.57) eşitliğinden belirlenebilir.

$$\begin{aligned}\dot{q}_{g,rej,maks} &= \frac{\dot{Q}_{g,rej,maks}}{\dot{m}_f} \\ &= 4,7802 \left[c_p (T_3 - T_2 - \varepsilon_{rej}(T_4 - T_2)) \right]^{0,7543} + 5,3456\end{aligned}\quad (4.57)$$

Burada c_p ifadesi:

$$c_p = 0,02459c_{p1} + 0,97541c_{p3}\quad (4.58)$$

Kritik bölge dışındaki çalışma koşulları için, rejeneratif Brayton çevriminin optimum basınç oranında ısı verimi ifadesi (4.41) eşitliğini (4.54) eşitliğine bölerek elde edilebilir.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net,maks}}{\dot{Q}_{g,rej,maks}} = \frac{0,9764 \frac{c_{p13}}{\eta_c} [(\eta_c \eta_T T_3)^{0,5} - T_1^{0,5}]^2 - 0,0975}{0,9789 * c_{p13} [(T_3 - T_2) - \varepsilon_{rej}(T_4 - T_2)] + 5,3456}\quad (4.59)$$

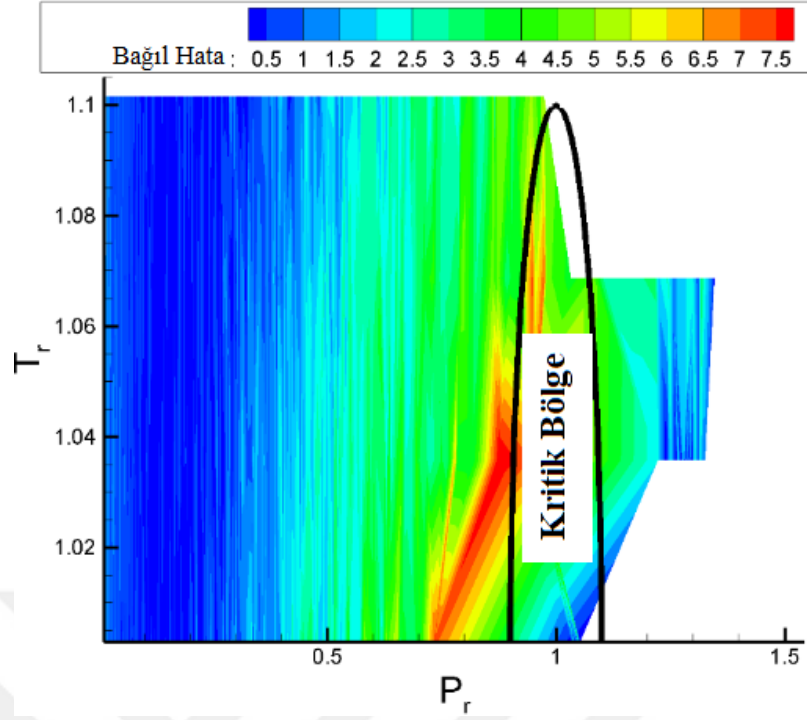
Burada c_{p13} , yarı mükemmel gaz modeline göre minimum ve maksimum çevrim sıcaklıkları arasındaki ortalama özgül ısı kapasitesidir.

Kritik bölge içindeki çalışma koşulları için, rejeneratif Brayton çevriminin optimum basınç oranında ısı verimi (4.44) eşitliğini (4.57) eşitliğine bölerek elde edilebilir.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net,maks}}{\dot{Q}_{g,rej,maks}} = \frac{6,25251 \left(\frac{c_{p,w}}{\eta_c} [\eta_c \eta_t T_3^{0,5} - T_1^{0,5}]^2 \right)^{0,3978}}{4,7802 \left[c_p (T_3 - T_2 - \varepsilon_{rej}(T_4 - T_2)) \right]^{0,7543} + 5,3456}\quad (4.60)$$

Özgül ısılar $c_{p,w}$ ve $c_{p,q}$ sırasıyla (4.45) ve (4.58) eşitliklerinden elde edilir.

Kritik bölge içindeki ve dışındaki ortalama bağıl hata küçük olmasına rağmen, kritik bölge yakınındaki hatalar önemli ölçüde daha yüksek olabilir. Şekil 4.24'de gösterildiği gibi, korelasyondan ((4.60) eşitliği) bulunan bir rejeneratif CO₂ Brayton çevriminin termal verimliliğindeki bağıl hata, kritik bölgenin sınırına yakın bir değerde ortalama değere göre daha yüksektir.



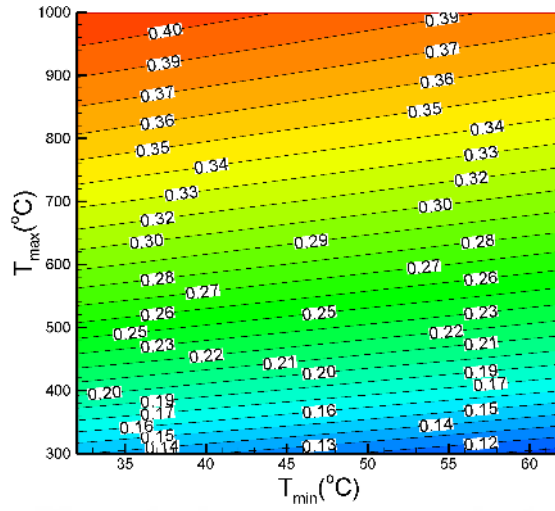
Şekil 4. 24 Rejeneratif CO₂ Brayton çevriminin ısı verimi için bağıl hata

Bir çalışma akışkanının özgül ısı kapasitesinin, net iş çıkışı ve rejeneratif Brayton çevriminin ısı verimi üzerindeki etkisi, Bölüm 4.3.3'te tartışılan bir basit Brayton çevrimiyle aynıdır.

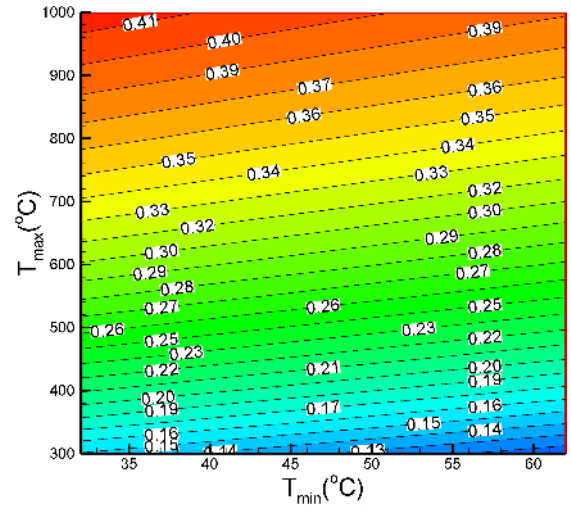
4.4.2 Çalışma Koşullarının Rejeneratif Brayton Çevrimin Performansına Etkisi

Rejeneratif Brayton çevriminin termal performansı, çevrimin EP-13 modeli kullanılarak belirlenmiştir. Çizelge 3.2'de verilen dokuz farklı çalışma akışkanı için çeşitli çalışma koşullarında yapılan hesaplamaların sonuçları bu bölümde sunulmaktadır. Hesaplamalarda kullanılan çevrim parametreleri, bir basit Brayton çevrimi (Çizelge 4.4) ile aynıdır (rejeneratif Brayton çevrimi için 0,85'lik rejenerasyon etkinliği değeri hariçtir). CO₂ ile süperkritik çalışma koşullarına ulaşmak için 30 MPa'lık maksimum çevrim basıncı kullanılmıştır. Çalışma koşullarının (maksimum ve minimum çevrim sıcaklığı) ve çalışma akışkanlarının termodinamik özelliklerinin, 30 MPa'lık maksimum basınçta çalışan rejeneratif Brayton çevriminin ısı verimi üzerindeki etkisi, Şekil 4.25'te sunulmaktadır.

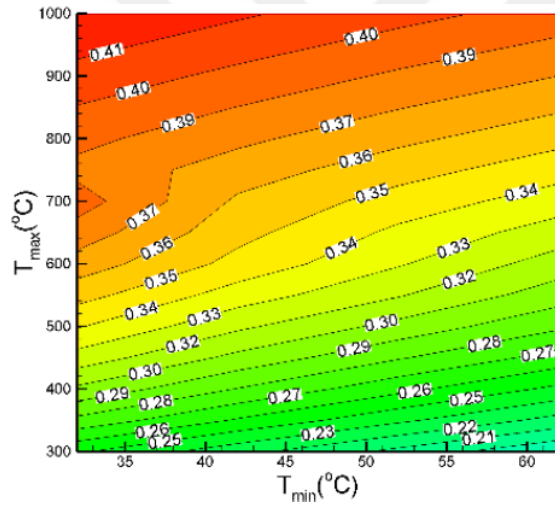
Termal verim: 0.08 0.10 0.12 0.13 0.15 0.17 0.19 0.21 0.22 0.24 0.26 0.28 0.30 0.31 0.33 0.35 0.37 0.39 0.40 0.42



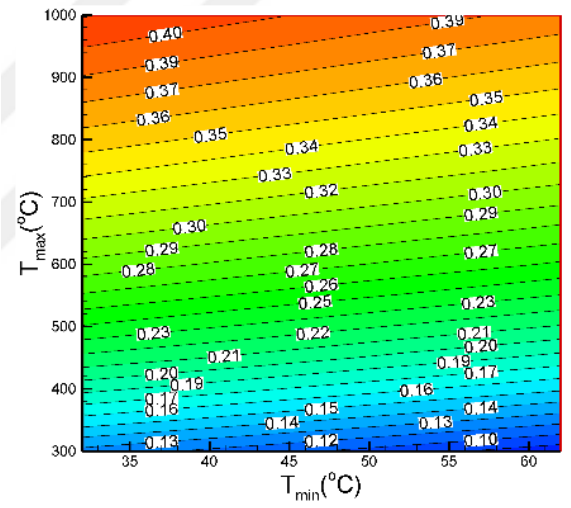
a) Hava



b) Ar



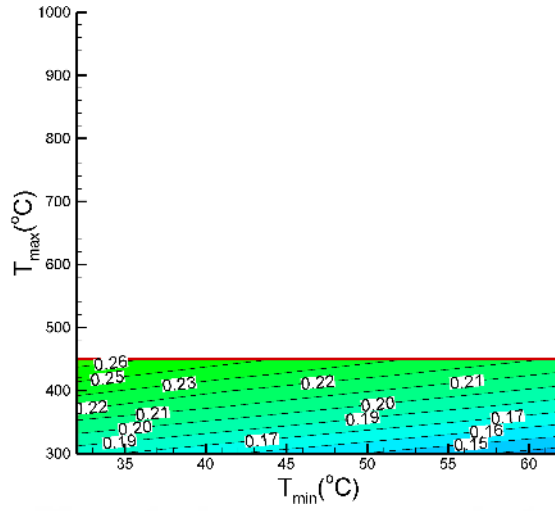
c) CO₂



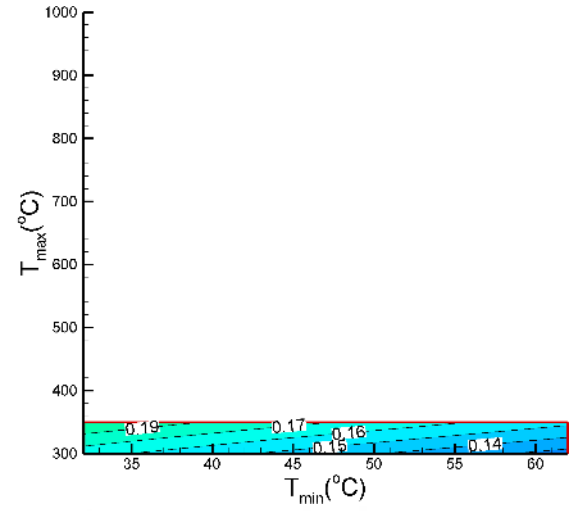
d) He

Şekil 4. 25 Dokuz çalışma akışkanı için rejeneratif Brayton çevriminin ısıl verimlilik sonuçları

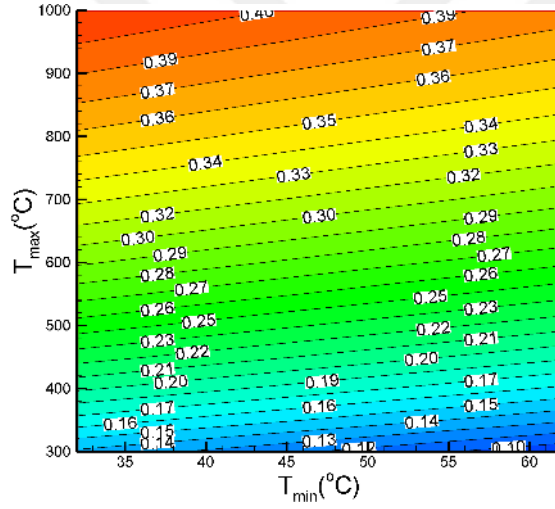
Termal verim: 0.08 0.10 0.12 0.13 0.15 0.17 0.19 0.21 0.22 0.24 0.26 0.28 0.30 0.31 0.33 0.35 0.37 0.39 0.40 0.42



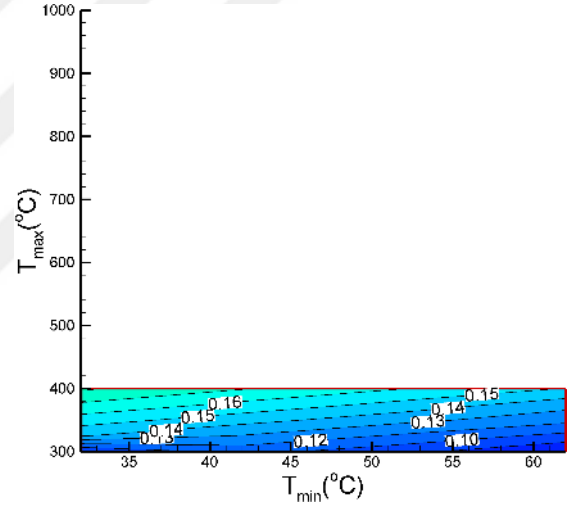
e) Kr



f) Metan

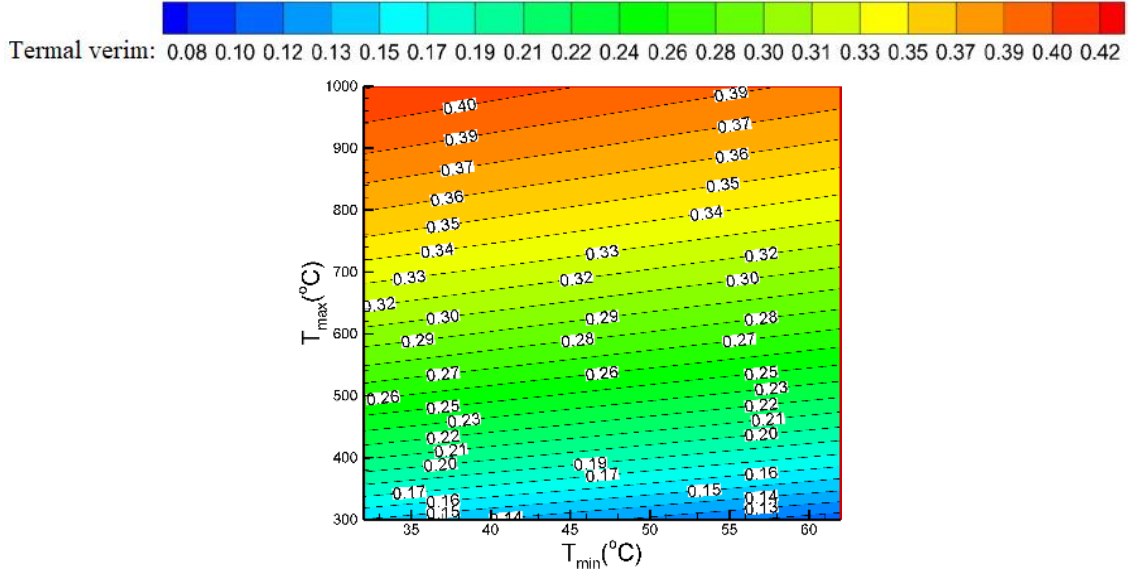


g) N₂



h) Ne

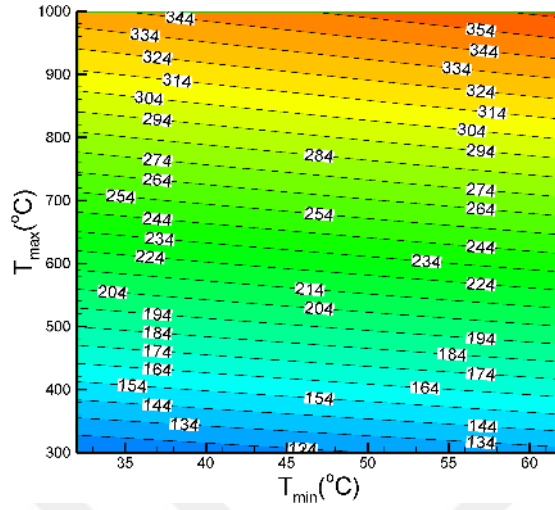
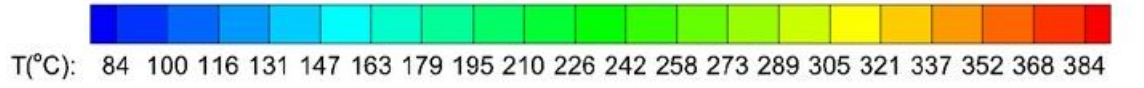
Şekil 4. 25 Dokuz çalışma akışkanı için rejeneratif Brayton çevriminin ısı verimlilik sonuçları (devamı)



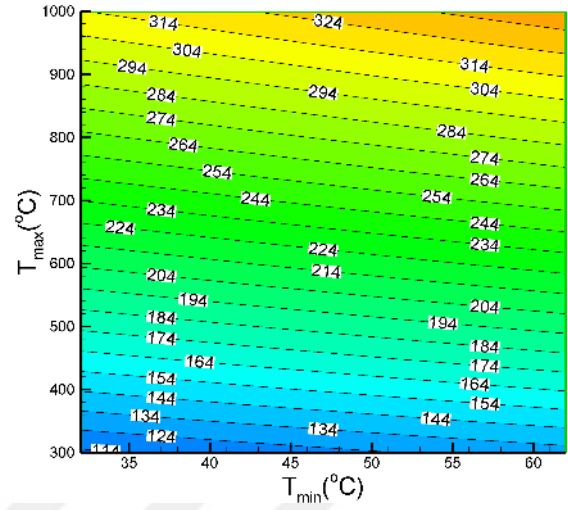
Şekil 4. 25 Dokuz çalışma akışkanı için rejeneratif Brayton çevriminin ısıl verimlilik sonuçları (devamı)

Şekil 4.25'te görüldüğü gibi, (4.59) ve (4.60) eşitliklerine göre rejeneratif Brayton çevriminin ısıl verimi, çalışma akışkanı özelliklerine bağlıdır. Şekil 4.25'te sunulan sonuçların gösterdiği gibi, bir rejeneratif CO₂ Brayton çevrimi en yüksek termal verime sahiptir, bunu Ar ve N₂ izler. Sırasıyla 1000 °C ve 35 °C maksimum ve minimum sıcaklık için, bir rejeneratif CO₂ Brayton çevriminin termal verimliliği %41'dir yani basit bir CO₂ Brayton çevrimine kıyasla %7 daha yüksektir (Şekil 4.17). Kritik bölgedeki çalışma koşulları için, bir sCO₂ Brayton çevriminin ısıl verimi, diğer çalışma akışkanlarına kıyasla %9 daha yüksektir. Örneğin, 38°C minimum çevrim sıcaklığı ve 450 °C maksimum çevrim sıcaklığı için, CO₂ ve Ar akışkanlarının termal verimi sırasıyla %32 ve %23'tür.

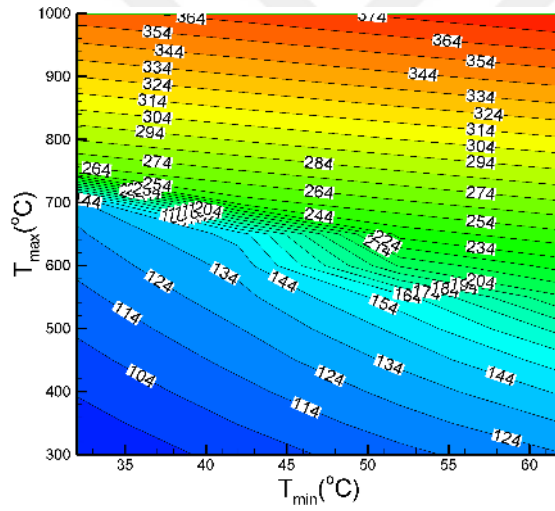
Dokuz çalışma akışkanı için çevrim egzoz (ısı atımı) sıcaklığı (T_5) çalışma koşulları aralığı boyunca Şekil 4.26'da sunulmuştur. Sonuçların gösterdiği gibi, çalışma koşullarına bağlı olarak, bir rejeneratif CO₂ Brayton çevrimi en yüksek ve en düşük çevrim egzoz sıcaklığına sahiptir ve ardından hava ve O₂ akışkanları gelmektedir. Örneğin, 1000 °C TGS için CO₂, 350 °C civarında çevrim egzoz sıcaklığı üretir. Analiz edilen çalışma koşulları aralığında rejeneratif CO₂ Brayton çevrim egzoz sıcaklığı, ORÇ çalışma aralığı olan 100 °C ila 350 °C arasındadır. Böylece ORÇ, kombine Brayton/ORÇ çevriminde alt çevrim olarak seçilebilir.



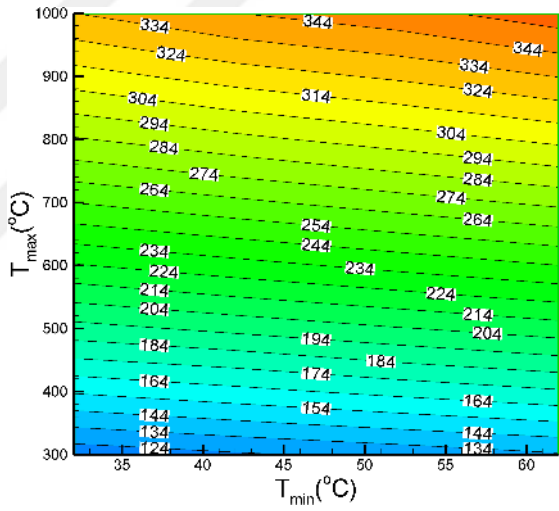
a) Hava



b) Ar

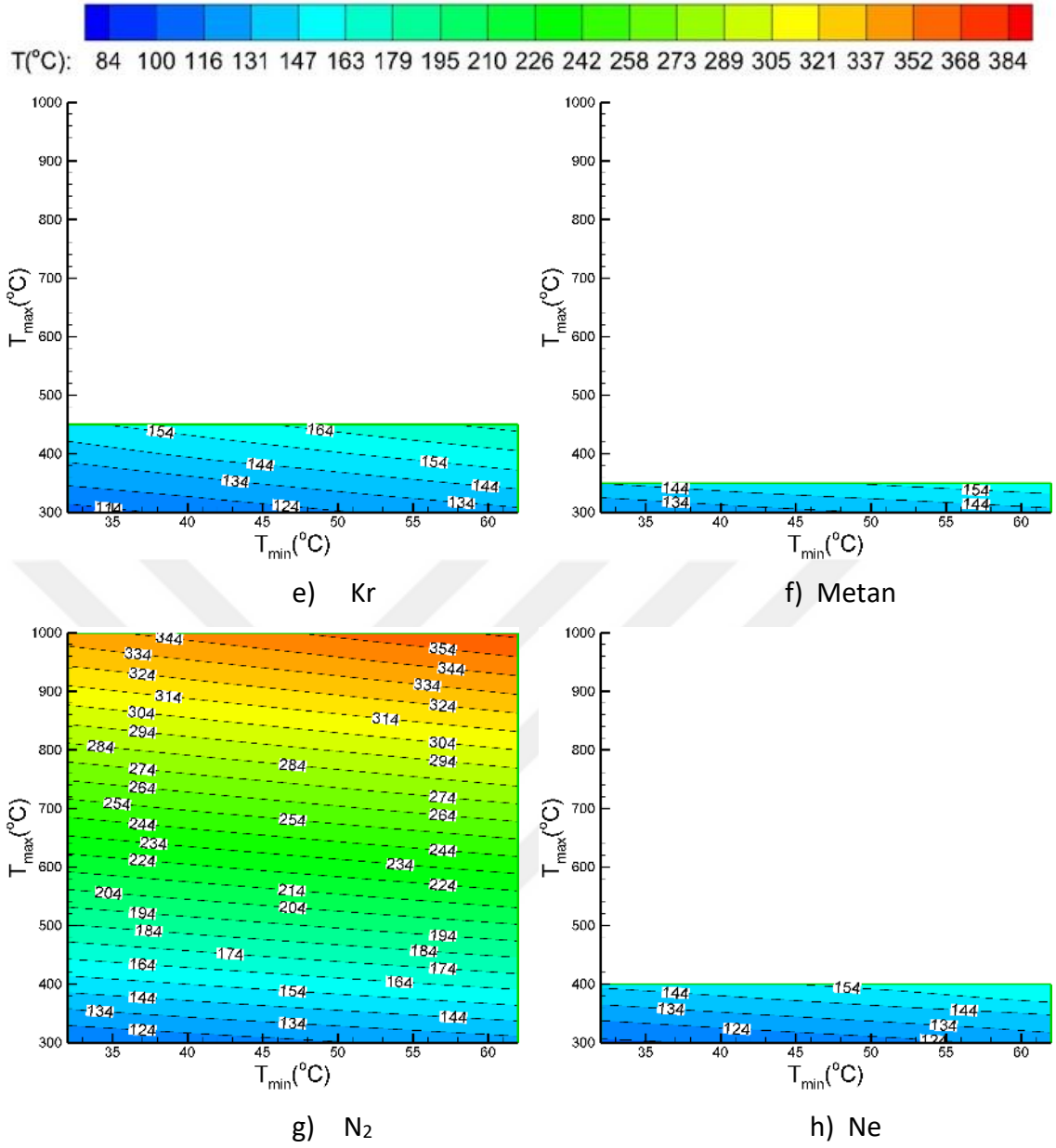


c) CO_2

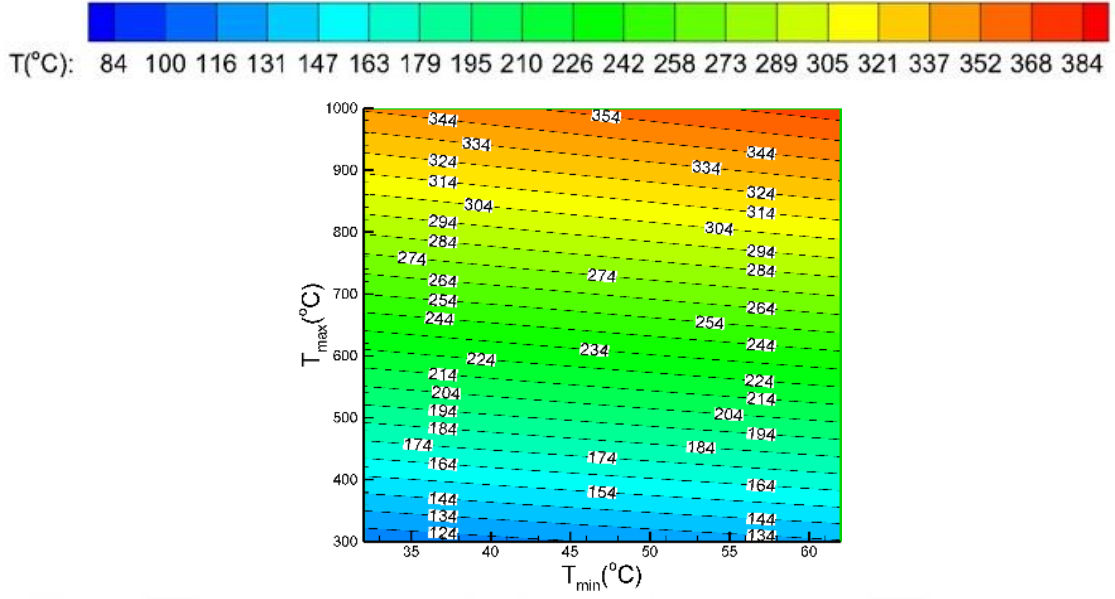


d) He

Şekil 4. 26 Dokuz çalışma akışkanının rejeneratif Brayton çevrimi için egzoz sıcaklığı



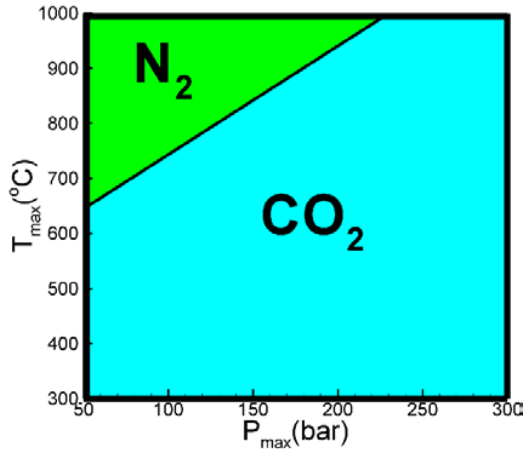
Şekil 4. 26 Dokuz çalışma akışkanının rejeneratif Brayton çevrimi için egzoz sıcaklığı (devamı)



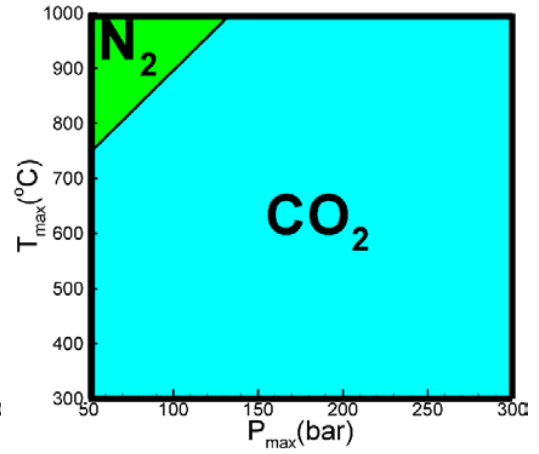
Şekil 4. 26 Dokuz çalışma akışkanının rejeneratif Brayton çevrimi için egzoz sıcaklığı (devamı)

4.4.3 Brayton Çevriminin Performans Haritaları

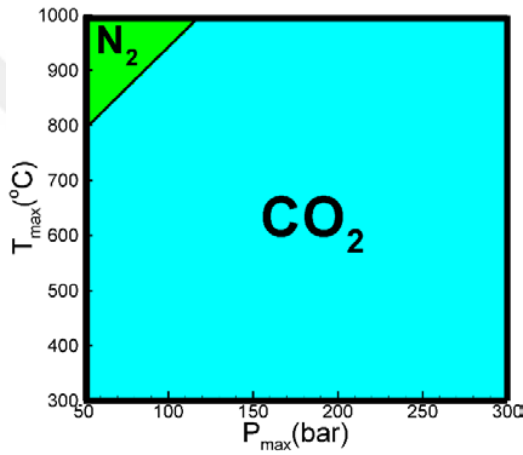
Bu çalışmanın temel amaçlarından biri, verilen çevrim çalışma koşulları kümesi için tercih edilen (en iyi) çalışma akışkanlarının seçilmesidir. Basit ve rejeneratif Brayton çevrimi ısı verimi için performans haritaları, verilen çevrim çalışma koşulları kümesi için (maksimum basınç ve sıcaklık ve turbo makine performansı) en iyi çalışma akışkanının seçilmesini sağlamak için yapılmıştır. Şekil 4.27'de sunulan performans haritaları, çalışma koşullarına bağlı olarak optimum basınç oranında çalışan basit veya rejeneratif Brayton çevrimi için, N₂ veya CO₂'nin en yüksek verimi verdiğini göstermektedir. Başka bir deyişle, en iyi denebilecek iki çalışma akışkanı bölgesi vardır: N₂ bölgesi ve CO₂ bölgesi. Ar çalışma akışkanı için bir seçenek olsa da, çok pahalıdır ve santral maliyetini önemli ölçüde arttırır.



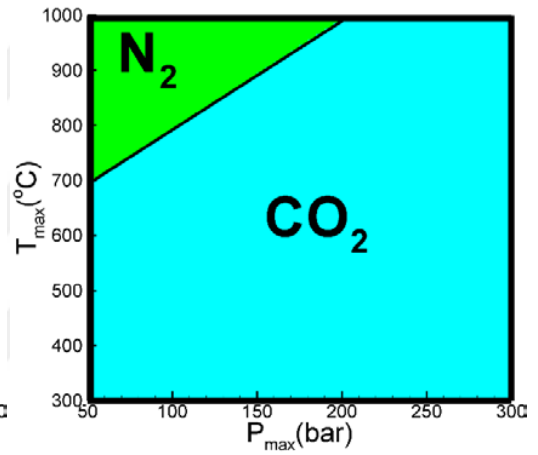
a) $\eta_c = 0,9, \eta_t = 0,95$



b) $\eta_c = 0,85, \eta_t = 0,95$



c) $\eta_c = 0,85, \eta_t = 0,9$



d) $\eta_c = 0,9, \eta_t = 0,9$

Şekil 4. 27 Basit ve rejeneratif bir Brayton çevriminin termal verimliliği için performans haritaları

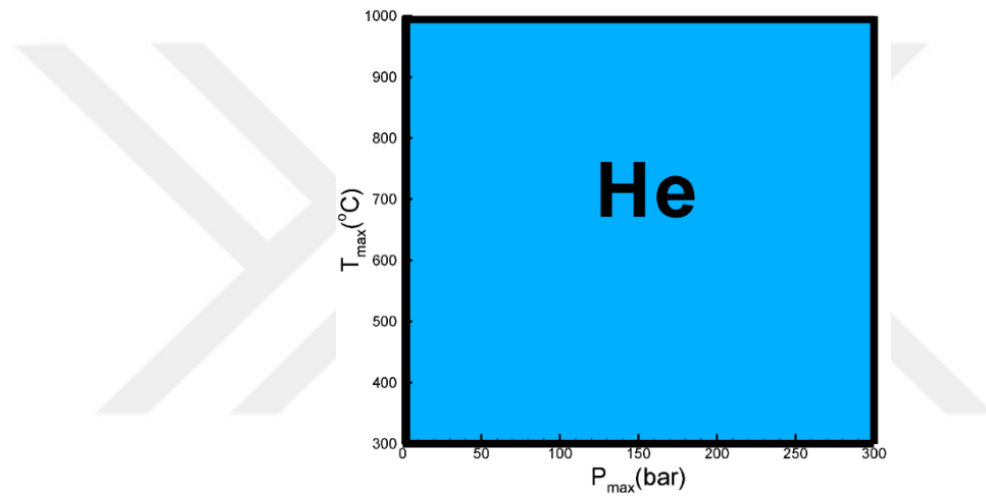
Şekil 4.27'de gösterildiği gibi, yüksek maksimum çevrim sıcaklıkları ve düşük maksimum çevrim basınçları için, N_2 en yüksek termal verimi sağlayan çalışma akışkanıdır. Bununla birlikte, daha yüksek maksimum çevrim basınçları veya daha düşük maksimum çevrim sıcaklıkları için, CO_2 en iyi çalışan akışkandır.

Turbo makinelerin performansı, yani kompresörün ve türbinin izantropik verimleri, en iyi çalışma akışkanın bölgesini etkiler, daha yüksek izantropik verimler N_2 bölgesinin boyutunu artırır.

İstatistiksel regresyon analizini kullanarak (4.61) eşitliği Şekil 4.27'de gösterilen N₂ ve CO₂ bölgeleri arasındaki sınır için verilmiştir, burada P_{maks} birimi bardır ve türbin ve kompresörün izantropik verimleri küsuratlı olarak verilmiştir.

$$T_{maks}(^{\circ}\text{C}) = (-20\eta_c + 20)P_{maks} - 1109,8\eta_c\eta_T + 1498,3 \quad (4.61)$$

Basit ve rejeneratif Brayton çevrimlerinin özgül net iş çıkışı için performans haritası Şekil 4.28'de gösterilmektedir. Bu çalışmada analiz edilen tüm çalışma akışkanları arasında, analiz edilen çalışma koşullarının tümü boyunca en yüksek özgül net iş çıkışını He üretir. Özgül net iş çıkışı için performans haritası, minimum çevrim sıcaklığından ve kompresör ve türbinin izantropik verimlerinden bağımsızdır.

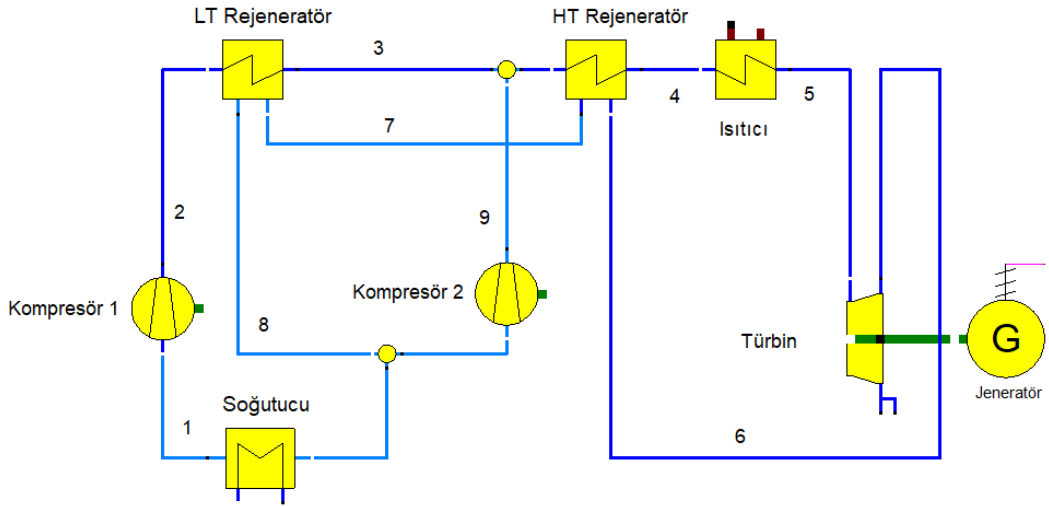


Şekil 4. 28 Özgül net iş çıkışı için performans haritası

Minimum çevrim sıcaklığı ısı verimi ve özgül net iş çıkışını etkilese de, çalışma akışkanlarının seçimi asgari çevrim sıcaklığından bağımsızdır. Bu nedenle, Şekil 4.27 ve 4.28, herhangi bir minimum çevrim sıcaklığı için geçerlidir.

4.5 Rekompresyonlu Rejeneratif Brayton Çevrimi

Süperkritik CO₂'nin çalışma akışkan olarak kullanılması, öncelikle rekompresyonlu rejeneratif Brayton çevrimi (RRBÇ) ile ilgili araştırmanın odak noktası olmuştur. Rekompresyonlu rejeneratif Brayton çevriminin şematik gösterimi Şekil 4.29'da sunulmuştur.



Şekil 4. 29 RRBÇ'nin şematik gösterimi

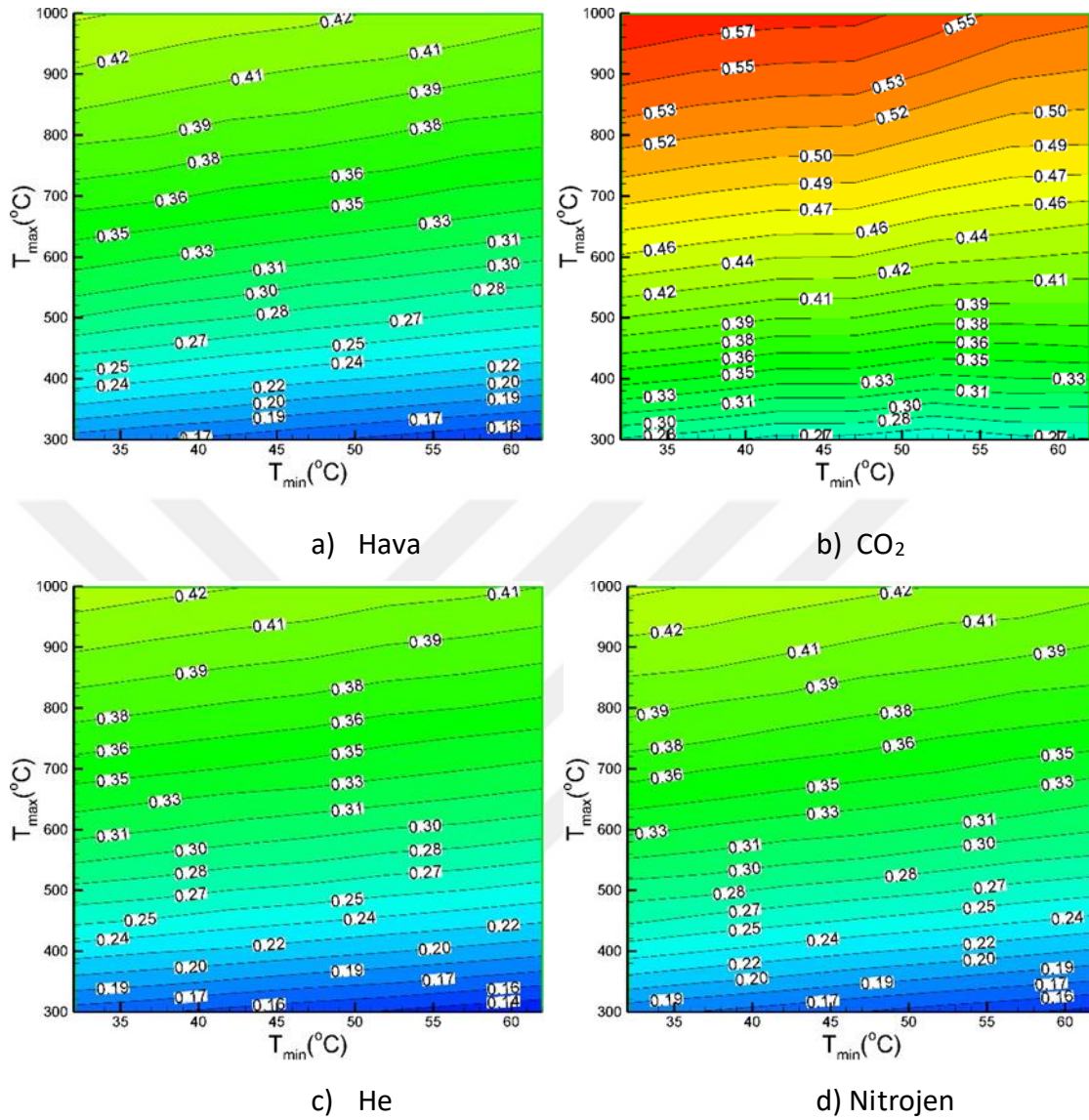
Bölüm 4.3.2'de tartışıldığı gibi, kompresörün “sıvı benzeri” bölgede çalışması kompresör işini azaltır ve termal verimi artırır. Çalışma akışkanları olarak hava, helyum, karbondioksit ve azot için elde edilen çevrim performansı sonuçları bu bölümde sunulmaktadır. Hesaplamalarda kullanılan çevrim parametreleri Çizelge 4.5'de özetlenmiştir.

Çizelge 4. 5 RRBÇ parametreleri

Parametre	Değer
Maksimum Sıcaklık T_4 (°C)	300-1000
Maksimum Basınç P_2 (MPa)	10-30
Türbin izantropik verimi η_t (%)	0,90
Kompresör izantropik verimi η_c (%)	0,89
HT Rejeneratör etkinliği	0,976
LT Rejeneratör etkinliği	0,88
$P_{\text{kayıp, evaporatör}}$ (%)	5

Çalışma koşullarının, $P_{maks} = 30$ MPa'da rekompresyonlu rejeneratif Brayton çevriminin termal verimliliği üzerindeki etkisi, dört çalışma akışkanı (hava, CO_2 , He ve N_2) için Şekil 4.30'da sunulmuştur.

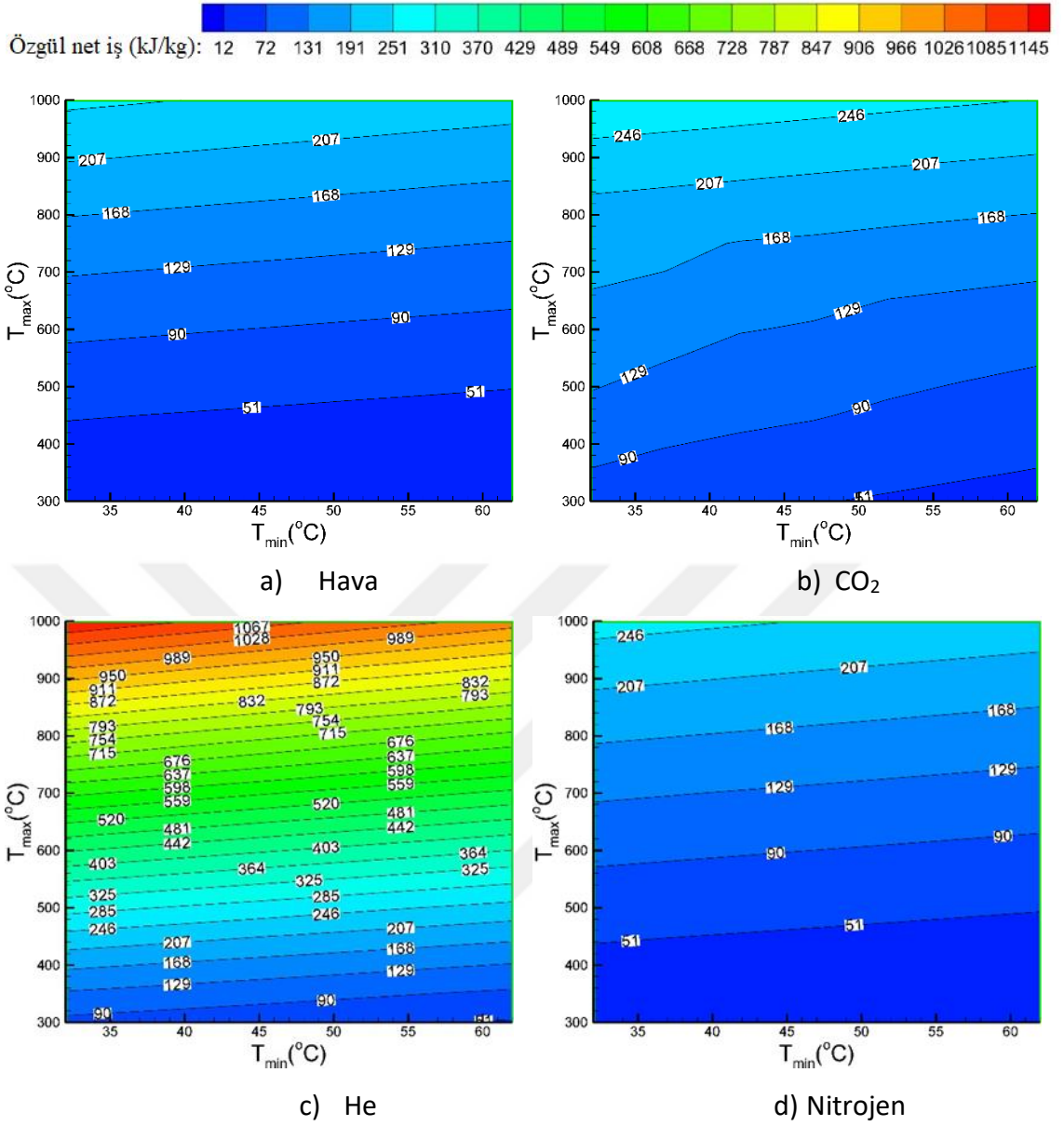
Termal verim: 0.13 0.15 0.17 0.20 0.22 0.25 0.27 0.29 0.32 0.34 0.37 0.39 0.41 0.44 0.46 0.49 0.51 0.53 0.56 0.58



Şekil 4. 30 P_{maks} = 30 MPa'da analiz edilen dört çalışma akışkanı için RRBC'nin ısı verimi

Sonuçların gösterdiği gibi, çalışma akışkanı olarak CO₂ kullanan rekompresyonlu rejeneratif Brayton çevrimi en yüksek termal verime sahiptir. Hava, helyum ve N₂ aynı termal verime sahiptir ve CO₂ ile karşılaştırıldığında önemli ölçüde düşüktür. 1000 °C maksimum çevrim sıcaklığında ve 30 MPa maksimum çevrim basıncında CO₂ kullanılarak %57'lik ısı verim elde edilebilir.

Çalışma koşulları aralığında analiz edilen dört çalışma akışkanı için belirlenen özgül net iş çıkışı, Şekil 4.31'de sunulmuştur.

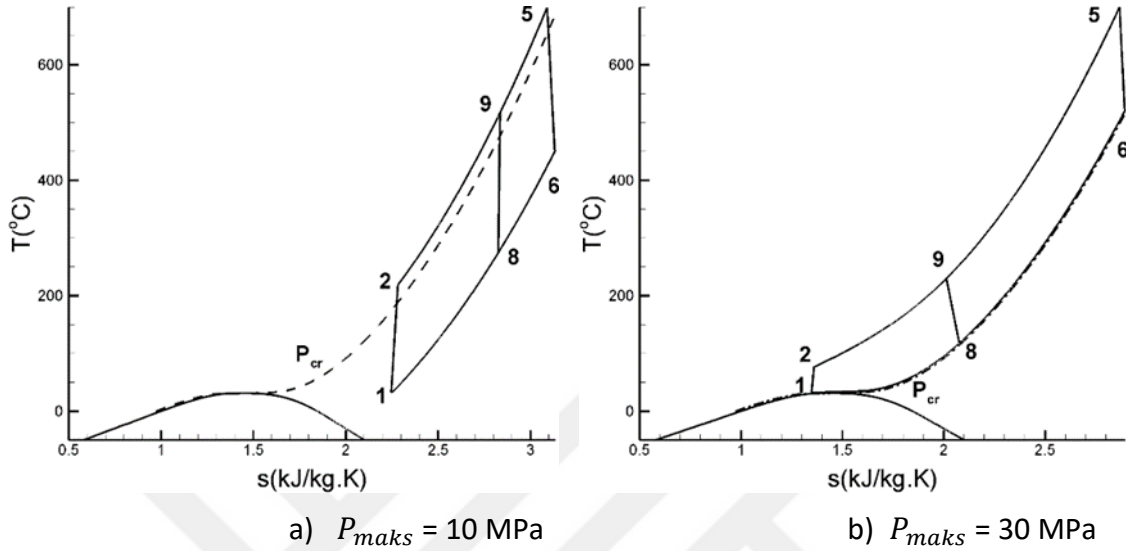


Şekil 4. 31 $P_{maks} = 30$ MPa'da analiz edilen dört çalışma akışkanı için RRBÇ'nin özgül net iş çıkışı

Sonuçların gösterdiği gibi, çalışma akışkanı olarak helyum kullanan rekompresyonlu rejeneratif Brayton çevrimi en yüksek özgül net iş çıkışına sahiptir, ardından CO₂ ve N₂'ye gelmektedir. 450 °C'nin altındaki TGS için helyum, 207 kJ/kg'dan daha yüksek özgül net iş çıkışı üretirken, 1000 °C TGS için CO₂, 246 kJ/kg ve 285 kJ/kg arasında net güç çıkışı üretir.

Bölüm 4.3.2'de tartışıldığı gibi süperkritik CO₂ Brayton çevrimleri için, kompresör girişi "sıvı benzeri" bölgede, yani kompresör işini en aza indirmek için yüksek yoğunluklu bölgede bulunur. Bu gerçek, termodinamik çevrimin 10 MPa (transkritik işlem) ve 30

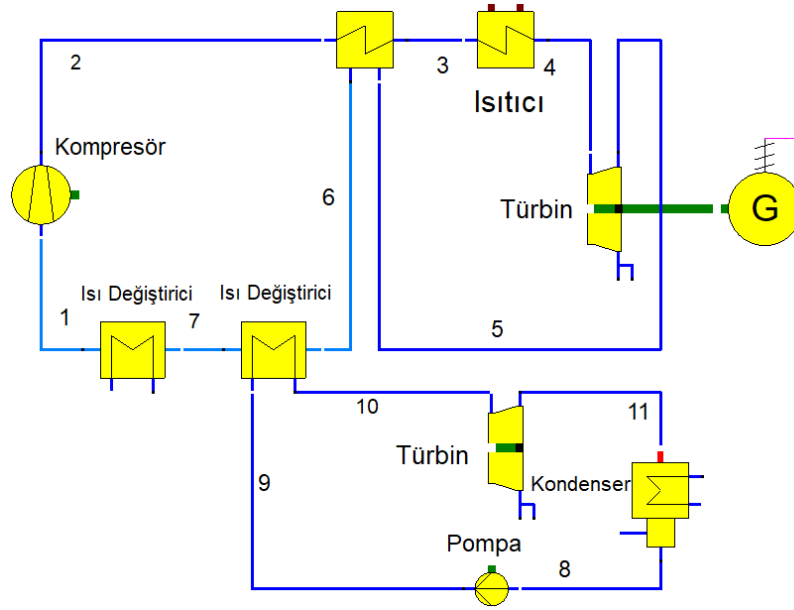
MPa (süperkritik işlem) maksimum çevrim basınçları için T-s diyagramlarında sunulduğu bir CO₂'li RRBÇ için Şekil 4.32a ve Şekil 4.32b 'de gösterilmektedir. Süperkritik işlem için, kompresörün işi büyük ölçüde azaltılmıştır, bu da özgül net iş çıkışı ve ısı veriminin daha yüksek olmasını sağlar.



Şekil 4. 32 RRBÇ'nin T-s diyagramı

4.6 Kombine Brayton/ORÇ çevrimi

Kombine Brayton/ORÇ çevriminin ısı verimi, çeşitli çalışma koşulları ve bir dizi çalışma akışkanı kombinasyonu ile belirlenmiştir. Alt (ORÇ) çevrim için kullanılan çalışma akışkanları Çizelge 3.1'de listelenirken, üst çevrim olan rejeneratif Brayton çevrimi için kullanılan çalışma akışkanları Çizelge 3.2'de verilmektedir. Kombine Brayton/ORÇ çevriminin şematik bir gösterimi Şekil 4.33'de sunulmuştur. Hesaplamalarda kullanılan çevrim parametreleri Çizelge 4.6'da özetlenmiştir.



Şekil 4. 33 Kombine Brayton/ORÇ çevriminin şematik gösterimi

Hesaplamalarda kullanılan çevrim parametreleri Çizelge 4.6'da özetlenmiştir.

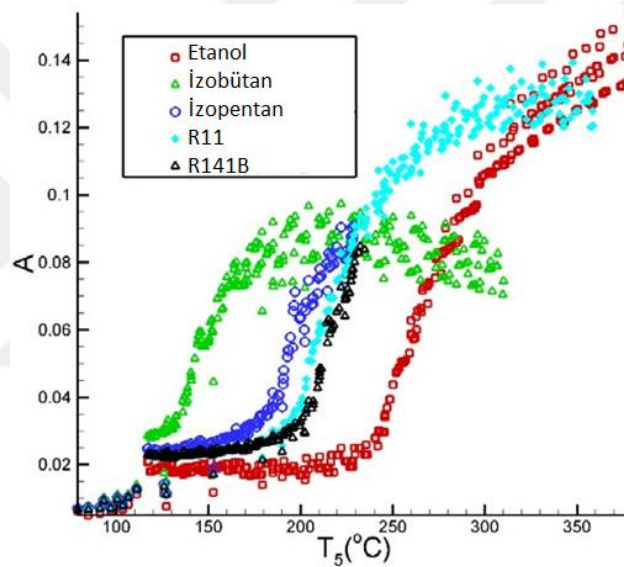
Çizelge 4. 6 Kombine Brayton/ORÇ çevrimi için çevrim parametreleri

Parametre	Değer
Brayton çevrimi türbin izantropik verimi (%)	0,90
ORÇ türbin izantropik verimi (%)	0,87
Kompresör ve pompa izantropik verimi (%)	0,80
P_2 (MPa)	5-30
T_1 (°C), T_8 (°C)	32-62
T_3 (°C)	300 1000
Etkinlik değeri	0,85
Isı değiştirici için üst sıcaklık farkı (°C)	10
P_{10} (MPa), $T_{10} > T_{cr}$ için	P_{cr}
P_{10} (MPa), $T_{10} < T_{cr}$ için	P_{doyma}

Hesaplamalar, üst çevrim türbin girişi ve ısı kaynağı arasındaki sıcaklık farkı 10 °C olacak şekilde yapılmıştır. Ayrıca, üst çevrimin optimal basınç oranı [85] de açıklandığı gibi kullanılmıştır. Optimum basınç oranında, çevrim net iş çıkışı maksimum değerine ulaşır.

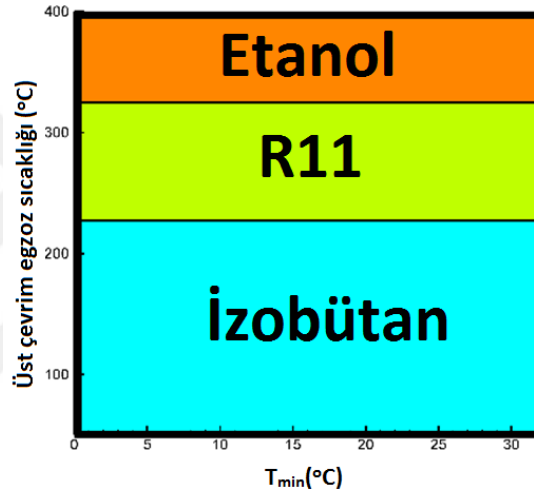
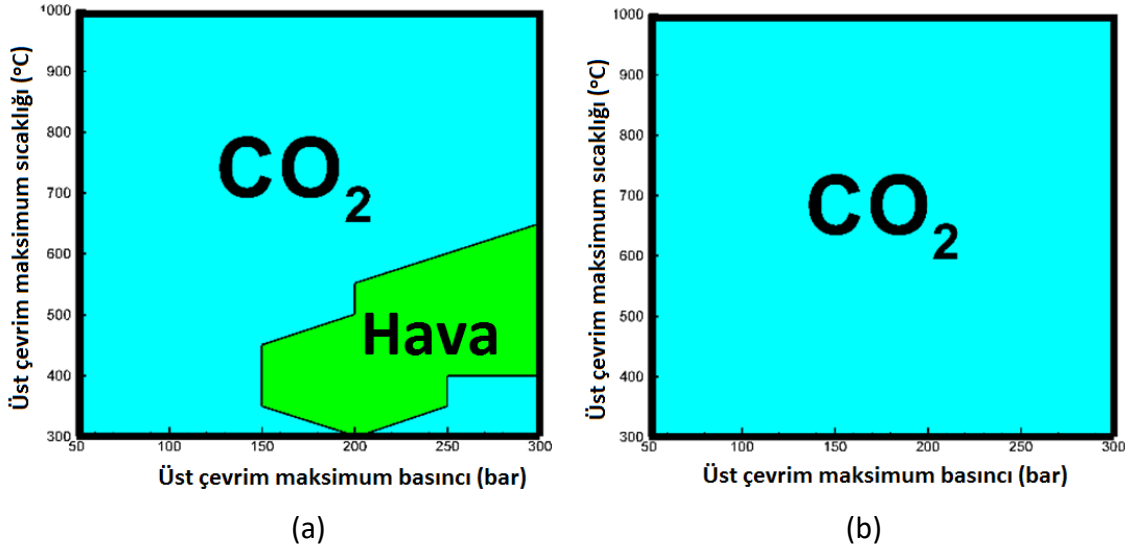
Alt çevrimdeki çalışma akışkanının debisi, üst çevrimdeki akışkanın kütle debisine bağlı olduğundan, üst çevrim için 100 MW'lık sabit bir toplam güç çıkışı varsayılmıştır.

Şekil 4.34, üst çevrimin egzoz sıcaklığının (2.52) eşitliğinde verilen A değeri üzerindeki etkisini gösterir. A değeri, kombine çevrimin, üst çevrime göre ısı verimindeki artışı temsil eder. En yüksek A değerine sahip beş çalışma akışkanı Şekil 4.34'de gösterilmektedir. Sonuçların gösterdiği gibi, üst çevrim egzoz sıcaklığının 227 °C'ye kadar olan sıcaklık değerleri için, izobütan diğer analiz edilen çalışma akışkanlarından daha iyi performans gösterir. R11, 227 °C ve 327 °C üst çevrim egzoz sıcaklığı aralığında tercih edilen çalışma akışkanıdır. 327 °C'den yüksek sıcaklıklar için, etanol en yüksek A değerini verir.



Şekil 4. 34 Kombine Brayton/ORÇ çevriminde üst çevrim egzoz sıcaklığının, rejeneratif Brayton üst çevrimine göre ısı verim artışına etkisi

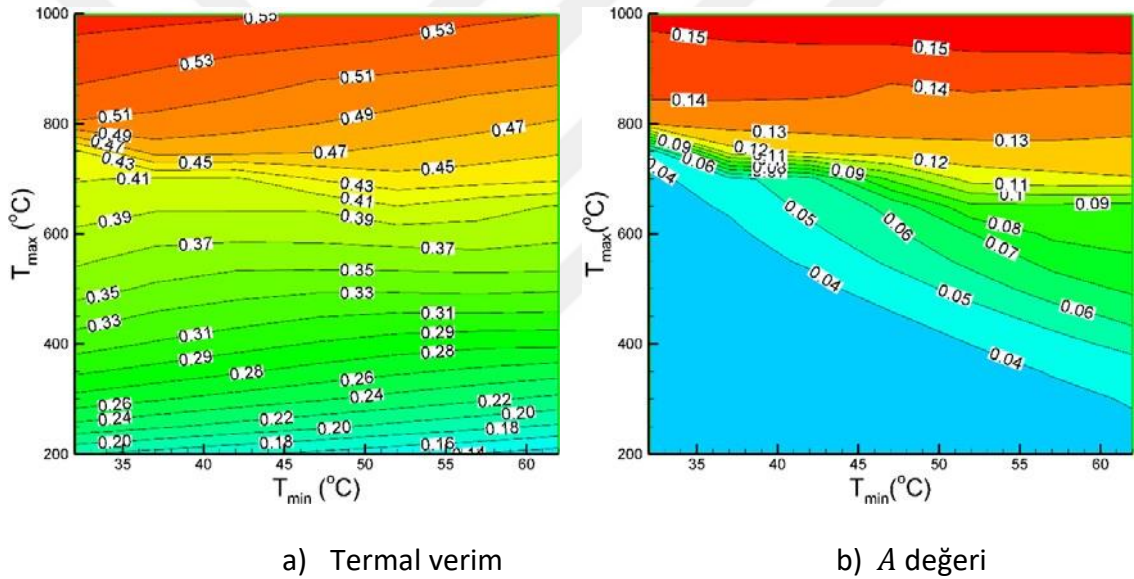
Üst ve alt çevrimlere en iyi çalışma akışkanlarının seçilmesini sağlamak için bir kombine Brayton/ORÇ çevriminin ısı verimini belirlemek amacıyla performans haritası sunulmuştur (Şekil 4.35).



Şekil 4. 35 Kombine Brayton/ORÇ çevriminin ısı verimi için performans haritaları

Üst çevrim için performans haritaları Şekil 4.35a ve Şekil 4.35b'de sunulmuştur. Şekil 4.35a'da gösterildiği gibi, maksimum sıcaklığa ve basınca bağlı olarak, 42 °C'nin altındaki minimum sıcaklığa sahip kombine Brayton/ORÇ çevrimi için tercih edilen çalışma akışkanları CO₂ veya havadır. Şekil 4.35b'de gösterildiği gibi, 42 °C'den yüksek minimum sıcaklık için CO₂, analiz edilen tüm çalışma koşulları aralığında tercih edilebilecek çalışma akışkanıdır. ORÇ alt çevrimi için performans haritası Şekil 4.35c'de sunulmuştur. Üst çevrimin egzoz sıcaklığına bağlı olarak izobütan, R11 veya etanol tercih edilecek çalışma akışkanlarıdır.

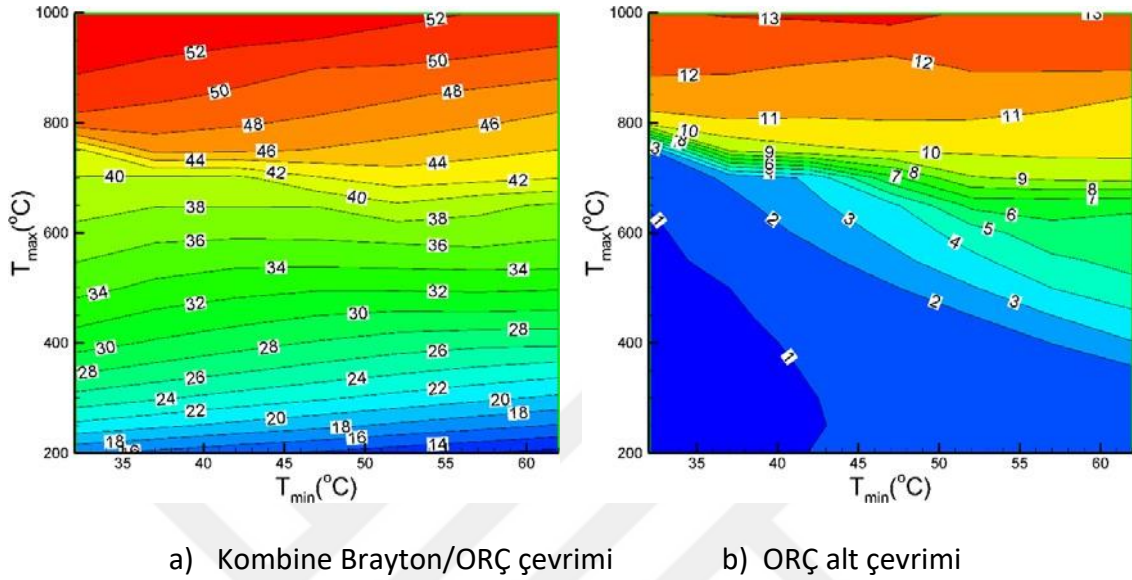
Kombine Brayton/ORÇ çevriminin termal verimliliği, $P_{maks} = 30$ MPa için Şekil 4.36a'da gösterilmiştir. Maksimum 1000 °C üst çevrim sıcaklığı ve 32 °C minimum üst çevrim sıcaklığında, kombine Brayton/ORÇ çevrimi %55 bir termal verime sahiptir. (2.52) eşitliğinde verilen A değeri, yani kombine Brayton/ORÇ çevriminin, rejeneratif Brayton çevrimine göre termal verimliliğindeki artış, Şekil 4.36b'de gösterilmiştir. Bir rejeneratif Brayton çevriminin egzoz sıcaklığı oldukça yüksek olduğundan, ORÇ alt çevrimi tarafından kullanılan atık ısı, kombine çevrimin termal verimliliğini %15 artırır (yani $A=0.15$). Ayrıca, Şekil 4.36b'de gösterildiği gibi, üst çevrimin maksimum sıcaklığı arttıkça verimlilik artışı fazlalaşır. Bunun nedeni, daha yüksek maksimum sıcaklığın daha yüksek bir egzoz sıcaklığına (T_6) yol açmasıdır böylece üst çevrim, çalışma çıkışını ve alt çevrimin verimliliğini artırmak için, daha yüksek sıcaklıkta daha fazla ısı sağlar.



Şekil 4. 36 Kombine Brayton/ORÇ çevriminin termal verimi ve A değeri

Şekil 4.37a ve Şekil 4.37b, Brayton/ORÇ çevrimi ve ORÇ alt çevrimi tarafından üretilen MW cinsinden net güç çıkışını göstermektedir. T_{maks} 1000 °C ve 30 MPa P_{maks} ile çalışan üst çevrimdeki atık ısının kullanılmasıyla, ORÇ alt çevriminin güç çıkışı toplam net güç çıktısının (13 MW) %25'ini geçmektedir. Ayrıca, Şekil 4.37b'de gösterildiği gibi, 700 °C'nin altındaki maksimum üst çevrim sıcaklıkları için üst çevrimin minimum sıcaklığı, ORÇ alt çevriminin ürettiği güç üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Diğer yandan, 700 °C'den yüksek maksimum üst çevrim sıcaklıkları için, minimum üst çevrimi sıcaklığı, alttaki ORÇ'nin güç çıkışı üzerinde önemli bir etkiye sahip değildir. Bu konu, üst çevrim

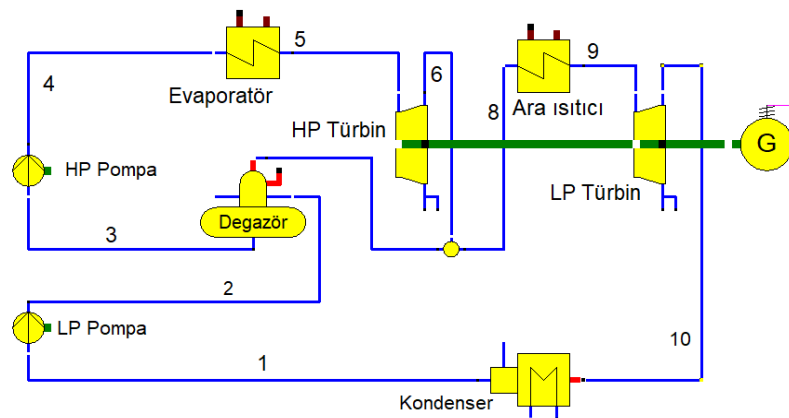
egzoz sıcaklığının minimum üst çevrim sıcaklığıyla doğru orantılı değişmesi ile açıklanabilir. Şekil 4.26c'de görülebileceği gibi, $T_{maks} < 700$ °C için T_{min} , üst çevrim egzoz sıcaklığı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Fakat $T_{maks} > 700$ °C için üst çevrim egzoz sıcaklığı T_{min} 'den neredeyse bağımsızdır.



Şekil 4. 37 Kombine Brayton/ORÇ çevriminin ve alt çevrimi olan ORÇ'nin MW cinsinden net güç çıkışı

4.7 Ara Isıtmalı Rejeneratif Rankine Çevrimi

Ara ısıtmalı rejeneratif Rankine çevriminin (ARRÇ) modellenmesinde kullanılan çevrim parametreleri Çizelge 4.7'de verilmiştir. Çevrimin örneği Şekil 4.38'de verilmiştir.



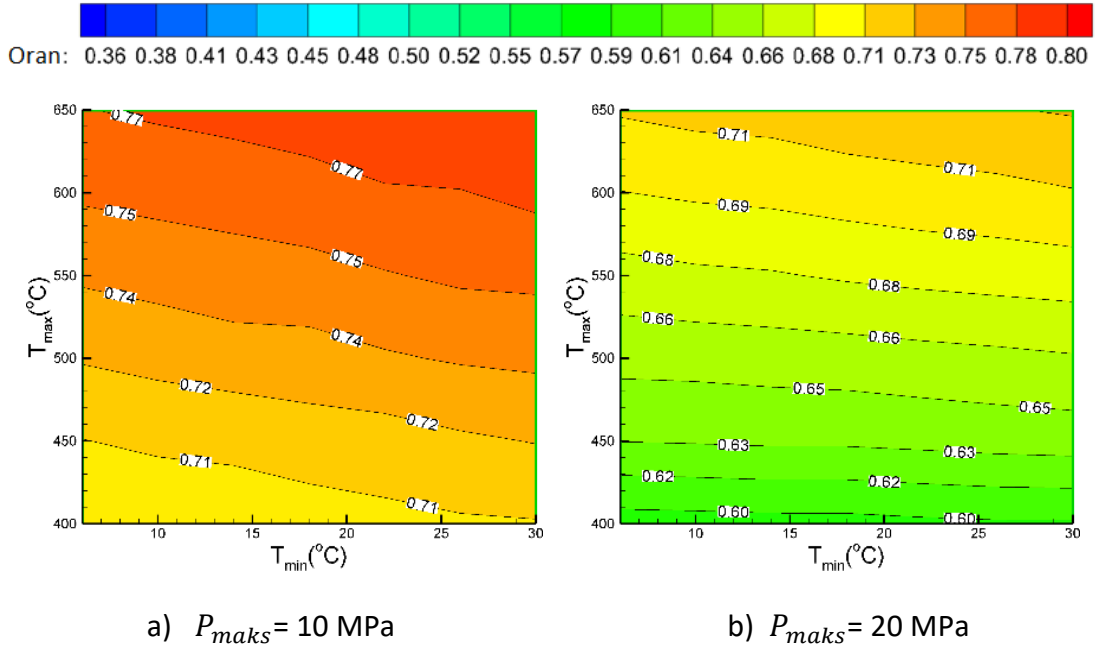
Şekil 4. 38 ARRÇ'nin şematik gösterimi

Analiz, çeşitli taze (ana) buhar basınçları ve sıcaklıkları üzerinde gerçekleştirilmiştir. Her sıcaklık ve basınç kombinasyonu için, taze buhar ve HP türbin giriş buharı debilerinin oranını ($\dot{m}_8/\dot{m}_5$ oranı) optimize etmek ve en yüksek termal verimi elde etmek için degazör basıncı değiştirildi. Maksimum taze (ana) buhar sıcaklığı, 400 °C ila 650 °C arasında değişirken, maksimum buhar basıncı, 10 MPa ila 30 MPa aralığında değişmiştir. Buharın kritik sıcaklığı ve basıncı sırasıyla 374,15 °C ve 22,1 MPa'dır, bu nedenle analiz subkritik ve transkritik çalışma koşullarını kapsamıştır.

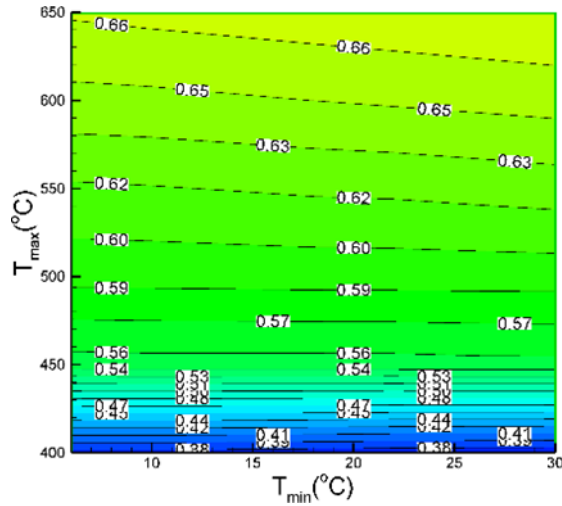
Çizelge 4. 7 ARRÇ parametreleri

Parametre	Değer
Maksimum Sıcaklık T_9, T_5 (°C)	400-650
Maksimum Basınç P_4 (MPa)	10-30
HP ve LP pompa izantropik verimi	0,85
HP türbin izantropik verimi	0,90
LP türbin izantropik verimi	0,90

$\dot{m}_8/\dot{m}_5$ kütleli debi oranının optimal değeri için termal verimlilik maksimum değere ulaşır. Şekil 4.39, çevrim çalışma koşulları aralığı boyunca optimum kütleli debi oranını göstermektedir.



Şekil 4. 39 Maksimum buhar sıcaklığı için ARRÇ'nin optimum debi oranı $\dot{m}_8/\dot{m}_5$



c) $P_{maks} = 30 \text{ MPa}$

Şekil 4. 39 Maksimum buhar sıcaklığı için ARRÇ'nin optimum debi oranı $\dot{m}_8/\dot{m}_5$ (devamı)

Şekil 4.39'da görülebileceği gibi, daha düşük maksimum buhar basıncı (10MPa) için, optimum kütleli debi oranı 0,7 ila 0,77 arasında değişmektedir. Bununla birlikte, daha yüksek maksimum buhar basıncı (30MPa) için, optimum kütleli debi oranındaki değişim, 0,35 ila 0,66 arasında olup oldukça büyüktür.

Şekil 4.39'da gösterildiği gibi, daha yüksek maksimum buhar basıncı daha düşük $\dot{m}_8/\dot{m}_5$ kütleli debi oranı ile sonuçlanır. Bu durum, degazör için yazılan kütle ve enerji dengesi denklemleri yardımıyla açıklanabilir.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_7 \quad (4.62)$$

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_7 h_7 \quad (4.63)$$

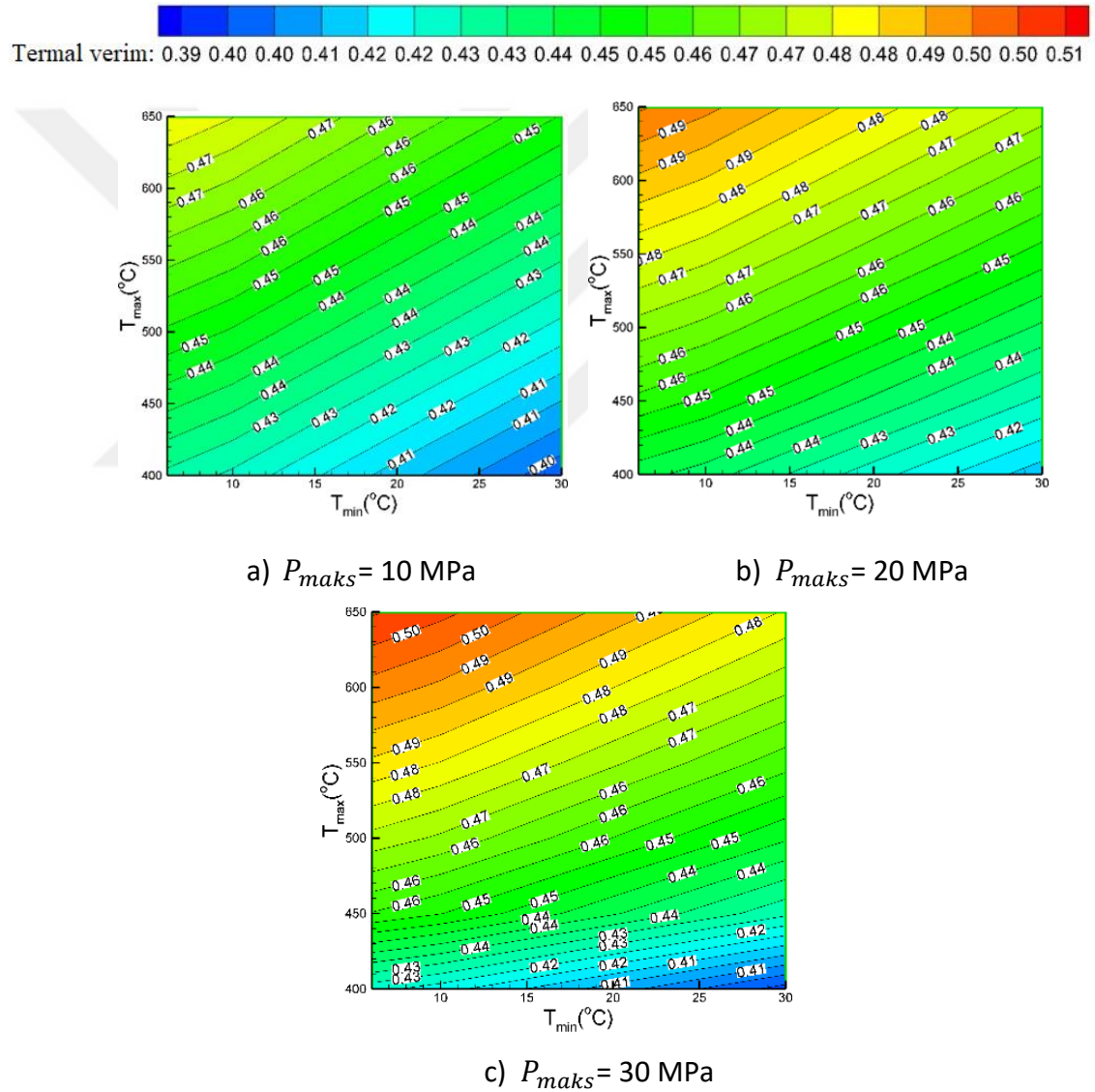
$$\frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_5} = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_3} = \frac{h_7 - h_3}{h_7 - h_2} \quad (4.64)$$

Sabit maksimum buhar sıcaklığı (T_5) için, yüksek maksimum buhar basıncı (P_5), HP türbin egzozunda (6 noktası) daha yüksek bir basınç, sıcaklık ve entalpi ile sonuçlanır. 6 noktasında daha yüksek entalpi ise 7,3 ve 2 noktalarında daha yüksek bir entalpi ve daha düşük $\dot{m}_8/\dot{m}_5$ debi oranıyla sonuçlanır.

Çevrim çalışma koşullarının bir ARRÇ'nin ısı verimi üzerindeki etkisi Şekil 4.40'da sunulmuştur. Sonuçlar, daha yüksek maksimum buhar basıncının daha yüksek bir termal

verimle sonuçlandığını göstermektedir. $T_{maks} = 650\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $T_{min} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de ARRÇ, $P_{maks} = 10, 20$ ve 30 MPa için sırasıyla %45, %47 ve %48 termal verime sahiptir. $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den yüksek maksimum buhar sıcaklıkları için %48'den yüksek termal verim elde edilebilir, ancak şu anda $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den yüksek buhar sıcaklığında çalışma ve yüksek basınç için malzemeler ticari olarak temin edilememektedir.

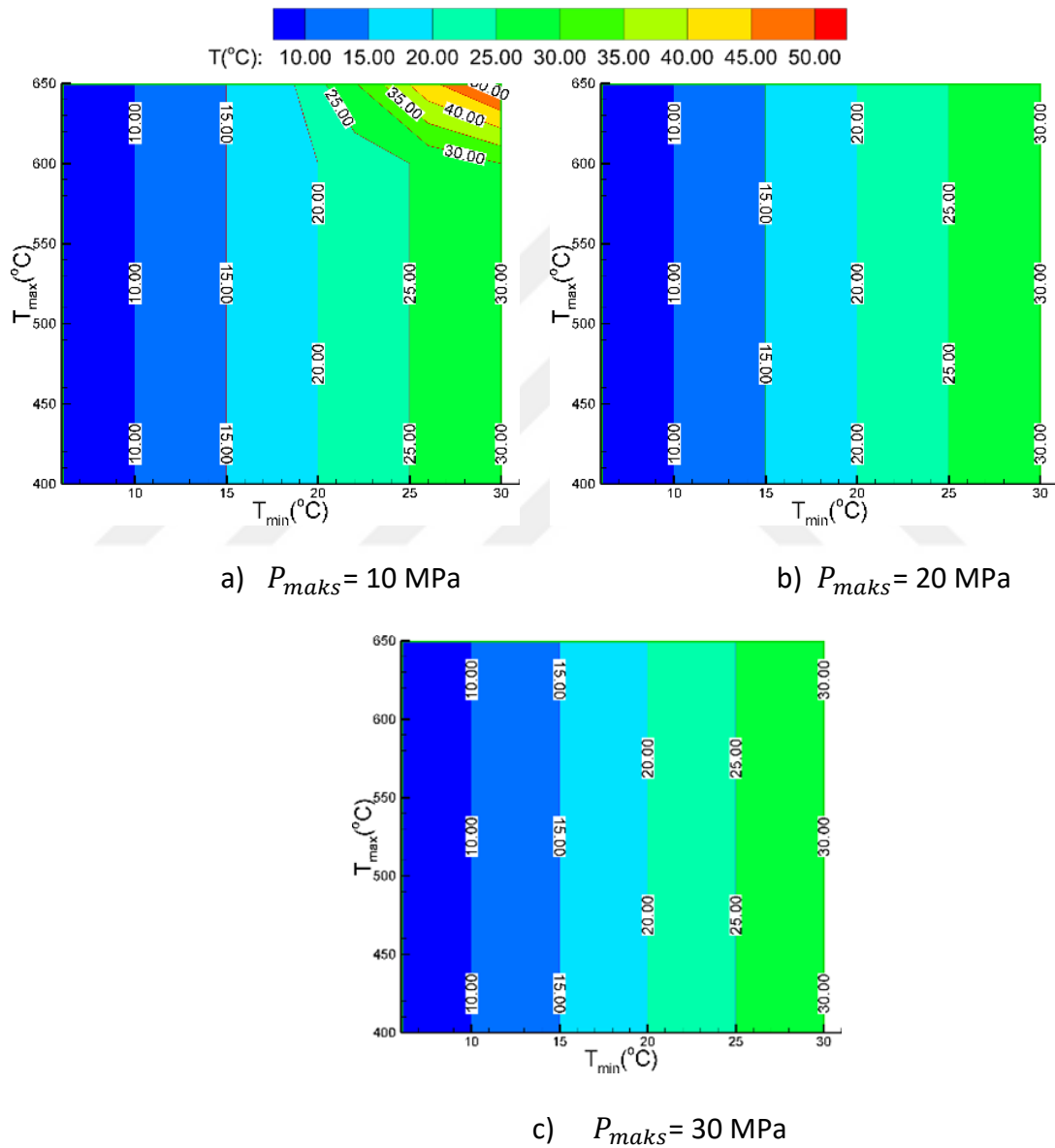
Ayrıca, çevrimin minimum sıcaklığını $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'den $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'ye yükseltmek, termal verimliliği %3 azaltır. Isı makineleri, sıcaklığı günlük ve mevsimsel olarak değişen, ortamdaki suya ve havaya attığı için, asgari çevrim sıcaklığı kontrol dışında bir parametredir.



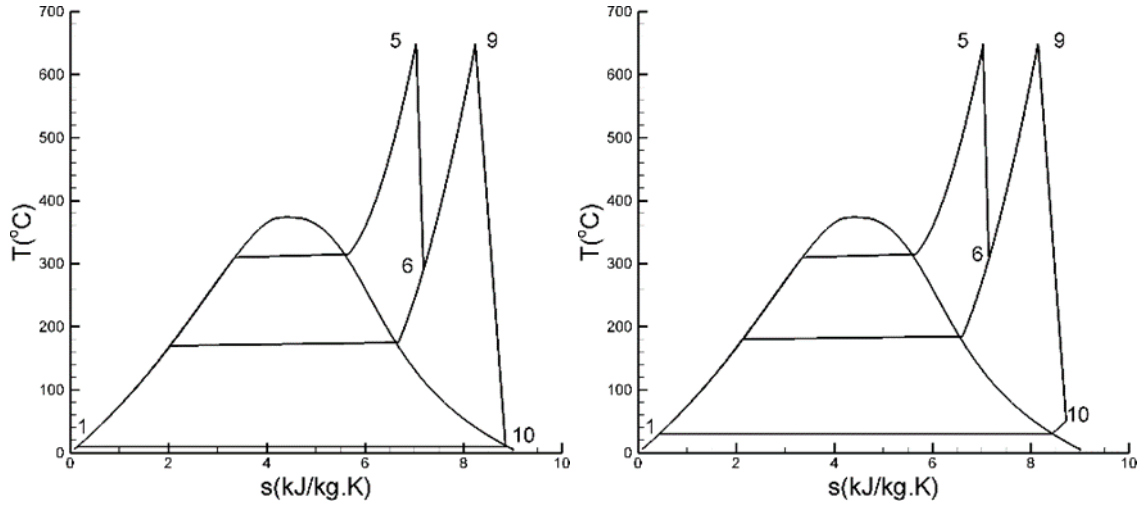
Şekil 4. 40 ARRÇ'nin çalışma koşulları aralığında ısı verimi

Şekil 4.41, bir ARRÇ'nin egzoz sıcaklığını göstermektedir. $P_{maks} = 10\text{ MPa}$ 'da yüksek maksimum ve minimum sıcaklıklar için egzoz sıcaklığı ARRÇ'nin minimum sıcaklığından

daha yüksektir. Bu durum, suyun T-s diyagramı kullanılarak açıklanabilir. ARRÇ'nin T-s diyagramı, $T_{maks} = 650\text{ °C}$, $P_{maks} = 10\text{ MPa}$ ve $T_{min} = 10\text{ °C}$ ve 30 °C için Şekil 4.42a ve Şekil 4.42b 'de gösterilmiştir. Şekil 4.42b'nin gösterdiği gibi, $T_{min} = 30\text{ °C}$ için, buhar türbini egzozu kızgın buhar bölgesinde bulunduğundan, çevrim egzoz sıcaklığı (T_{10}) minimum ARRÇ sıcaklığından yüksektir. $T_{min} = 10\text{ °C}$ için buhar türbini egzozu ıslak bölgededir (Şekil 4.42a), bu nedenle çevrim egzozu ve minimum (ısı atımı) sıcaklıkları aynıdır.



Şekil 4. 41 Farklı çalışma koşulları için bir ARRÇ'nin egzoz sıcaklığı



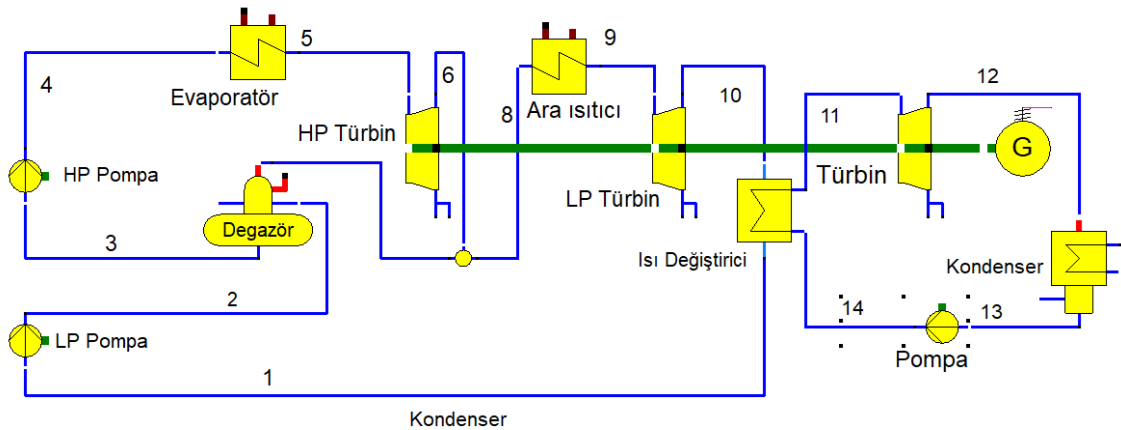
Şekil 4. 42 Suyun T-s diyagramı

ARRÇ çevrimi tarafından çevreye atılan ısı çoğunlukla buharın yoğunlaşma gizli ısısını içerir, düşük sıcaklığı (ortam sıcaklığından biraz daha yüksek) ve düşük ekserjisi nedeniyle bir alt çevrim için çok kullanışlı bir ısı kaynağı değildir.

Daha da önemlisi, üst çevrim ile aynı minimum çevrim sıcaklığıyla çalışan bir alt çevrim, kullanmak termodinamik olarak uygun değildir.

4.8 Kombine Rankine/ORÇ Çevrimi

Bir kombine Rankine/ORÇ çevriminde ARRÇ, bir üst çevrim olarak ve bir basit ORÇ ise alt çevrim olarak seçildi. Bu çalışmada analiz edilen kombine Rankine/ORÇ çevriminin şematik bir gösterimi Şekil 4.43'de sunulmaktadır.



Şekil 4. 43 Kombine Rankine/ORÇ çevriminin şematik gösterimi

Hesaplamalarda kullanılan çevrim parametreleri Çizelge 4.8'de özetlenmiştir. İki çevrimin debileri birbirine göre değiştiğinden, üst çevrimin toplam güç çıkışının 100 MW olduğu varsayılır. Üst çevrimden çıkan egzoz buharı (Şekil 4.43'teki 10 noktası) ile ORÇ alt çevriminin maksimum sıcaklığı (Şekil 4.43'teki 11 noktası) arasında 3 °C sıcaklık farkı olduğu varsayılmıştır. Önceki çalışmalara dayanarak, kombine Rankine/ORÇ çevrimi için Çizelge 4.9'da listelenen 14 çalışma akışkanı kullanılmıştır. Seçilenlerin tümü yanıcı olmayan akışkanlardır. Parametrik hesaplamalar, üst çevrimin maksimum sıcaklığını 400 °C ile 650 °C aralığında, maksimum basıncı ise 10 MPa ile 30 MPa aralığında değiştirerek yapılmıştır.

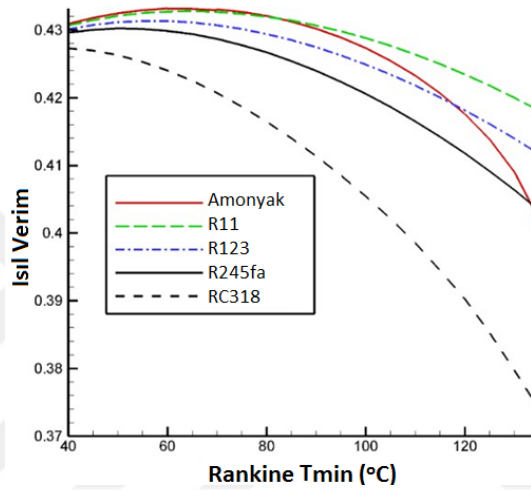
Çizelge 4. 8 Kombine Rankine/ORÇ çevrim parametreleri

Parametre	Değer
Maksimum Sıcaklık T_9, T_5 (°C)	400-650
Rankine çevrimi maksimum Basınç P_4 (MPa)	10-30
Rankine HP türbin izantropik verimi	0,90
Rankine LP türbin izantropik verimi	0,90
ORÇ türbin izantropik verimi	0,90
Pompaların izantropik verimi	0,85
P_{14} (MPa), $T_{11} > T_{cr}$ için	P_{cr}
P_{14} (MPa), $T_{11} < T_{cr}$ için	P_{doyma}

Çizelge 4. 9 Alt çevrimde kullanılan çalışma akışkanları

ORÇ'de kullanılan çalışma akışkanları	
R11	Amonyak
RC318	R236fa
R227ea	R141b
R12	R236ea
R134a	R114
R123	R113
R22	R245fa

Seçilen çalışma akışkanlarının bazıları için, kombine Rankine/ORÇ çevriminin verimliliğinin maksimum değerine ulaştığı, Rankine üst çevrimi için optimum kondenser geri basıncı vardır. Şekil 4.44, kondenser geri basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığının kombine Rankine/ORÇ çevriminin termal verimliliği üzerindeki etkisini gösterir. Sonuçlar, şu çalışma koşulları için elde edilmiştir: üst çevrim için $P_{maks} = 10$ MPa, $T_{maks} = 400$ °C ve alt ORÇ çevrimi için minimum sıcaklık 10 °C. Sonuçların gösterdiği gibi, amonyak ve R11 gibi bazı çalışma akışkanları için optimum minimum çevrim sıcaklığı (kondenser geri basıncı) vardır.



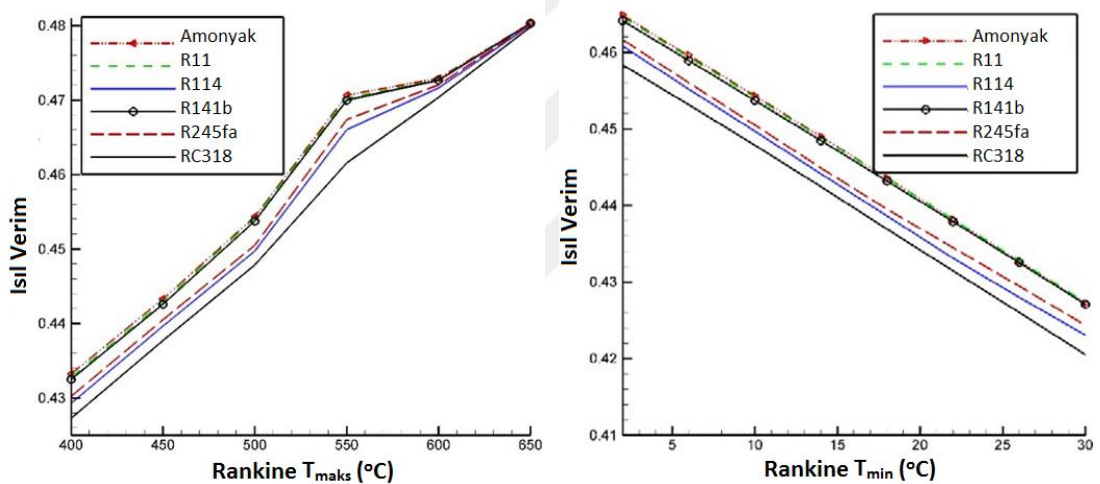
Şekil 4. 44 Kondenser geri basıncının kombine Rankine/ORÇ çevriminin termal verimliliği üzerine etkisi

Önceki bölümde tartışıldığı gibi, üst çevrim olan Rankine çevriminin minimum sıcaklığı, kombine çevrimin minimum sıcaklığına (ORÇ'nin minimum sıcaklığı) eşitse, buhar türbini egzozu ıslak buhar bölgesindedir, buhar sıcaklığı ortam sıcaklığı tarafından belirlenen doyma basıncına eşittir ve buhar entalpisi doyma entalpisinden daha düşüktür. Kondenser geri basıncı arttırıldığında egzoz buharının entalpisi artar, ORÇ alt çevrimine gönderilen ısı miktarı artar ve böylece iş çıkışı artmış olur. Bununla birlikte, kondenserin geri basıncı arttıkça, buhar türbini içerisindeki entalpi düşüşü azalır, bu da Rankine üst çevriminde daha düşük iş çıkışına neden olur. Bu nedenle, kombine Rankine/ORÇ çevriminin iş çıkışının en yüksek olduğu optimum kondenser geri basınç değeri belirlenmiştir. RC318 için, optimum kondenser geri basıncı bu çalışmada analiz edilen çalışma koşulları aralığı dışındadır. Böylece bu çalışma akışkanı için kombine

Rankine/ORÇ çevriminin ısı verimi, kondenser geri basıncı arttıkça monoton bir biçimde azalır.

Bu bölümde sunulan kombine Rankine/ORÇ çevriminin performansı ile ilgili sonuçların geri kalanı, optimum kondenser geri basıncını göz önüne alarak elde edilmiştir.

Bu çalışmada analiz edilen altı çalışma akışkanı için kombine Rankine/ORÇ çevriminin ısı verimi Şekil 4.45'te sunulmaktadır. Şekilde görülebildiği gibi, amonyağın ardından R11 ve R141b, ORÇ alt çevriminin çalışma akışkanı olarak en iyi tercihlerdir. Bununla birlikte, amonyak zehirli maddedir, R11 ise yasaklanmıştır. Bu nedenle, R141b, kombine Rankine/ORÇ çevriminde alt çevrim için en iyi seçimdir. Şekil 4.45a'da gösterildiği gibi, 600 °C'den yüksek maksimum çevrim sıcaklığı için, farklı çalışma akışkanlarının performansında hemen hemen hiçbir fark yoktur.

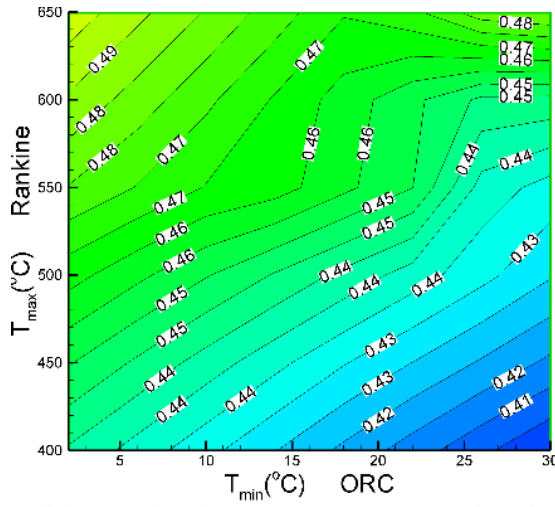
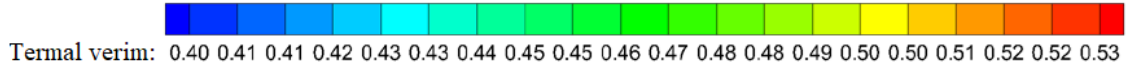


a) $P_{maks} = 10 \text{ MPa}$, $T_{min} = 10 \text{ °C}$ (ORÇ)

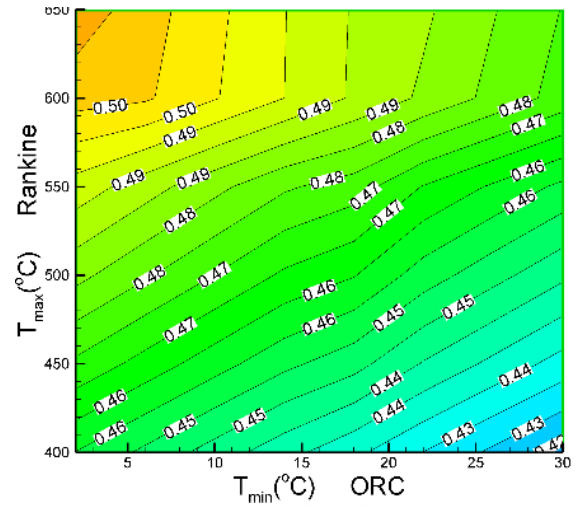
b) $P_{maks} = 10 \text{ MPa}$, $T_{maks} = 500 \text{ °C}$ (ORÇ)

Şekil 4. 45 Analiz edilen altı çalışma akışkanı için kombine Rankine/ORÇ çevriminin ısı verimi

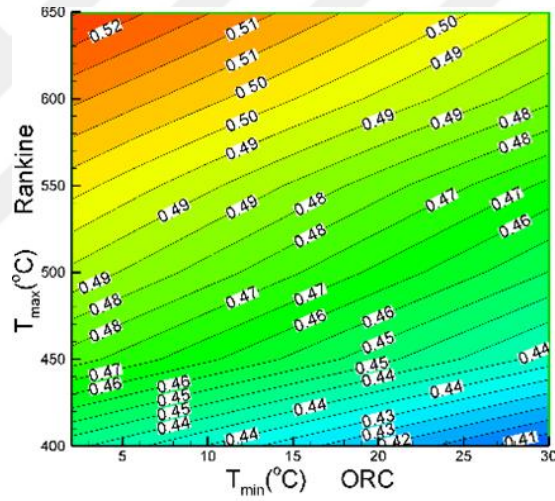
Kombine Rankine/ORÇ çevriminin ısı verimi Şekil 4.46'da sunulmaktadır. Kontur grafikleri, $P_{maks} = 10, 20$ ve 30 MPa için ayrı ayrı, minimum ve maksimum çevrim sıcaklığı (T_{min} ve T_{maks}) eksenleriyle çizilir.



a) $P_{maks} = 10$ MPa



b) $P_{maks} = 20$ MPa



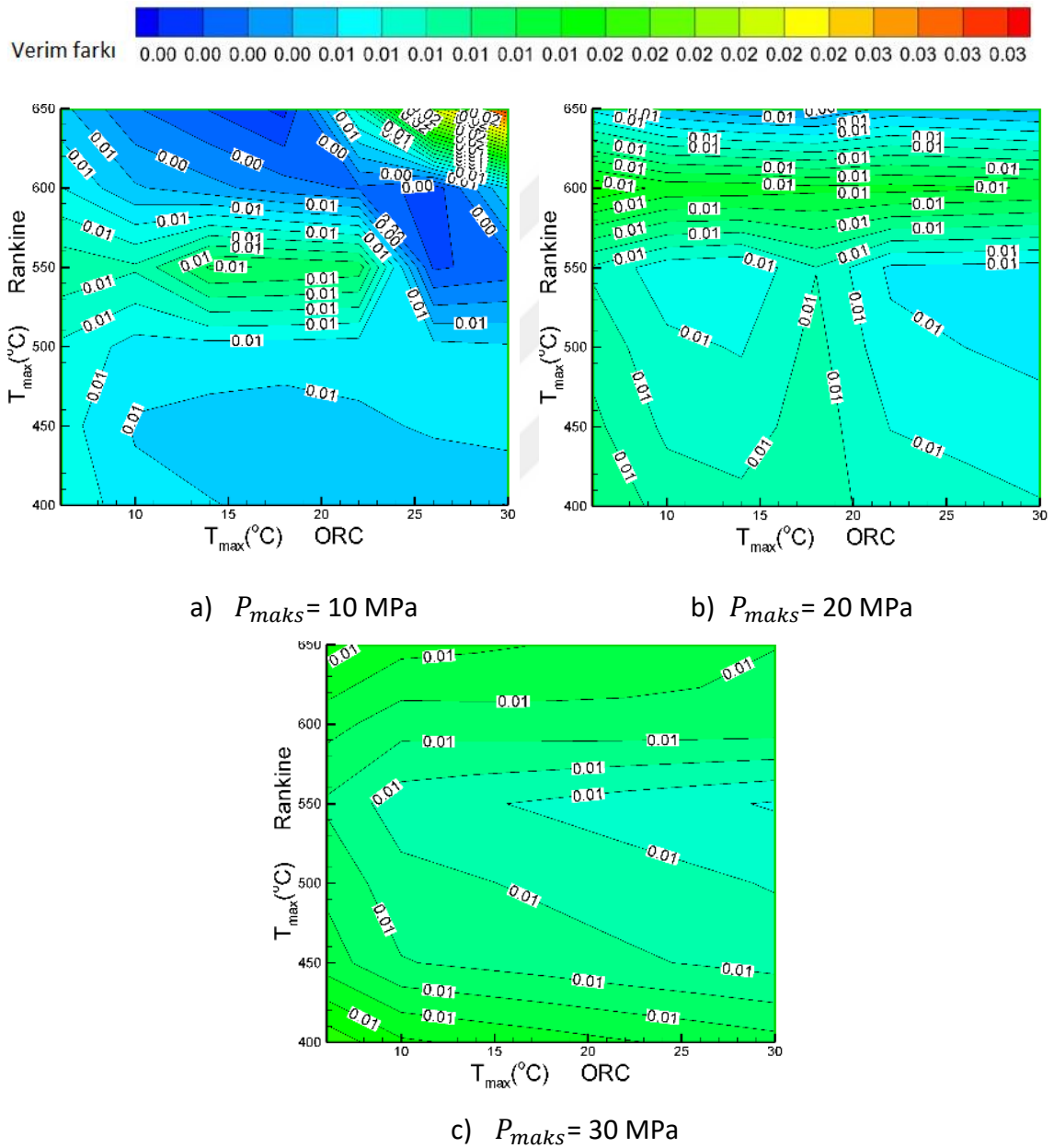
c) $P_{maks} = 30$ MPa

Şekil 4. 46 Üç maksimum basınç değeri için kombine Rankine/ORÇ çevriminin termal verimliliği

Şekil 4.46'da gösterildiği gibi, Rankine üst çevriminin maksimum basıncındaki bir artış, kombine Rankine/ORÇ çevriminin daha yüksek bir termal verimiyle sonuçlanır. Ayrıca, ORÇ alt çevrimin minimum sıcaklık değerinde bir düşüş daha düşük bir termal verim ile sonuçlanır. Örneğin, $T_{maks} = 650$ °C ve $P_{maks} = 30$ MPa değerlerinde kombine Rankine/ORÇ çevrimi $T_{min} = 2$ °C ve 30 °C için sırasıyla %52 ve %49 termal verime sahiptir. 600 °C'den yüksek maksimum buhar sıcaklıkları ile %49'dan yüksek termal verim elde edilebilir, fakat günümüzde böyle yüksek sıcaklık ve basınç işlemi için gerekli

malzemeler üretilmemiştir. Ayrıca, önceki bölümde analiz edilen ara ısıtmalı rejeneratif Rankine çevrimine (ARRÇ) benzer şekilde, minimum çevrim sıcaklığının 6 °C'den 30°C'ye artması termal verimliliği %3 azaltır.

Kombine Rankine/ORÇ çevrimi ve ARRÇ arasındaki ısı verim farkı, Şekil 4.47'de gösterilmektedir. Şekil 4.47'de görüldüğü gibi, Rankine çevrimine bir ORÇ ilave edilmesi toplam verimi %1 ila %2 arasında artırabilir. Bu nedenle, bir Rankine çevrimine ORÇ alt çevrimi eklemenin yararı nispeten küçüktür.



Şekil 4. 47 Kombine Rankine/ORÇ ve ARRÇ arasındaki ısı verim farkı

GEK TESİSİ İÇİN GÜÇ ÇEVİRİMİ SEÇİMİ

Bu çalışmanın temel amaçlarından biri, verilen çevrim çalışma koşulları için en iyi güç çevrimlerinin seçilmesidir. Çalışma koşullarının bu çalışmada analiz edilen güç çevrimlerinin performansına etkisi bu bölümde sunulmaktadır. Seçilen çalışma koşulları için en yüksek ısı verime veya en yüksek net güç çıkışına sahip güç çevrimleri belirlenmiştir. 4. Bölüm'deki sonuçlar, en yüksek ısı verim veya en yüksek özgül net iş çıkışı ile sonuçlanan en iyi çalışma akışkanını seçmek için kullanılmıştır.

5.1 Çevrim Konfigürasyonları ve Çalışma Parametreleri

Bu bölümde, ara ısıtmalı rejeneratif Rankine çevrimi, rejeneratif Brayton çevrimi, rekompresyonlu Brayton çevrimi, kombine Brayton/ORÇ çevrimi ve kombine Rankine/ORÇ çevrimi gibi güç çevrimlerinin termal performans analizinin sonuçları sunulmaktadır ve karşılaştırılmıştır. İlk olarak hesaplamalarda kullanılan çevrim işletme parametrelerinin bir incelemesi sunulmuştur.

Çevrim performansının analizi, türbin giriş sıcaklığı (TGS) ile ısı kaynağı sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı 10 °C varsayılarak yapılmıştır ve minimum çevrim sıcaklığı 32 °C ila 62 °C arasında değişmiştir. Çalışma akışkanının (akışkanlarının) seçimi ve farklı güç çevrimlerinin ısı verimi için korelasyonlar Bölüm 4'te verilmiştir. Bağlantı borularındaki sürtünme ve ısı kayıpları ihmal edilmiş ve turbo makinelerin (türbin, besleme pompaları ve kompresörler) adyabatik olduğu varsayılmıştır. Ancak, ısı değiştiricilerdeki sürtünme ve basınç düşüşü performans hesaplamalarında dikkate

alınmıştır. Analizde kullanılan diğer çevrim parametreleri Çizelge 5.1 ila Çizelge 5.6'da özetlenmiştir.

5.1.1 Basit ORÇ

Analiz edilen basit ORÇ'nin şematik gösterimi Şekil 4.1'de sunulmaktadır. Hesaplamalarda kullanılan çevrim parametreleri Çizelge 5.1'de özetlenmiştir. Maksimum çevrim sıcaklığı 50 °C ila 350 °C arasında değişmiştir. Çalışma akışkanının kritik sıcaklığından daha düşük maksimum çevrim sıcaklığı değerleri için, maksimum çevrim basıncı, maksimum sıcaklığa karşılık gelen doyma basıncına eşit olacak şekilde ayarlanmıştır. Transkritik bir ORÇ için, maksimum çevrim basıncı, çalışma akışkanının kritik basıncına eşitlenmiştir.

Bir ORÇ'nin performansı, çalışma akışkanının fiziksel özelliklerine bağlı olduğundan, en iyi performans için uygun çalışma akışkanının dikkatlice seçilmesi gerekir. Bölüm 4'te sunulduğu gibi, R141b ve bütan gibi çalışma akışkanları sırasıyla en yüksek ısı verimi ve en yüksek özgül net iş çıkışı vermektedir. Bu nedenle R141b ve Bütan için elde edilen performans sonuçları bu bölümde sunulmuştur. R141b ve Bütanın termodinamik özellikleri, Çizelge 3.1'de listelenmiştir.

Çizelge 5. 1 ORÇ parametreleri

Parametre	Değer
Maksimum Sıcaklık T_2 (°C)	50-350
Maksimum Basınç P_1 (MPa)	Doyma ya da kritik basınç
$P_{\text{kayıp, evaporatör}}$ (%)	5
Pompa izantropik verimi	0.80
Türbin izantropik verimi	0.87

5.1.2 Rejeneratif Brayton çevrimi (RBÇ)

Analiz edilen rejeneratif Brayton çevriminin şematik gösterimi Şekil 4.23'de sunulmaktadır. Hesaplamalarda kullanılan çevrim parametreleri Çizelge 5.2'de özetlenmiştir. Burada sunulan performans sonuçları, en yüksek net iş çıkışı veren

optimum basınç oranı için verilmiştir. Maksimum çevrim sıcaklığı ve basıncı sırasıyla 200 °C ila 1000 °C ve 10 MPa ila 30 MPa arasında değişmiştir. Bölüm 4'te sunulan sonuçlara dayanarak, en yüksek verim ve en yüksek özgül net güç çıkışı veren CO₂ ve He için elde edilen performans sonuçları burada verilmektedir. CO₂ ve He'nin termodinamik özellikleri Çizelge 3.2'de listelenmiştir. CO₂'nin kritik noktası, incelenen sıcaklık ve basınç aralıklarında olduğundan analiz süperkritik CO₂ (sCO₂) Brayton çevriminin sonuçlarını içerir.

Çizelge 5. 2 RBÇ parametreleri

Parametre	CO ₂ için değer	He için değer
Maksimum Sıcaklık T ₄ (°C)	200-1000	200-1000
Maksimum Basınç P ₂ (MPa)	10-30	10-30
Türbin izantropik verimi	0,90	0,93
Kompresör izantropik verimi	0,80	0,859
Rejeneratör etkinliği	0,956	0,85
P _{kayıp, evaporatör} (%)	5	5

5.1.3 Rekompresyonlu Rejeneratif Brayton Çevrimi (RRBÇ)

Analiz edilen rekompresyonlu rejeneratif Brayton çevriminin şematik gösterimi Şekil 4.29'da sunulmuştur. Hesaplamalarda kullanılan çevrim parametreleri Çizelge 5.3'de özetlenmiştir. Maksimum çevrim sıcaklığı, basıncı ve çalışma akışkanları, rejeneratif Brayton çevrimi için kullanılanlarla aynıdır.

Çizelge 5. 3 RRBÇ parametreleri

Parametre	CO ₂ için değer	He için değer
Maksimum Sıcaklık T ₄ (°C)	200-1000	200-1000
maksimum Basınç P ₂ (MPa)	10-30	10-30
Türbin izantropik verimi	0,90	0,93
Kompresör izantropik verimi	0,89	0,89
HT rejeneratör etkinliği	0,976	0,87
LT rejeneratör etkinliği	0,88	0,85
P _{kayıp, evaporatör} (%)	5	5

5.1.4 Kombine Brayton/ORÇ Çevrimi

Analiz edilen rekompresyonlu rejeneratif Brayton çevriminin şematik gösterimi Şekil 4.33'de verilmiştir. Hesaplamalarda kullanılan parametreler Çizelge 5.4'te özetlenmiştir. Bölüm 4.6'da verilen performans sonuçları, maksimum çevrim net iş çıkışına karşılık gelen üst çevrimin optimum basınç oranı ve 100MW toplam güç çıkışı içindir. Maksimum çevrim sıcaklığı 200 °C ila 1000 °C ve basınç 10 MPa ve 30 MPa arasındadır.

Çizelge 5. 4 Kombine Brayton/ORÇ çevrimi parametreleri

Parametre	Değer
Maksimum Sıcaklık T ₄ (°C)	200-1000
Rankine çevrimi maksimum Basınç P ₄ (MPa)	10-30
Türbin izantropik verimi	0,90
Rejeneratör etkinliği	0,85
Kompresör izantropik verimi	0,80
ORÇ türbin izantropik verimi	0,87
Pompa izantropik verimi	0,80
P _{kayıp, evaporatör} (%)	5
P ₁₁ (MPa), T ₁₁ > T _{cr} için	P _{cr}
P ₁₁ (MPa), T ₁₁ < T _{cr} için	P _{doyma}

Bölüm 4'te sunulan sonuçlara dayanarak, üst çevrimde çalışma akışkanları olarak hava ya da CO₂ kullanan ve alt kısımda (ORÇ) çalışma akışkanları olarak izobütan, R11 ve etanol kullanan kombine çevrimin performans sonuçları burada sunulmaktadır.

5.1.5 Ara Isıtmalı Rejeneratif Rankine Çevrimi (ARRÇ)

Analiz edilen ara ısıtmalı rejeneratif Rankine çevriminin şematik gösterimi, Şekil 4.38'de sunulmaktadır. Modelleme ve performans hesaplamaları için kullanılan çevrim parametreleri Çizelge 5.5'de özetlenmiştir. Bölüm 4.7'de tartışıldığı gibi, her bir ana buhar sıcaklığı ve basınç kombinasyonu için performans analizi, en yüksek ısı verimi sağlayan optimum $\dot{m}_8/\dot{m}_5$ debi oranını belirlemek için bir dizi besleme suyu basınçları üzerinde gerçekleştirilmiştir. Maksimum buhar sıcaklığı 200 °C ila 650 °C basıncı ise 10 MPa ve 30 MPa arasında değişmiştir. Buharın kritik sıcaklığı ve basıncı sırasıyla 374,15°C ve 22 MPa'dır, bu nedenle analiz subkritik ve transkritik (süperkritik) çalışma koşullarını kapsar.

Çizelge 5. 5 Ara ısıtmalı rejeneratif Rankine çevrimi parametreleri

Parametre	Değer
Maksimum Sıcaklık T ₉ , T ₅ (°C)	200-650
Maksimum Basınç P ₄ (MPa)	10-30
P _{kayıp, besleme suyu ısıtıcısı} (%)	5
P _{kayıp, evaporatör} (%)	5
HP ve LP pompa izantropik verimi	0,85
HP türbin izantropik verimi	0,88
LP türbin izantropik verimi	0,917

5.1.6 Kombine Rankine/ORÇ Çevrimi

ARRÇ'nin üst çevrim, ORÇ'nin alt çevrim olarak seçildiği bir kombine Rankine/ORÇ çevriminin şematik gösterimi, Şekil 4.43'te sunulmuştur. Hesaplamalarda kullanılan çevrim parametreleri Çizelge 5.6'da özetlenmiştir. Bölüm 4.8'de tartışıldığı gibi, bu iki çevrimin debileri birbirine göre değiştiğinden, üst çevrimin toplam güç çıkışının 100MW

olduğu varsayılmıştır. Ayrıca, hesaplamalarda üst çevrimin egzoz sıcaklığı ile alt çevrim ORÇ'nin maksimum sıcaklığı arasındaki fark 3 °C olarak kullanılmıştır.

Bölüm 4'te sunulan sonuçlara dayanarak, alt çevrimde çalışma akışkanı olarak izobütan için performans sonuçları bu bölümde sunulmaktadır. İzobütanın termofiziksel özellikleri, Çizelge 3.1'de listelenmiştir. Üst çevrimin maksimum sıcaklığı ve basıncı sırasıyla 200 °C ila 650 °C ve 10 MPa ila 30 MPa arasında değişmiştir.

Çizelge 5. 6 Kombine Rankine/ORÇ çevrimi parametreleri

Parametre	Değer
Maksimum Sıcaklık T_9, T_5 (°C)	200-650
Rankine çevrimi maksimum Basınç P_4 (MPa)	10-30
Rankine HP türbin izantropik verimi	0,88
Rankine LP türbin izantropik verimi	0,917
ORÇ türbin izantropik verimi	0,87
Pompa izantropik verimi	0,85
$P_{kayıp, evaporatör}$ (%)	5
P_{14} (MPa), $T_{11} > T_{cr}$ için	P_{cr}
P_{14} (MPa), $T_{11} < T_{cr}$ için	P_{doyma}

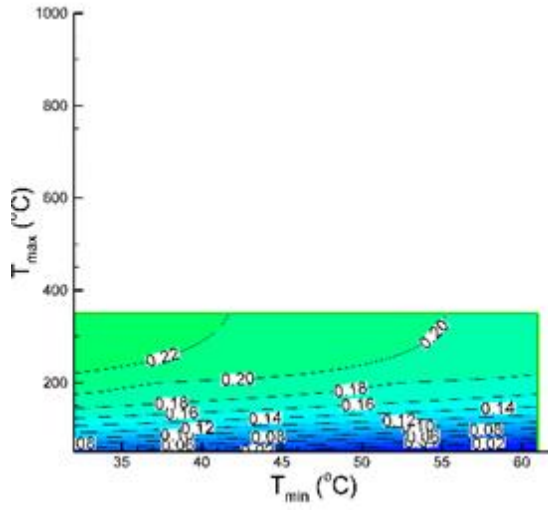
5.2 Bulgular

Bölüm 2.1'de tartışıldığı gibi, analiz edilen güç çevrimlerinin ısı performansını, her bir çevrimin ayrıntılı EP-13 modelleri kullanılarak belirlenmiştir. Çeşitli çalışma koşullarında gerçekleştirilen parametrik hesaplamaların sonuçları bu bölümde sunulmaktadır.

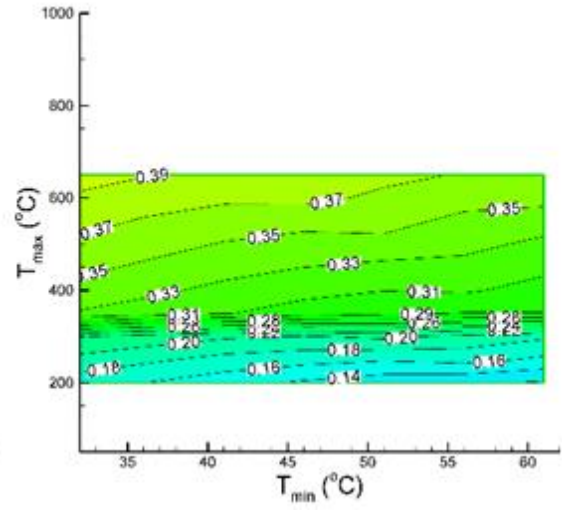
5.2.1 Isıl Verim

Maksimum ve minimum çevrim sıcaklıklarının, analiz edilen altı güç çevriminin ısı verimi üzerindeki etkisi, P_{maks} = 10 MPa ve 30 MPa için Şekil 5.1 ve Şekil 5.3'de sunulmaktadır. ARRÇ ve ORÇ gibi bazı güç çevrimleri için üst sıcaklık sınırı (Bölüm 4.1 ve 4.7'de verilmiştir) nedeniyle, düşük maksimum çevrim sıcaklığı için hesaplamalar yapılmıştır.

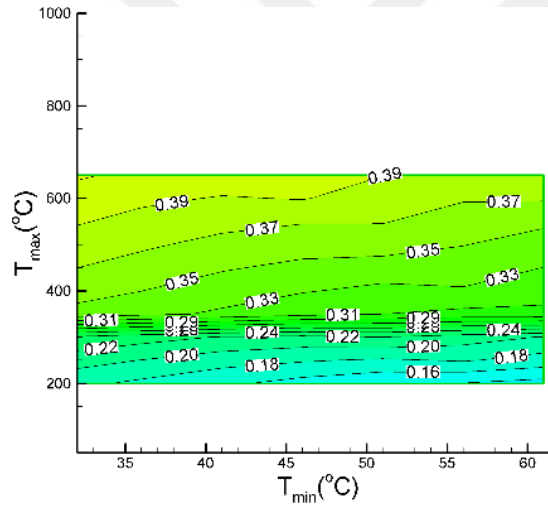
Termal verim: 0.00 0.03 0.06 0.09 0.12 0.15 0.18 0.21 0.24 0.27 0.30 0.33 0.36 0.39 0.42 0.45 0.48 0.51 0.54 0.57



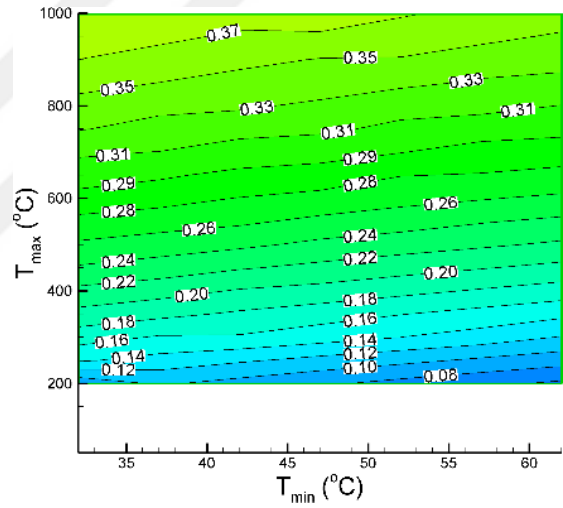
a) ORÇ



b) ARRÇ

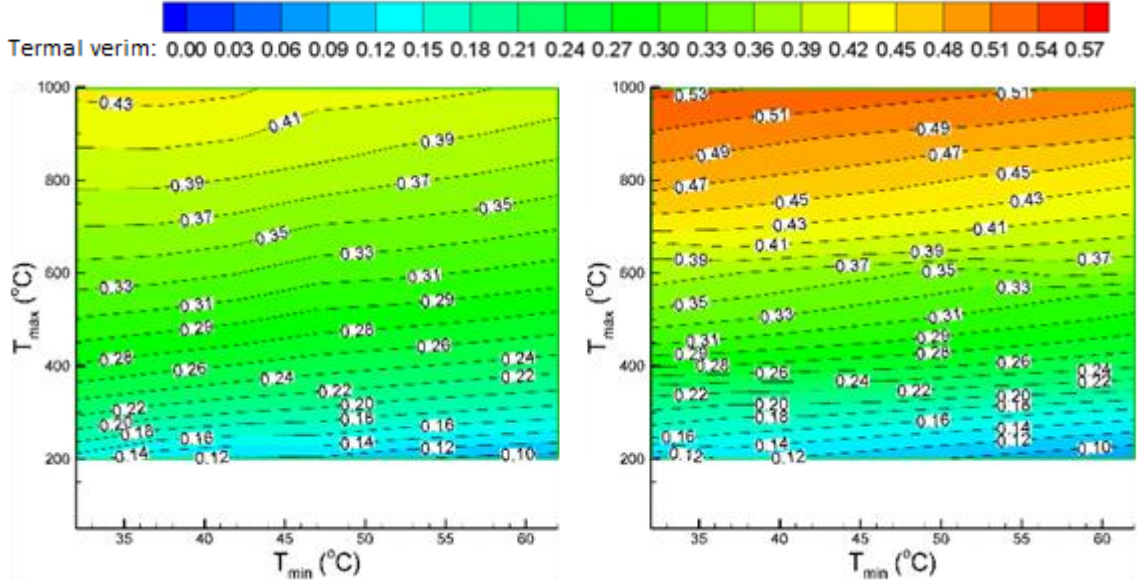


c) Kombine Rankine/ORÇ



d) RBÇ

Şekil 5.1 $P_{maks} = 10$ MPa için analiz edilen güç çevrimlerinin termal verimliliği



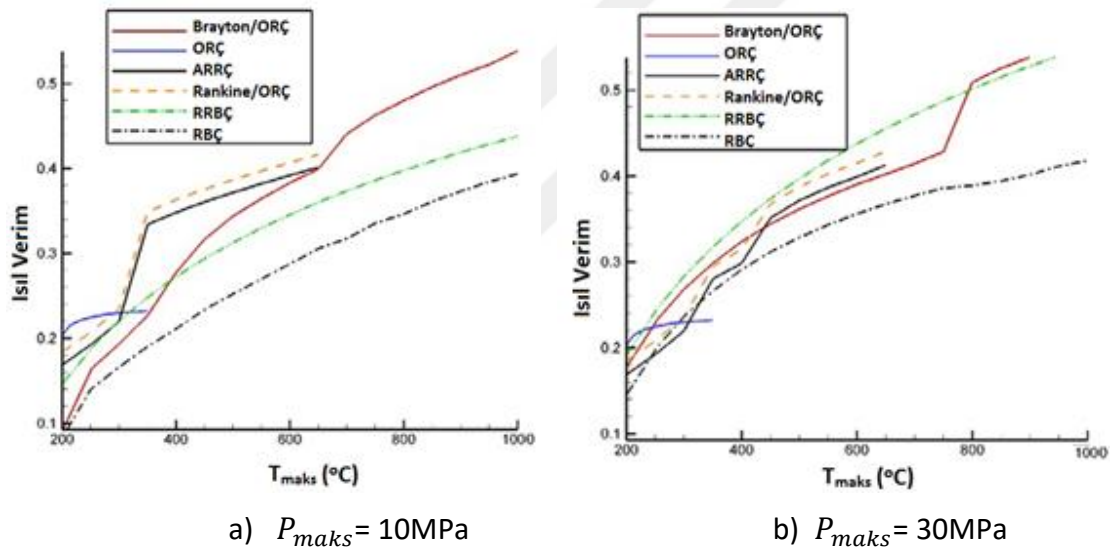
Şekil 5.1 $P_{maks} = 10$ MPa için analiz edilen güç çevrimlerinin termal verimliliği (devamı)

Şekil 5.1'de sunulan sonuçların gösterdiği gibi, 300 °C'nin altındaki maksimum çevrim sıcaklığı için ORÇ en yüksek termal verime sahiptir. Ayrıca, subkritik bir ORÇ'nin ($T_{maks} < 200$ °C) ısı verimi, transkritik bir ORÇ'ye ($T_{maks} > 200$ °C) kıyasla maksimum çevrim sıcaklığına daha duyarlıdır. Bu çalışmada seçilen maksimum sıcaklık, basınç ve minimum sıcaklık aralıkları için ORÇ'nin en yüksek termal verimi %23'tür.

Orta seviyedeki çevrim sıcaklık işlemleri için başka güç çevrimleri kullanılabilir. Kombine Rankine/ORÇ çevrimi, 300 °C ila 650 °C aralığında maksimum çevrim sıcaklığı için en yüksek termal verime sahip olmasına rağmen, bir ARRÇ'ye göre fark %2'den azdır. Bölüm 4.7'de tartışıldığı gibi, buharlı Rankine çevriminin çok düşük çevrim egzoz sıcaklığından dolayı, bir alt çevrim kullanmanın performans getirisi çok düşüktür. Ayrıca, kombine çevrimler için sermaye yatırımı, basit bir çevrime kıyasla daha yüksektir. Bu nedenle, performans ve maliyet göz önüne alındığında, orta seviye sıcaklık aralığı için tek bir ARRÇ'nin en iyi seçenek olduğu sonucuna varılabilir. Bununla birlikte, maksimum 600 °C minimum 32 °C çevrim sıcaklıkları için, kombine Rankine/ORÇ çevrimi %40 termal verime sahiptir ve bu tek bir ARRÇ çevrimine kıyasla %2 daha yüksektir.

En iyi güç çevriminin doğru ve tutarlı seçimini yapabilmek, yatırım maliyeti ve seviyelendirilmiş enerji maliyeti (LCOE) gibi maliyet ölçütlerini belirlemek için bir ekonomik analiz gereklidir.

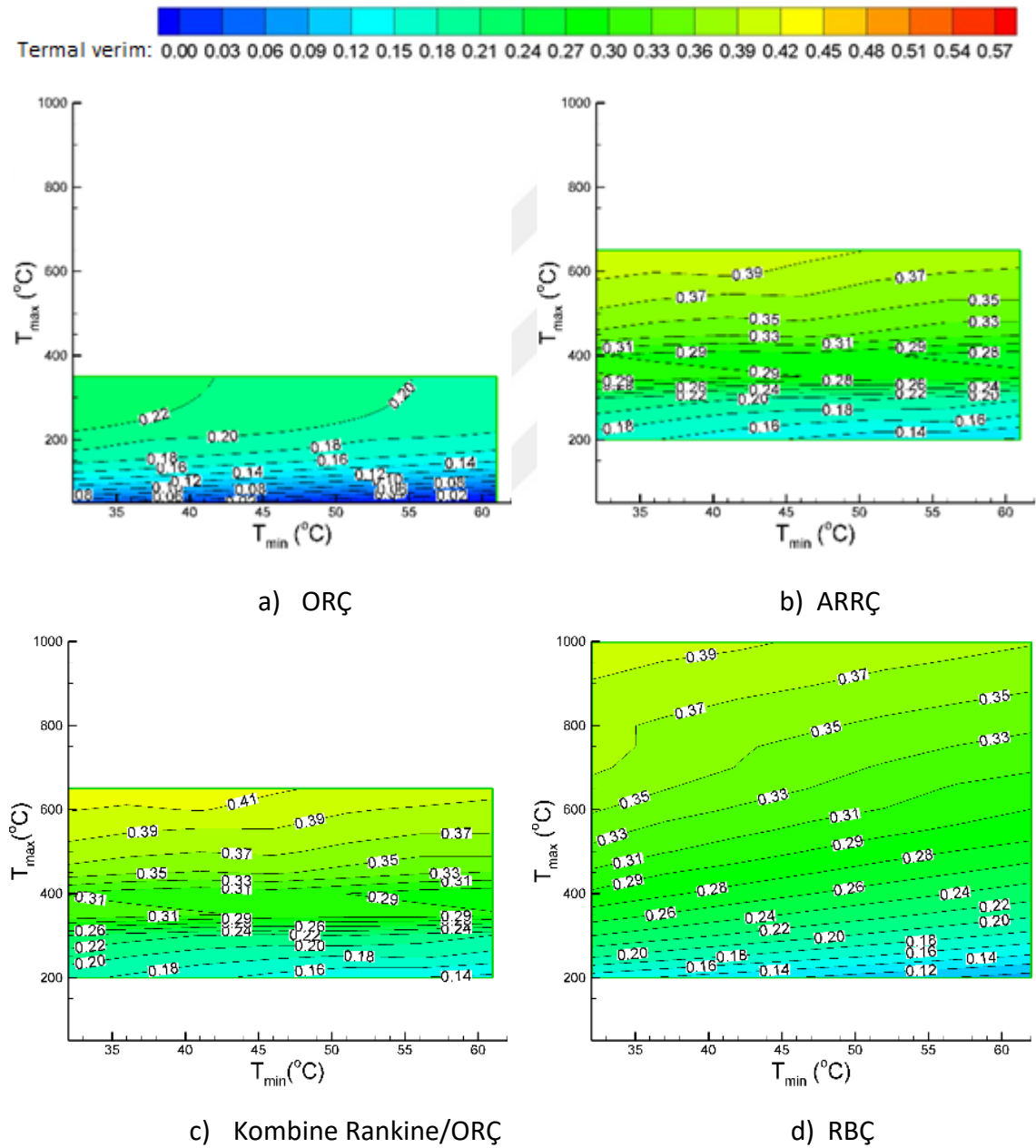
650 °C'den daha yüksek maksimum çevrim sıcaklığı için, rekompresyonlu veya rekompresyonsuz rejeneratif Brayton çevrimi (RBÇ) veya bir kombine Brayton/ORÇ çevrimi kullanılabilir. Bir RBÇ'nin çevrim egzoz sıcaklığı, buharlı Rankine çevrimine kıyasla çok daha yüksek olduğundan atılan ısı, bir ORÇ tarafından verimli bir şekilde geri kazanılabilir ve bu, bir basit Brayton çevrimiyle kıyaslandığında kombine çevrimin termal verimliliğinde %14'e varan oranlarda artış ile sonuçlanır. Şekil 5.2, sırasıyla 1000 °C ve 32°C maksimum ve minimum çevrim sıcaklıkları için, kombine Brayton/ORÇ çevriminin diğer analiz edilen güç çevrimlerine kıyasla en yüksek termal verime (%53) sahip olduğunu göstermektedir.



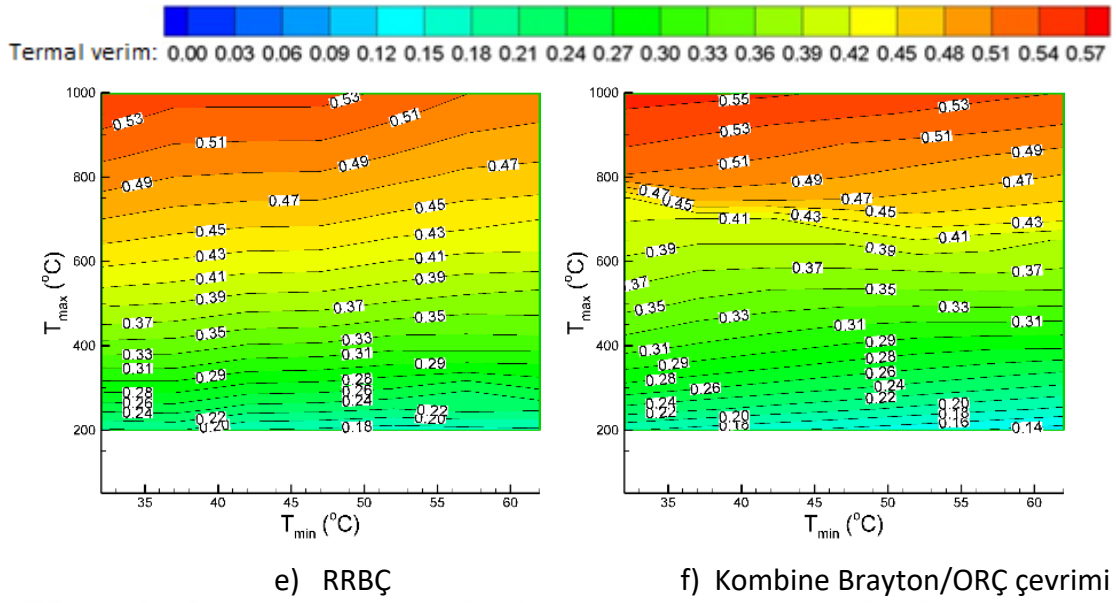
Şekil 5. 2 Analiz edilen güç çevrimlerinin $T_{min} = 32 \text{ °C}$ 'de ısı verimliliği

Şekil 5.2a, $T_{min} = 32 \text{ °C}$ ve $P_{maks} = 10 \text{ MPa}$ için analiz edilen altı güç çevriminin termal verimliliğini göstermektedir. Sonuçların gösterdiği gibi, 300 °C'ye kadar olan maksimum çevrim sıcaklığı için en yüksek verimlilik ORÇ'nindir. 300 °C ila 650 °C sıcaklık aralığı için, kombine Rankine/ORÇ en yüksek verime sahiptir (ARRÇ'den bir miktar yüksek). Yüksek sıcaklık aralığında, yani 650 °C'den yüksek maksimum çevrim sıcaklığı için, bir Brayton/ORÇ çevriminin verimi en yüksektir.

Şekil 5.2'de görülebileceği gibi, $T_{maks} = 750$ °C ve $P_{maks} = 30$ MPa için bir Brayton/ORÇ çevrimi ısıl veriminde ani bir değişik oluşmuştur. Bu değişiklik, bir ORÇ alt çevriminde çalışma akışkanının farklılığından kaynaklanır; $T_{maks} = 750$ °C'de, termal verimi arttırmak için R11 akışkanı yerine etanol kullanılır. Ayrıca, $T_{maks} = 650$ °C ve $T_{maks} = 10$ MPa'da izobütan akışkanı R11 olarak değiştirilerek Brayton/ORÇ çevriminin ısıl veriminde küçük bir değişiklik meydana gelir. Daha fazla ayrıntı Bölüm 4.6'da bulunabilir. 30MPa maksimum çevrim basıncındaki termal verim için sonuçlar, Şekil 5.3'de gösterilmiştir.



Şekil 5. 3 $P_{maks} = 30$ MPa için analiz edilen 6 güç çevriminin termal verimliliği



Şekil 5. 3 $P_{maks} = 30$ MPa için analiz edilen 6 güç çevriminin termal verimliliği (devamı)

Şekilde gösterildiği gibi, CO₂'li RRBC'nin termal verimliliği diğer analiz edilen çevrimlere göre daha yüksektir. Ayrıca, $P_{maks} = 10$ MPa'da çalışan aynı çevrim ile karşılaştırıldığında oldukça yüksektir. 30 MPa'lık maksimum çevrim basıncı için, kompresör girişi CO₂ kritik noktasına yakın bir "sıvı benzeri" bölgededir ve kompresör işi Bölüm 4.3.2'de tartışıldığı gibi büyük ölçüde azaltılır dolayısıyla bu da daha yüksek termal verim sağlar.

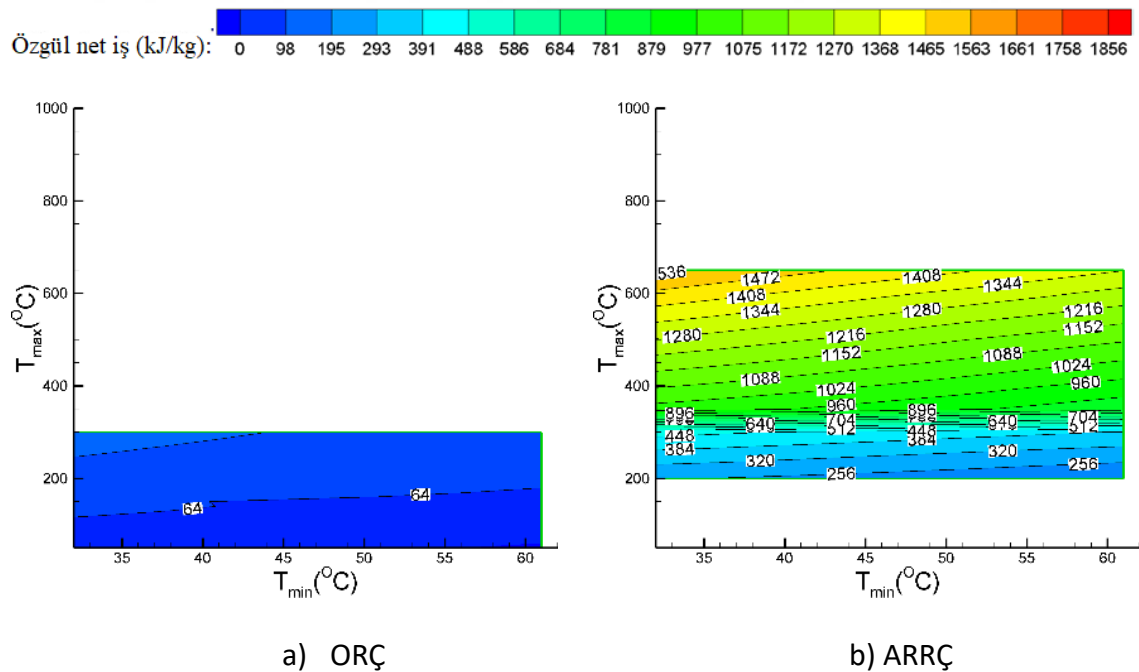
Düşük sıcaklıktaki uygulamalar için ORÇ en iyi seçenektir; Orta ve yüksek sıcaklık uygulamaları için, bir kombine Brayton/ORÇ çevrimi ve bunu takiben bir RRBC en yüksek verime sahiptir. Maksimum ve minimum sıcaklıkları 1000 °C ile 30 °C, maksimum basıncı, 30 MPa olan kombine Brayton/ORÇ çevrimi en yüksek termal verime (%56) sahiptir ve 10MPa maksimum çevrim basıncına göre % 3 daha yüksektir.

$T_{min} = 32$ °C ve $P_{maks} = 30$ MPa için analiz edilen altı güç çevriminin ısı verimi Şekil 6.2b'de gösterilmektedir. Sonuçların gösterdiği gibi, 200 °C'ye kadar olan maksimum çevrim sıcaklığı için ORÇ en iyi seçimdir. 200 °C ile 800 °C arasındaki sıcaklık aralığında RRBC en yüksek verime sahiptir. Yüksek sıcaklık aralığı, yani 800 °C üstü maksimum çevrim sıcaklığı için en yüksek verimi veren Brayton/ORÇ çevrimidir.

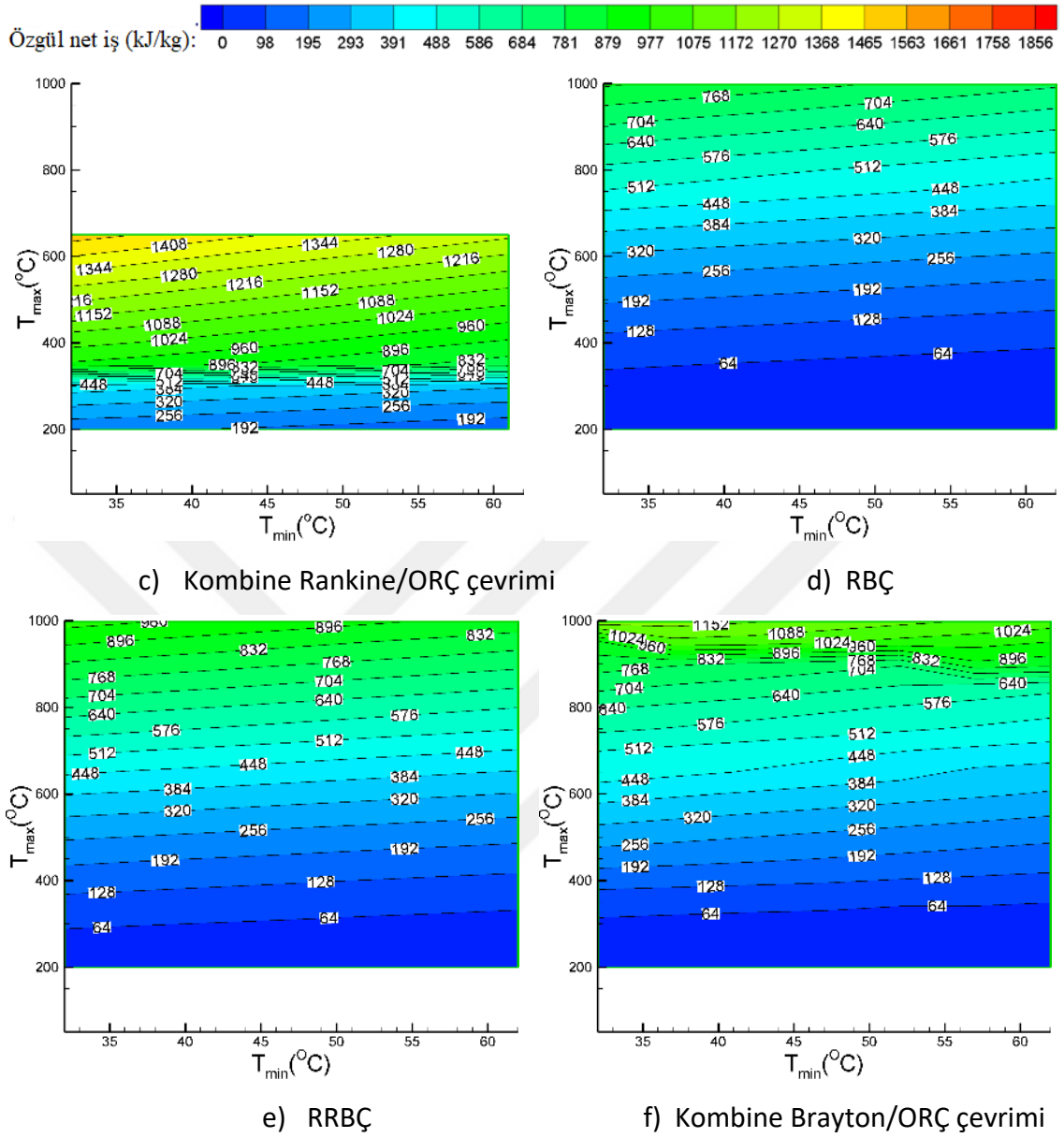
5.2.2 Özgöl Net İş Çıkışı

Minimum ve maksimum çevrim sıcaklığı aralıkları için analiz edilen altı güç çevriminin özgöl net iş çıkışı, maksimum çevrim basıncı $P_{maks} = 10$ ve 30 MPa için Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'te verilmiştir. Şekil 5.4'ün gösterdiği gibi, düşük ve orta maksimum çevrim sıcaklıkları için, ARRÇ en yüksek özgöl net iş çıkışını verir. Üst çevrimde çalışma akışkanı olarak helyum, alttaki ORÇ'de ise R11 kullanan bir kombine Brayton/ORÇ çevrimi takip eder. 650 °C'den yüksek maksimum çevrim sıcaklığı için, üst çevriminde çalışma akışkanı olarak helyum ve alt ORÇ'de etanol kullanan kombine Brayton/ORÇ çevrimi en yüksek özgöl net iş çıkışını vermektedir.

Orta sıcaklık aralığı için, yani 600 °C'nin altındaki TGS (T_{maks}) için bir ARRÇ, 1472 kJ/kg'dan daha yüksek özgöl net iş çıkışı üretirken, aynı koşullar için üst çevrimde çalışma akışkanı olarak helyum kullanan kombine Brayton/ORÇ çevrimi, 384 kJ/kg ila 416 kJ/kg arasında net güç çıkışı üretir. Bununla birlikte, yüksek sıcaklık aralığında, yani 1000 °C TGS için üst çevrimde helyum alt çevrimde etanol kullanan Brayton/ORÇ çevrimi 1024 ila 1152 kJ/kg arasında net güç çıkışı üretir. Bu değer rekompresyonlu rejeneratif CO_2 Brayton çevrimine (RRBÇ) kıyasla 320 kJ/kg daha yüksektir.



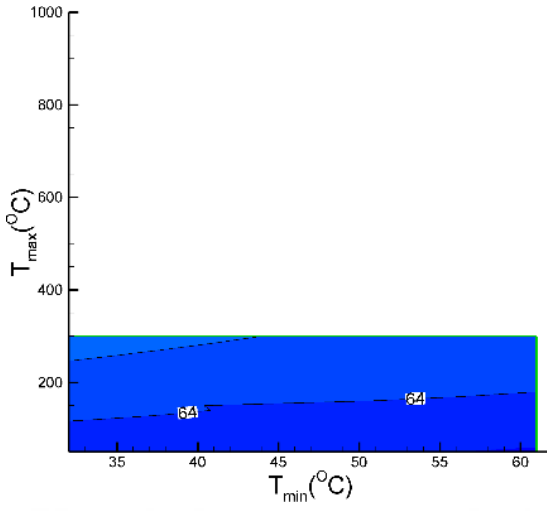
Şekil 5. 4 $P_{maks} = 10$ MPa için analiz edilen 6 güç çevriminin özgöl net iş çıkışı



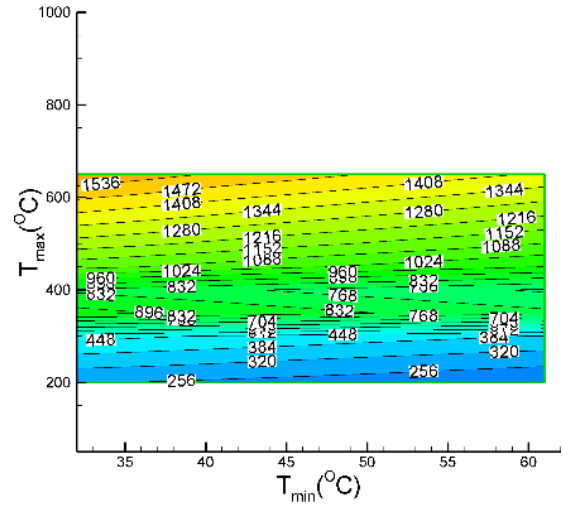
Şekil 5. 4 $P_{maks} = 10$ MPa için analiz edilen 6 güç çevriminin özgül net iş çıkışı (devamı)

Çalışma koşullarının, $P_{maks} = 30$ MPa için analiz edilen altı güç çevriminin özgül net iş çıkışı üzerindeki etkisi Şekil 6.5'te sunulmaktadır. Sonuçların gösterdiği gibi, düşük ve orta sıcaklık uygulamaları için ARRÇ en iyi çevrimdir, 650 °C'den yüksek maksimum sıcaklık için ise üst çevriminde çalışma akışkanı olarak helyum ve alt ORÇ'de etanol kullanan kombine Brayton/ORÇ çevrimi en yüksek özgül net iş çıkışını veren güç çevrimidir.

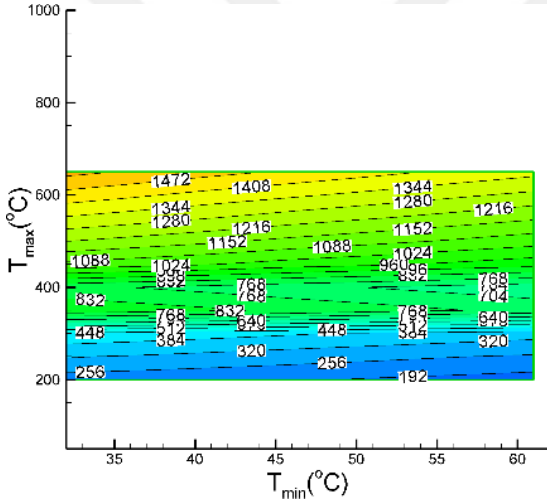
Özgül net iş (kJ/kg): 0 98 195 293 391 488 586 684 781 879 977 1075 1172 1270 1368 1465 1563 1661 1758 1856



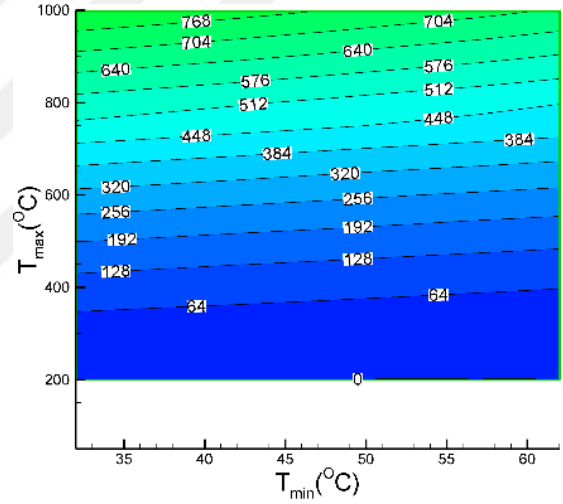
a) ORÇ



b) ARRÇ

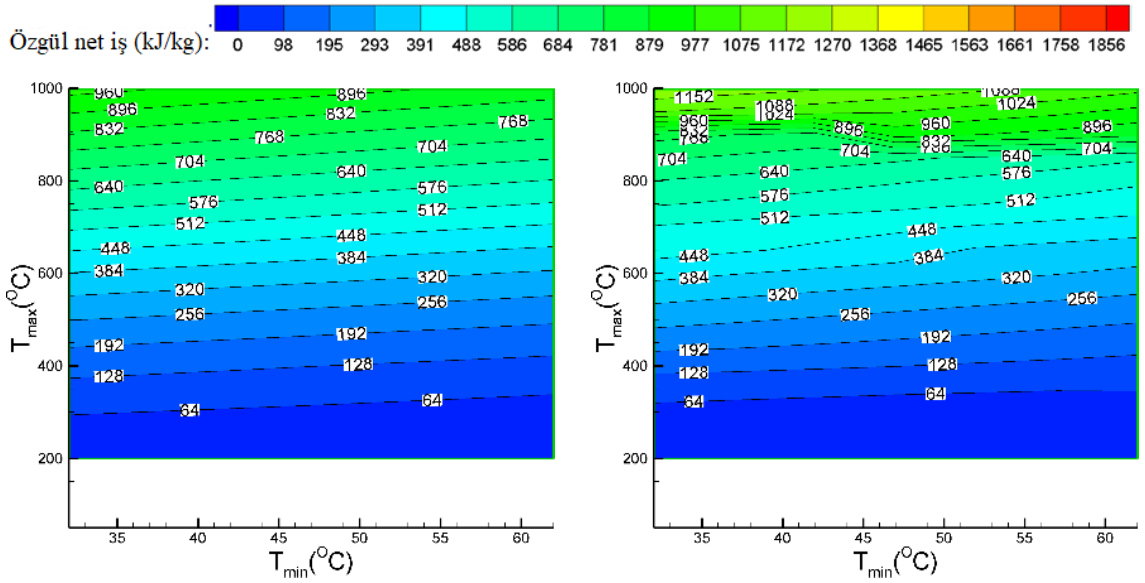


c) Kombine Rankine/ORÇ çevrimi



d) RBÇ

Şekil 5. 5 $P_{maks} = 30$ MPa için analiz edilen 6 güç çevriminin özgül net iş çıkışı



e) RRBÇ

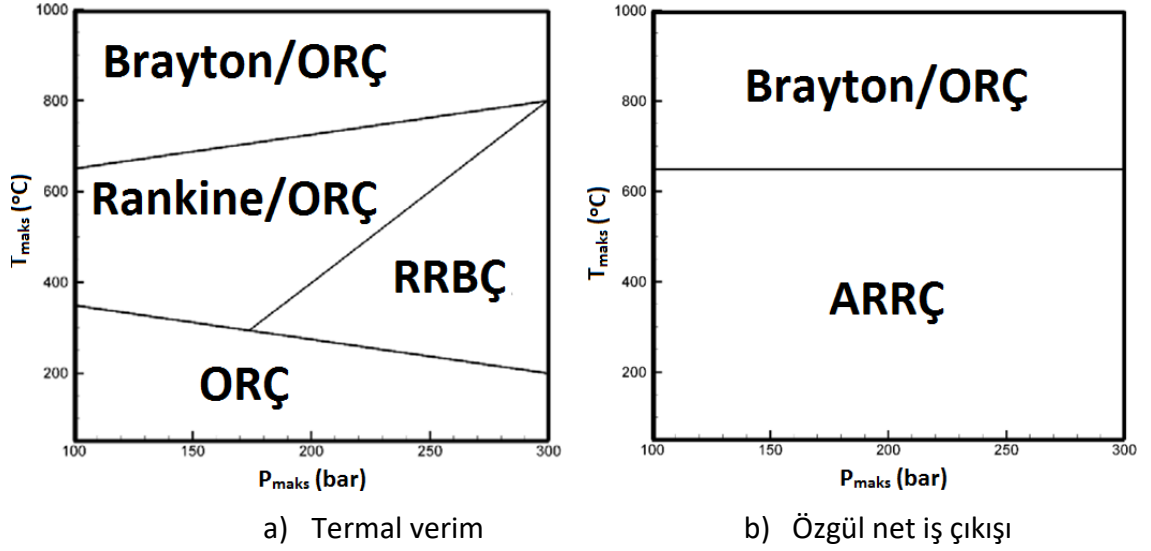
f) Kombine Brayton/ORÇ çevrimi

Şekil 5. 5 $P_{maks} = 30$ MPa için analiz edilen 6 güç çevriminin özgül net iş çıkışı (devamı)

Daha önce belirtildiği gibi, verilen çevrim çalışma koşulları için tercih edilen (en iyi) güç çevrimlerinin seçimi, bu çalışmanın ana amaçlarından biridir. Isıl verim ve özgül net iş çıkışı için sunulan performans haritaları, verilen çalışma koşulları kümesi için (maksimum basınç ve sıcaklık) en iyi güç çevriminin seçilmesini sağlamıştır.

Şekil 5.6a'da sunulan termal verimlilik performans haritası, yüksek maksimum çevrim sıcaklığı için bir Brayton/ORÇ çevriminin en iyi seçim olduğunu göstermektedir. Orta maksimum çevrim sıcaklığı için, kombine Rankine/ORÇ çevrimi veya bir RRBÇ en yüksek termal verimi sağlar.

Şekil 5.6b'de sunulan net iş çıkışı performans haritası, 650 °C'den yüksek maksimum sıcaklık için üst çevrimde helyum, alt çevrimde etanol kullanan kombine Brayton/ORÇ çevriminin en yüksek güç çıkışını ürettiğini göstermektedir. Düşük ve orta maksimum sıcaklık uygulamaları için, bir ARRÇ en yüksek net güç çıkışını verir.



Şekil 5. 6 Isıl verim ve özgül iş çıkışı için performans haritaları

5.3 Güç Çevrimi Seçimine Genel Bakış

Ara ısıtmalı rejeneratif Rankine, rekompresyonlu ve rekompresyonsuz rejeneratif Brayton, kombine Brayton/ORÇ ve kombine Rankine/ORÇ çevrimlerinin karşılaştırmalı analizi bu bölümde sunulmaktadır. Düşük, orta ve yüksek maksimum çevrim sıcaklık aralıkları için en yüksek ısı verim veya en yüksek net güç çıkışını veren güç çevrimleri gösterilmektedir. 4. Bölüm'deki sonuçlar, en yüksek ısı verimi ya da özgül net iş çıkışını veren en iyi çalışma akışkanını seçmek için kullanılmıştır. EP-13 modelleri çevrim performansını hesaplamakta kullanılmıştır.

300 °C'nin altındaki maksimum çevrim sıcaklıkları için ORÇ en yüksek termal verime sahiptir. Orta seviye çevrim sıcaklıkları için kombine Rankine/ORÇ ve RRBC en iyi seçeneklerdir. 800 °C'nin üzerindeki maksimum çevrim sıcaklığı için, kombine Brayton/ORÇ çevrimi en yüksek ısı verimi verir.

Sonuçlar ayrıca düşük ve orta maksimum çevrim sıcaklıkları için en yüksek özgül net iş çıkışını ARRÇ'nin, ardından üst çevriminde helyum ve alt ORÇ'de etanol kullanan kombine Brayton/ORÇ çevriminin verdiğini göstermektedir. 650 °C'nin üzerindeki maksimum sıcaklık için, üst çevriminde çalışma akışkanı olarak helyum ve ORÇ çevriminde etanol kullanan kombine Brayton/ORÇ çevrimi, en yüksek özgül net iş çıkışını verir.

5.4 Güç Çevrimi Seçimine Ekonomik Bakış

Bir güç çevrimin yatırım maliyeti genel olarak kurulum için satın alınan ekipmanların maliyetinden oluşmaktadır. Yatırım maliyeti; arsa maliyeti, boru tesisatı, altyapı ve yapısal destekler, kurulum için gerekli işçilik ve malzemeler, bakımlar ve dolaylı harcamalardan oluşur. Dolaylı harcamalar, nakliye ekipmanlarının fabrika sahasına taşınması ve proje personelinin maaşlarını kapsamaktadır.

Farklı maksimum sıcaklık ve basınçlarda çalışan farklı çevrimlerde kullanılacak ekipmanlar için, (Türbin, kompresör, pompa, ısı değiştirici, kazan, yoğuşturucu, rejeneratör) değişik malzeme seçimi yapılmaktadır. Brayton çevrimi 300 °C ila 1,000 °C arasındaki bir sıcaklıkta çalışmaktadır, bu nedenle farklı çalışma sıcaklıkları için karbon çelik, paslanmaz çelik, nikel alaşımları 625, 718 vb. gibi farklı malzemeler kullanılmalıdır. 800°C'den daha yüksek bir sıcaklıkta kullanılan malzemeler bugün pratik değildir, ancak bu malzemelerin malzeme bilimindeki gelişme ile önümüzdeki on yılda uygulanabilir olabileceği öngörülmektedir. Bu sebeple, bu çalışmada analiz 1000°C'ye kadar maksimum sıcaklıklar için yapılmıştır.

Pompalar genellikle düşük maliyetlidir ancak sızıntıları önlemek için düzenli bakım gerektirir, bu nedenle pompalar bakım maliyetlerinde önemli bir paya sahiptir.

Arsa maliyeti GEK santralinin büyüklüğü ile ilişkilidir ve santralin kurulacağı alana göre ihmal edilebilir. Çalışma akışkanının maliyeti santralin sermaye maliyeti olarak düşünülmelidir. Çalışma akışkanı miktarının tüm sistemi dolduracak sıvı miktarı olması beklenmektedir. Genel olarak çalışma akışkanının maliyeti, güç bloğunun maliyeti üzerinde önemli bir rol oynamaz. Çizelge 5.7, ORÇ ve Brayton çevrimleri için çalışma akışkanlarının maliyetini göstermektedir.

Çizelge 5.7 Çalışma akışkanı maliyetleri

Çalışma Akışkanı	Fiyat (\$/kg)
Bütan	1,21
Hava	0
CO ₂	0,1
Etanol	0,55
Helyum	42,553
İzobütan	0,86
R11	3,60
R141b	1,75

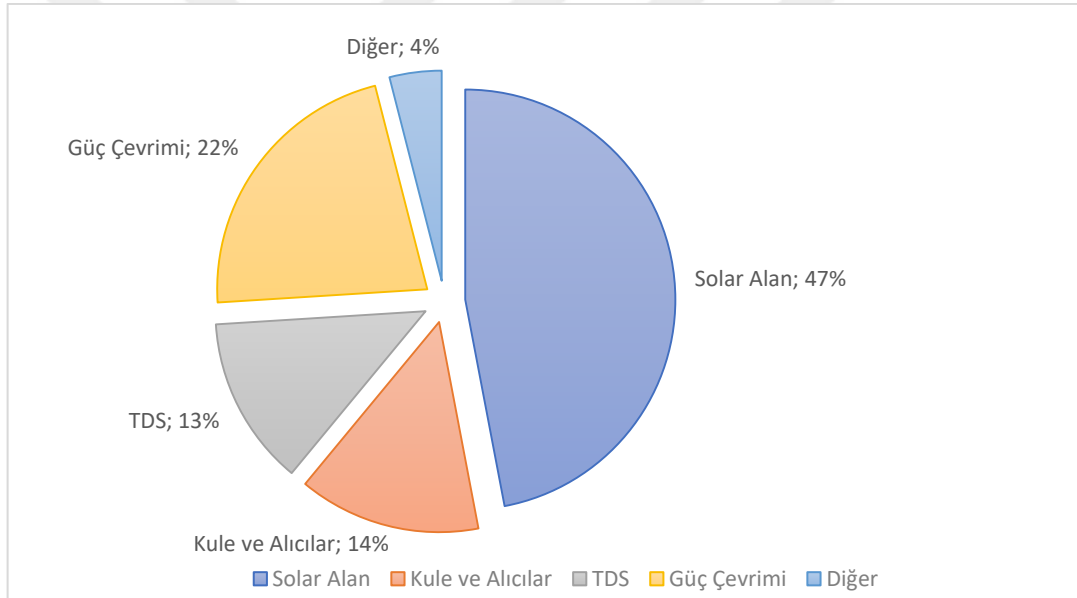
Bir GEK santrali maliyet değerlendirmesi yapılırken beş bölümde incelenir: 1) solar alan sistemi, 2) kule ve alıcı sistemi, 3) termal depolama sistemi (TDS), 4) güç bloğu sistemi ve 5) şantiye iyileştirmeleri. Çizelge 5.8, her bir alt sistemin bileşenlerini göstermektedir.

Çizelge 5.8 GEK santrali bileşenleri

Solar Alan	Kule ve Alıcı	Termal Depolama	Güç Çevrimi	Şantiye İyileştirmeleri
Aynalar	Kule	Soğuk depo	Turbomakineler	Şantiye hazırlığı
Sürücüler	Alıcı	Sıcak depo	Isı değiştiricileri	Temizlik ve kazı işleri
Panel, Ayna Destekleri, Kontrol panelleri ve kablolu bağlantılar	Çıkış ve iniş borusu kurulumu ve izolasyon	Borulama, izolasyon, valfler ve tesisat	Soğutma sistemi	Düzleme, kanalizasyon, iyileştirme ve koruma
İnşaat iş gücü	Yatay borulama ve izolasyon			Yollar ve sınırlama ekipmanları
Kurulum ve son kontroller	Kontroller, araç gereçler			Su tedariği altyapısı
	Soğuk tuz pompaları			

Günümüzde kullanılmakta olan GEK santrallerinin yatırım maliyetleri oranlandığı zaman en yüksek pay %47 ile solar alana aittir. Kule ve alıcı sistemlerin ve termal depolama sisteminin toplam yatırım maliyetine oranı sırasıyla %14 ve %13'tür. Güç çevrimi %22, diğer ihtiyaçların oranı ise %4'tür. Şekil 5.7 yatırım maliyetlerinin oranını göstermektedir.

2020 yılı için heliostat m² maliyetinin 76\$-117\$ aralığında olacağı, alıcı m² maliyetlerinin ise 21\$- 23,8\$ bandında olacağı öngörülmektedir. Kule ve iletim sistemi 2020 öngörülürü 9,2\$/m² iken, termal depo 40\$/kWh ve buhar türbini 7\$/kWh'dir. Elektrik üretim sistemi için öngörü ise 231\$/kWh-380\$/kWh aralığında değişmektedir. GEK santrali kurulumu için ihtiyaç duyulan arazi miktarı 8.7-9 m²/kW olup 150 MW gücünde bir GEK santrali için ortalama 1,300,000 m² araziye ihtiyaç duyulmaktadır.Şekil 5.7 GEK santrali maliyet oranlarını göstermektedir.



Şekil 5.7 GEK santrali maliyet oranları

GEK santrallerinin yıllık ortalama bakım-onarım maliyeti 2-4 ¢/kWh'dır. Her 150 MW gücündeki santral için ihtiyaç duyulan ortalama personel sayısı 60'tır. GEK santrallerinde kullanılan depolama kapasiteleri genellikle 5-7 ve 9 saat'tir, depolama kapasitesi arttıkça sistemin ilk yatırım maliyeti de doğru orantılı olarak artmaktadır.

GEK santrallerinin ilk yatırım ve bakım-onarım maliyetlerinin yüksek olması santrallerin amortisman sürelerini uzatmakta ve bu tip santrallerin enerji temin sözleşmeleri 25 – 35 yıllık periyotlar şeklinde yapılmaktadır.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu bölüm, bu çalışmanın ilgili literatürdeki katkısını tartışmakta, ana sonuçları özetlemekte ve gelecekteki çalışmalar için öneriler sunmaktadır.

6.1 Katkılar

Belirtilen çevrim çalışma koşulları için (maksimum sıcaklık ve basınç, ısı atma sıcaklığı gibi) Brayton, ORÇ, Brayton/ORÇ ve Rankine/ORÇ gibi basit ve kombine güç çevrimlerinin en iyi performansını (termodinamik verim veya özgül net iş çıkışı) yol açan çalışma akışkanlarının seçimi genellikle zaman alıcı ve zorlu bir iştir. Yaygın olarak kullanılan yaklaşım, söz konusu güç çevrimi için bir dizi aday çalışma akışkanının birçok işletme parametresi üzerinde gerçekleştirilen çok sayıda parametrik hesaplama yapılmasını içerir.

Yaygın olarak ele alınan güç çevrimleri en iyi çalışma akışkanlarının seçiminde sistematik ve çok adımlı yöntem kullanılmıştır. İlk adım, ısı verim, ısı girişi ve net iş ifadelerini geliştirmek için yarı mükemmel gaz varsayımını (Bölüm 3.3'te tanımlanmıştır) kullanan bir termodinamik çevrim modelinin oluşturulmasını içerir. Güç çevrimlerinin ayrıntılı modelleri, EBSILON Professional 13 (EP-13) güç sistemleri modelleme kodu kullanılarak ikinci adımda geliştirilmiştir. EP-13 modelleri, çevrim performansı hakkında sonuçlar üretmek için çeşitli çalışma koşulları ve çok sayıda çalışma akışkanı üzerinde kullanılır. İstatistiki regresyon analizi, üçüncü aşamada çevrim verimliliği için korelasyonlar geliştirmek ve 1. adımda sunulan teorik ifadelerle aynı türdeki özgül net iş için kullanılır.

İşlemdeki son adım, termodinamik verimlilik ve özgül net iş çıkışı gibi performans parametrelerinin çevrim çalışma koşullarının işlevleri olarak sunulduğu performans haritalarının oluşturulmasını içerir. Performans haritaları, belirtilen çevrim çalışma koşulları için, EP-13 güç çevrimi modelleri tarafından oluşturulan sonuçlardan elde edilen en iyi çevrim performansını veren çalışma akışkanını seçmek için oluşturulur. Performans haritaları genel olarak birkaç bölge içerir ve her bölge için en iyi çalışma akışkanını tanımlar.

Son olarak, performans (termodinamik verimlilik veya özgül net iş çıkışı) ve çevrimlerin maliyeti, bir GEK santralinde kullanılacak en iyi güç çevrimlerini seçmek için karşılaştırılır. En iyi güç çevrimini kullanmak GEK santralinin maliyetini düşürür.

6.2 Sonuçlar

Bu çalışma, Rankine ve Brayton gibi güç çevrimleriyle entegre GEK teknolojisine odaklanmaktadır. Güç çevrimlerinin ve çalışma akışkanlarının seçimi, çevrim verimliliğini artırmak ve maliyeti düşürmek amacıyla analiz edilmiştir.

6.2.1 Çalışma Akışkanının Seçimi

Farklı çalışma akışkanları için güç çevrimlerinin termodinamik performansı (ısı verim ve özgül net güç çıkışı) analiz edilmiştir. Güvenlik sorunlarından ve akışkanının çevre üzerindeki olumsuz etkilerinden kaçınmak için akışkanların küresel ısınma ve ozon delme potansiyeli, zehirlilik, yanıcılık ve aşındırıcılık gibi özellikleri seçim sürecinde göz önünde bulundurulmuştur. Isıl verim, özgül net iş çıkışı ve özgül ısı girişi için ifadeler, termodinamik analize ve EP-13 model sonuçlarına dayanarak ilgili çevrim parametreleri açısından önerilmektedir. Belirlenen çevrim çalışma koşullarında en iyi çalışma akışkanını seçmek için kılavuz olarak analiz edilen güç çevrimlerinin performans haritaları sunulmuştur.

6.2.1.1 Organik Rankine Çevrimi

Sonuçlar tüm çalışma akışkanları için, maksimum basınç arttıkça ısı verimin arttığını göstermektedir. Bununla birlikte, yüksek basınçlarda(kritikten yüksek), termal verimlilik maksimum basınçtan neredeyse bağımsız hale gelir. Türbin giriş sıcaklığının (TGS) ısı

verim üzerindeki etkisi çalışma akışkanının türüne bağlıdır. Sonuçlar, ıslak bir çalışma akışkanı ile çalışan bir ORÇ için, ısı verimin izobarik eğrilerin sıcaklıkla dağılmasından dolayı türbin giriş sıcaklığındaki (TGS) bir artışla arttığını göstermektedir. Kuru akışkanlar için izobarik eğriler sıcaklıkla birleştiğinden, bu akışkanlarla yapılan ORÇ uygulamalarında maksimum çevrim sıcaklığı arttıkça ısı verim düşmektedir. Bununla birlikte izantropik akışkanlar için termal verim, TGS'den nispeten bağımsızdır. Sonuçlar, izantropik çalışma akışkanlarıyla çalışan bir ORÇ'nin verimliliğinin, kuru ve ıslak akışkanlara kıyasla daha yüksek olduğunu; ayrıca daha yüksek özgül ısı kapasitesine sahip çalışma akışkanlarının daha yüksek çevrim net güç çıkışı sağladığını göstermektedir.

6.2.1.2 Brayton Çevrimi

Brayton çevriminin analizi, kritik bölge dışındaki optimum basınç oranı ve 500 °C'den yüksek maksimum sıcaklıklar için, termal verimliliğin çalışma akışkan özelliklerinden neredeyse bağımsız olduğunu gösterir. Rejeneratif Brayton çevrimi basit Brayton çevrimine kıyasla daha yüksek verime sahiptir ve bu nedenle GEK uygulamaları için daha iyi bir seçim olacaktır.

Kritik bölge içindeki optimum basınç oranı için bir Brayton çevriminin ısı verimi çalışma akışkanı özelliklerinin fonksiyonudur. Bu durumda, farklı çalışma akışkanları farklı ısı verim değerleri verir, sCO₂ analiz edilen diğer tüm çalışma akışkanlarına göre en yüksek ısı verimi vermektedir. Bunun nedeni, “sıvı benzeri” bölgedeki kritik bölgenin içinde çalışmanın, özgül kompresör işinde önemli bir düşüşe yol açmasıdır, bu düşüş de daha yüksek net iş çıkışına ve daha yüksek ısı verime yol açar.

Verimlilik için çizilen performans haritası, çevrim çalışma koşullarına bağlı olarak optimum basınç oranında N₂ veya CO₂'nin en iyi çalışma akışkanları olduğunu gösterir. Yüksek maksimum sıcaklıklar ve düşük maksimum basınçlar için, N₂ daha çok tercih edilen çalışma akışkanı iken, daha yüksek maksimum basınçlar veya daha düşük maksimum sıcaklıklar için CO₂ en yüksek verimi vermektedir. Özgül net iş çıkışı için performans haritası, helyumun bu çalışmada incelenen tüm çevrim çalışma koşulları aralığı boyunca en iyi çalışma akışkanı olduğunu göstermektedir.

6.2.1.3 Kombine Brayton/ORÇ Çevrimi

Kombine rejeneratif Brayton/ORÇ çevrimi kullanılması durumunda, sonuçlar CO₂ ve havanın üst çevrim için en iyi çalışma akışkanları olduğunu göstermektedir. Üst çevrimin egzoz sıcaklığına bağlı olarak izobütan, R11 ve etanol, ORÇ alt çevrimi için tercih edilen çalışma akışkanlarıdır ve kombine çevrimin en yüksek verimini vermektedir. Bununla birlikte, 600 °C'den yüksek maksimum çevrim sıcaklığı için, farklı çalışma akışkanlarının performansında hemen hemen hiçbir fark yoktur.

6.2.1.4 Kombine Rankine/ORÇ Çevrimi

Kombine Rankine/ORÇ çevriminde amonyak ve ardından R11 ve R141b akışkanları, ORÇ alt çevrimi için tercih edilir. Bununla birlikte, amonyak zehirli, R11 ise kullanımı yasaklı maddedir. Bu nedenle R141b, kombine Rankine/ORÇ çevriminde ORÇ için en iyi seçimdir.

Sonuçların gösterdiği gibi, Brayton çevrimine bir ORÇ eklemek, sistemin termal verimliliğini %15 civarında artırabilirken, buharlı Rankine çevrimine ORÇ eklemek termal verimliliği sadece %2 artırabilir.

6.2.2 Güç Çevrimi Seçimi

Düşük, orta ve yüksek maksimum çevrim sıcaklığı aralıkları için en yüksek ısı verim veya en yüksek net güç çıkışını veren güç çevrimleri bu çalışmanın 5. Bölümünde tanımlanmıştır.

Sonuçlar, 300 °C'nin altındaki maksimum çevrim sıcaklıkları için ORÇ'nin en yüksek termal verime sahip olduğunu göstermektedir. Orta seviye sıcaklıkları (300 °C ila 800 °C) için, kombine Rankine/ORÇ ve rekompresyonlu rejeneratif Brayton çevrimi (RRBÇ) en iyi seçeneklerdir. 800 °C'nin üzerindeki maksimum çevrim sıcaklığı için, kombine Brayton/ORÇ çevrimi en yüksek ısı verimi verir.

Sonuçlar ayrıca düşük ve orta maksimum çevrim sıcaklıkları için ara ısıtmalı rejeneratif Rankine çevriminin (ARRÇ) en yüksek net iş çıkışını sağladığını ve ardından üst çevrimde çalışma akışkanı olarak helyum, alt çevrimde etanol kullanan kombine Brayton/ORÇ çevriminin geldiğini göstermektedir. 650 °C'nin üzerindeki maksimum sıcaklık için, üst

çevrimde çalışma akışkanı olarak helyum ve ORÇ çevriminde etanol kullanan kombine Brayton/ORÇ çevrimi, en yüksek net iş çıkışı verir. Çizelge 6.1 çevrim sıcaklıklarına göre en verimli güç çevrimlerini, Çizelge 6.2 ise en yüksek güç çıkışı veren güç çevrimlerini göstermektedir.

Çizelge 6.1 Çevrim sıcaklıklarına göre en verimli güç çevrimleri

Çevrim Sıcaklığı	En Verimli Güç Çevrimi
< 300°C	Organik Rankine Çevrimi
300°C - 800°C	Kombine Rankine/ORÇ RRBÇ
>800°C	Kombine Brayton/ORÇ

Çizelge 6.1 Çevrim sıcaklıklarına göre en yüksek güç çıkışı veren güç çevrimleri

Çevrim Sıcaklığı	En Yüksek Güç Çıkışına Sahip Güç Çevrimi
< 300°C	ARRÇ
300°C - 800°C	ARRÇ
>800°C	Kombine Brayton/ORÇ

6.3 GEK Santrallerinin Ekonomik Değerlendirmesi

GEK santrallerinin kurulumunda çalışma akışkanı ve güç çevriminin seçimini doğru bir şekilde yapabilmek için performans verilerine ek olarak, yatırım maliyeti analizi de yapılmalıdır. Sonuçların gösterdiği gibi seçilen bir çevrim için, daha yüksek termal verimlilik daha düşük sermaye yatırımına neden olmaktadır. Bu nedenle, bir güç çevriminin çalışma akışkanının seçiminde ısı verim, özgül iş çıkışından daha önemli bir parametredir. Analiz edilen GEK santrali - güç çevrimi konfigürasyonları için, güç bloğunun maliyeti, GEK santrallerinin toplam maliyetinin %14 ile %28'i arasındadır ve maksimum çevrim sıcaklığı arttıkça artmaktadır. Ayrıca, yüksek güç bloğu verimliliği

nedeniyle, maksimum çevrim sıcaklığı arttıkça solar alanının boyutu da azalır. Güç bloğunun termal verimliliğindeki bir artış, genellikle güç bloğunun maliyetini arttırsa da, GEK santralının maliyetini düşürür çünkü, güneş alanı, kule/alıcı ve TDS'in toplam maliyeti, santralin toplam maliyetinin etkileyen en önemli faktörlerdir.

GEK santralleri henüz Fotovoltaik Güneş Enerjisi Sistemleri kadar gelişmiş ve araştırılmış sistemler olmamakla birlikte ilk yatırım maliyeti ve üretim maliyetleriyle birlikte var olan en pahalı elektrik üretim metodlarından biridir. Teorik olarak 24 saate kadar depolama sistemleri hesaplamalarda kullanılmasına rağmen pratikte 7-10 saat arası değişen depolama kapasiteleri, mevsim ve iklim şartlarından etkilenmeleri ile birlikte yatırım maliyeti ve verim açısından beklenilenden uzaktır.

GEK santrali maliyetlerinin düşürülmesi için genel olarak üç konuda gelişme sağlanması gerekmektedir. Bunlar: toplu üretime geçilmesi, santral kurulu gücünün büyütülmesi ve yeni teknolojilerin geliştirilmesi şeklinde sıralanmaktadır. Yeterli talebin sağlanıp kitle üretimine geçilebilmesi ile rekabetin artmasına ve toplu üretimin getireceği avantajlara bağlı olarak birim maliyetlerin düşeceği dolayısı ile yatırım maliyetinin düşeceği belirtilmektedir. GEK santrali toplam kurulu gücünü 2,6 GWe'in üzerine çıkaracak bir talep olması durumunda maliyetlerin %28 oranında düşeceği öngörülmektedir. Maliyetlerin düşürülmesi ile ilgili ikinci önemli adım ise santrallerin daha büyük ölçeklerde yapılmasıdır. GEK santrallerinde orta vadede 200 MWe kurulu güçte santrallerin inşa edilmesi beklenmektedir. Bunun getireceği avantajın ise %50 mertebelerinde olacağı öngörülmektedir ki bu da kayda değer bir maliyet düşmesi demektir. Maliyet düşüşü ile ilgili üçüncü önemli adım ise teknolojik gelişmelerdir. Aslında yukarıda sıralanan iki önemli adımın gerçekleşebilmesi dolaylı olarak bu adıma bağlıdır. Orta dönemde gerçekleşmesi beklenen teknolojik gelişmelerin GEK santrallerinde %23 maliyet avantajı sağlayacağı öngörülmektedir.

Yukarıda verilen bütün sorunlara karşın GEK santrallerinin geleceği oldukça parlaktır. Çünkü güneş enerji sistemlerinin birim enerji maliyetlerinin çoğu ilk yatırım maliyetlerinden oluşmaktadır. Teknolojik gelişmeler ışığında, yatırım maliyetlerinin düşürülmesi durumunda bu sistemlerden elde edilen enerjiye talep artacaktır. Talep artışıyla birlikte üretimin artmasıyla, maliyetler düşecektir. Bu sayede 200 MWe kurulu

gücüne sahip GEK santralinin birim enerji maliyetinin 3,5-5,5 /kWh aralığında olacağı öngörülmektedir. Bu rakamların diğer yenilenebilir enerji sistemlerine göre oldukça gelecek vaad ettiği bilinmektedir.

YGE santrallerinin teknolojisi oldukça yüksek ve hassastır. Bu sistemlerin bileşenleri sadece belirli firmalar tarafından üretilmektedir. Maliyetinin çoğu ilk yatırımdan kaynaklanan bu sistemlerde daha çok üretim ve Ar-Ge çalışmalarının yapılması beklenmektedir. Gelişmiş ülkelerin şimdiden 0,270 /kWh rakamını kabul ettikleri düşünüldüğünde maliyetlerde yaşanacak düşüşün talebi ciddi şekilde arttıracığı düşünülmektedir ki bu da milyarlarca dolarlık bir pazar anlamına gelmektedir.

6.3.1 Türkiye'nin GEK Santralleri Açısından Değerlendirmesi

Türkiye'nin ortalama yıllık toplam güneşlenme süresi 2640 saat (günlük toplam 7,2 saat), ortalama toplam ışı nım şiddetinin ise 1311 kWh/m²-yıl (günlük toplam 3,6 kWh/m²) olduğu tespit edilmiştir. Türkiye, yıllık 110 gün güneş enerjisi potansiyeline sahip olup, metrekare başına 1.100 kWh elektrik enerjisi üretilebilecek durumdadır. Ülkemiz, coğrafi konumu itibarıyla sahip olduğu güneş enerjisi potansiyeli açısından birçok ülkeye göre şanslı durumdadır. Türkiye'nin en fazla güneş enerjisi alan bölgesi Güney Doğu Anadolu Bölgesi olup, bunu Akdeniz Bölgesi izlemektedir.

Türkiye'de YGE teknolojisiyle Mersin'de kurulumu tamamlanmış 5 MW'lık güce sahip GEK santrali 100 dönüm araziye kurulmuş ve bu arazinin 30 dönümlük bölümü yansıtıcı aynalar tarafından kullanılmaktadır. Bu tesiste 510 adet heliostat yansıtıcı, güneşi gün içerisinde uygun açılarla takip ederek, güneş ışınlarını 50 metre yükseklikteki bir kule üzerindeki alıcıya yansıtarak yüksek sıcaklık ve basınçta buhar elde edilmektedir. Elde edilen yüksek sıcaklıktaki buhar ile elektrik üretilmektedir.

Gelişmiş Dünya ülkeleri ile Türkiye kıyaslandığında güneş enerjisi potansiyelinin çok azının kullanıldığı görülmektedir. Bilindiği üzere ülkemiz, güneş enerjisi kuşağında ve güneş enerjisi potansiyeli dünya ortalamasının çok üzerindedir. Avrupa Birliği (AB) ülkeleri arasında neredeyse en fazla güneş enerjisi potansiyeline sahip ülke Türkiye'dir. Ancak güneş enerjisinden elektrik enerjisi üretimi oldukça azdır. Türkiye ile benzer iklime sahip olan İspanya, Yoğ unlaşt ırılmış Güneş Enerjisi Sistemlerinden enerji eldesinde

oldukça iyi bir yere sahiptir. İspanya son 10 yılda ısı kaynaklı YGE potansiyelini kullanarak tüm Dünya’da güneşten elektrik enerjisi üretimi açısından 4. sıraya yükselmiştir. Bu yüzden benzer iklim koşullarına sahip olan İspanya model olarak seçilebilir, Türkiye’de YGE sistemlerine ve dolayısıyla GEK santrallerine olan ilgi arttırılabilir.

Türkiye’de güneş enerjisinin kullanımı sıcak su eldesinin haricinde çok bilinmemektedir. Güneş enerjisi açısından oldukça yüksek potansiyel barındıran ülkemizde tanıtımların yapılması ve gerekli teşviklerin verilmesi gerekmektedir. GEK santralleri, ilk yatırım maliyeti yüksek olan fakat yakıt masrafları ve işletme maliyetleri düşük olan sistemlerdir. Enerjide dışa bağımlılığın oldukça yüksek olduğu ülkemizde, gelecek vaad eden sistemlere geçilmesi için gerekli uzun vadeli finansman imkânı sağlandığında bu teknolojiler gelişecek ve yerli üretimin gerçekleşmesi sağlanacaktır.

Daha önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi, GEK santrallerinin yatırım maliyeti çok yüksektir, fakat güneş enerjili santrallerde maliyet, direkt olarak güneş ışınım şiddeti ile ilgilidir. Bu ışınım şiddetleri, ışınım şiddeti eğrilerinin ortalamaları ve güneşlenme süresi ile ilgilidir. Türkiye’de bölgelere göre ışınım şiddetleri incelendiğinde Akdeniz Bölgesi (1220 kWh/m²-yıl) ve Doğu Anadolu Bölgesi (1215 kWh/m²-yıl) en yüksek değerlere sahiptir. Bu sebeple bu bölgelere kurulacak GEK santrallerinin en yüksek verimi vermesi beklenmektedir. Fakat diğer ülkelerde GEK santralleri için kurulum maliyetinde arsa bedelleri dikkate alınmazken ülkemizde ise özellikle güneş radyasyon şiddetinin yüksek olduğu bölgelerde, arsa birim fiyatlarının çok yüksek olmasından dolayı arsa bedelinin mutlaka hesaba katılması gerekmektedir.

6.4 Öneriler

Bu çalışmada saf çalışma akışkanlarının kullanılmasının bir güç çevriminin termodinamik performansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Çalışma akışkanları karışımının güç çevrimi performansı üzerindeki etkisinin göz önünde bulundurulması önerilir.

En iyi güç çevriminin belirlenebilmesi için tarafsız ve objektif bir seçim yapmak ve performans verilerine ek olarak santralin ekonomik analizinin yapılması gerekir. Güç bloğunun termal verimliliğindeki bir artış, genel olarak güç bloğunun maliyetini arttırsa da genel GEK santralinin maliyetini düşürür. Çünkü güneş alanı, kule/alıcı ve depolama

sisteminin maliyeti, toplam GEK santrali maliyetini etkileyen baskın faktörlerdir. Bu gibi sebeplerden ötürü verimi arttırırken santral maliyetindeki artışın da doğru bir şekilde hesaplanması gerekir.

Çalışma akışkanı ve güç çevrimi seçimi analizi (Bölüm 4 ve 5), sabit ortam sıcaklığı varsayılarak gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte, gerçek bir işlemde ortam sıcaklığı gün boyunca, mevsimsel ve yıllık olarak değişir. Ortam sıcaklığındaki değişiklik, güç çevriminin düzensiz çalışmasına neden olur ve bu da performansını etkiler. Bu nedenle, gelecekteki araştırmalarda, ortam sıcaklığındaki değişimin etkisi dikkate alınmalıdır.



KAYNAKLAR

- [1] Solar Energy 2015, www.solar-academy.com/menu_detay.asp?id=2506, 11 Ocak 2019.
- [2] International Energy Agency, Energy Efficiency 2018 Analysis and Outlooks to 2040, www.iea.org, 17 Şubat 2019.
- [3] Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, Türkiye Enerji ve Tabii Kaynaklar Görünümü, www.enerji.gov.tr, 7 Mart 2019.
- [4] Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü, Güneş Enerjisi Potansiyeli Atlası (GEPA), www.yegm.gov.tr, 16 Ocak 2019.
- [5] Zhang, H., Benoit, H., Perez, I., Flamant, G., Tan, T. ve Baeyens, J., (2017). "High-efficiency solar power towers using particle suspensions as heat carrier in the receiver and in the thermal energy storage", Renewable Energy, 111: 438-446.
- [6] Duffie, J. A. ve Beckman, W. A., (2013). Solar engineering of thermal processes. Fourth edition, John Wiley & Sons, New Jersey.
- [7] Dinçer, F., (2011). " Türkiye’de Güneş Enerjisinden Elektrik Üretimi Potansiyeli - Ekonomik Analizi ve AB Ülkeleri ile Karşılaştırmalı Değerlendirme", KSU Mühendislik Dergisi, 14(1) : 8-16
- [8] Bilgin Z., (2006). Güneş Takip Sistemi Tasarımı ve Gerçekleştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Ankara.
- [9] Cengiz, S. ve Mamiş, S.M. (2016). "Termal Güneş Enerjisi Kullanımı ve CSP Sistemlerin Verimlilik Analizi Uygulamalar", BEÜ Fen Bilimleri Dergisi, 5(1) : 1-13.
- [10] Irina, T. ve Cătălin A.,(2010). "A Study On The Tracking Mechanisms Of The Photovoltaic Modules", Fascicle of Management and Technological Engineering, 9: 59-66.
- [11] Abdallah, S. ve Nijmeh, S. (2004). "Two axes sun tracking system with PLC control", Energy Conversion and Management, 45: 1931–1939.
- [12] Lubitz, W. (2011) "Effect of manual tilt adjustments on incident irradiance on fixed and tracking solar panels", Applied Energy, 88:1710–1719.

- [13] Koussa, M., Cheknane, A., Hadji, S., Haddadi, M. ve S. Nouredine, (2011) "Measured and modelled improvement in solar energy yield from flat plate photovoltaic systems utilizing different tracking systems and under a range of environmental conditions", *Applied Energy*, 88: 1756–1771.
- [14] DEGERenergie GmbH & Co. KG, Degertracker, www.degerenergie.de, 12 Haziran 2019
- [15] Nasri, F., Ali, C., ve Bacha, H. B. (2011). "A Review of Solar Thermal Electricity Production". *International Journal of Research and Reviews in Applied Sciences (IJRRAS)*, 8 (3): 349-355.
- [16] Batton, B. (2000). *Organic Rankine Cycle Engines for Solar Power*, Barber-Nichols Inc., Madison, Wisconsin.
- [17] *The Concentrating Solar Power (2014): Advanced Projects Offering Low LCOE Opportunities (CSP: APOLLO)*.
- [18] Xu, R. ve T.F. Wiesner, "Closed-form modeling of direct steam generation in a parabolic trough solar receiver". *Energy*, 2015. 79: p. 163-176.
- [19] Aringhoff, R. (2006). *Need for Regulatory Revisions to Successfully Secure CSP Projects in the US: Lessons from Spain*, Solar Millennium LLC., Incline Village, Nevada
- [20] *Information for Renewable Energy Sources*, www.eac.com, 12 Aralık 2018.
- [21] Zhu, G., Wendelin, T., Wagner, M.J. ve Kutscher, C., (2014). "History, current state, and future of linear Fresnel concentrating solar collectors", *Solar Energy*, 103: 639-652.
- [22] Yenilenebilir Enerji Genel Müdürlüğü, *CSP Güneş Enerji Santralleri*, www.yegm.gov.tr, 28 Nisan 2019.
- [23] Babaelahi, M. ve H. Sayyaadi, (2015). "A new thermal model based on polytropic numerical simulation of Stirling engines". *Applied Energy*, 141: 143-159.
- [24] Collado, F. J. ve Guallar J., (2013). "A review of optimized design layouts solar power tower plants with campo code", *Renewable Sustainable Energy Rev.* 20: 142-154.
- [25] Güven, Ş.Y., Üçgül, İ. ve Şenol, R., (2004). "Güneş Enerjisi Isıl Uygulamaları ve Güneş Kulelerinin İncelenmesi", *Mühendis ve Makine*, 45 (533): 17-27.
- [26] Curzon, F. L. ve Ahlborn, B. (1975). "Efficiency of a Carnot engine maximum power output", *Am. J. Phys.* 43: 22-24.
- [27] Chacartegui, R. J., "Sánchez, D., Monje B. ve Sánchez, T. (2011). "Alternative 38 cycle based on carbondioxide central receiver solar power plants", *Appl. Therm. Eng.* 31:873-879.
- [28] Sahin, A. Z. (2001) "Finite-time thermodynamic analysis of a solar driven heat engine", *Int. J. Exergy*, 122-126.
- [29] Khaliq, A., (2004). "Finite-time heat transfer analysis and generalized power optimization of endoreversible Rankine heat-engine", *Apply Energy* 79:27-40.

- [30] Spelling, J. ve G. Augsburger, (2012). "Thermoeconomic optimization of a combined solar tower power plant", *Energy* 41(1): 13-120.
- [31] Behar, O., Khellaf, A.ve Mohammedi, K., (2013). "A review of studies on central receiver solar thermal power plants", *Renew. Sust. Energy Rev.* 23: 12-39.
- [32] Sahin, B. Ve Kodal, A., (2001). "Performance analysis of an endoreversible heat engine based on a new thermoeconomic optimization criterion", *Energy Convers. Manage.* 42: 1085-1093
- [33] Çengel, Y.A. ve Boles, M.A., (1996). *Thermodynamics: An engineering approach*, Second edition, McGraw-Hill, Nevada
- [34] Kolb, G.J., Ho, C., Thomas R. M. ve Gary, J., (2011). *Power tower technology roadmap and cost reduction plan*. SAND2011-2419, Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM.
- [35] Giovanna, B., Bonetti, G., Franchini, G., Perdichizzi, A. ve Ravelli, S. (2012). "Thermal performance prediction of a solar hybrid gas turbine", *Solar Energy*, 86(7): 2116-2127.
- [36] Ergün, A., Özyakmak, M. Ve Kılıçaslan, E. (2016). "Organik Rankine Çevrimi Prensibi ile Düşük Sıcaklıktaki Kaynaklardan Elektrik Üretim Uygulamaları", *D.Ü. Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 4 (2) : 686-696.
- [37] Tchanche, B. F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A. ve Papadakis, G. (2011). "Low-Grade Heat Conversion into Power Using Organic Rankine Cycles – A Review of Various Applications", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15: 3963-3979.
- [38] Mahan, A. C. (2006). *Design & Optimization of Organic Rankine Cycle Solar Thermal Power Plants*, MSc. Thesis, University of Wisconsin, Madison.
- [39] Chen, H., Goswami, D.Y. ve Stefanakos, E.K. (2010). "A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(9): 3059-3067.
- [40] Bahaa, S., Gerald, K., Martin, W. ve Johann, F., (2007). *Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles*. *Energy*, 32(7): 1210-1221.
- [41] Lakew, A.A. ve Bolland, O., (2010). "Working fluids for low-temperature heat source", *Applied Thermal Engineering*, 30(10):1262-1268
- [42] Mirko, Z.S., Patrick, L. A., Papadopoulos, I. A. ve Grujic, S., (2012). "On the role of working fluid properties in Organic Rankine Cycle performance", *Applied Thermal Engineering*, 36: 406-413.
- [43] Algieri, A. ve P. Morrone, (2012). "Comparative energetic analysis of high-temperature subcritical and transcritical Organic Rankine Cycle (ORC) A biomass application in the Sibari district", *Applied Thermal Engineering*, 36: 236-244.

- [44] Rödder, M., Neef, M., Laux, C. ve Priebe, K.-P. (2016). "Systematic Fluid Selection for Organic Rankine Cycles and Performance Analysis for a Combined High and Low Temperature Cycle", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 138(3): 031701.
- [45] Jian, Z., Hongguang, Z., Yang, K., Yang, F., Wang, Z., Guangyao, Z., Liu, H., Wang, E. ve Yao, B., (2014). "Performance analysis of regenerative organic Rankine cycle (RORC) using the pure working fluid and the zeotropic mixture over the whole operating range of a diesel engine", *Energy Conversion and Management*, 84: 282-294.
- [46] Mago, P., Chamra, L., Srinivasan, K. ve Somayaji, C., (2008). "An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids", *Applied Thermal Engineering*, 28(8): 998-1007.
- [47] Acar, H.I., (1997). "Second law analysis of the reheat-regenerative Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*", 38(7): 647-657.
- [48] Wang, E., Hang, H., Fan, B. ve Wu, Y., (2012). "Optimized performances comparison of organic Rankine cycles for low grade waste heat recovery", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 26(8): 2301-2312.
- [49] Hung, C. ve Shai, T.Y., (1997). "A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat", *Energy*, 22(7): 661-667.
- [50] Liu, B.T., Chien, K-H. ve Wang, C-C., (2004). "Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery", *Energy*, 29(8): 1207-1217.
- [51] Pei, G., J. Li, ve J. Ji, (2010). "Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle", *Applied Thermal Engineering*, 30(8): 998-1004.
- [52] Kribus, A., Doron, P., Rubin, R., Karni, J., Reuven, R., Duchan, S. ve Taragan, E.A., (1999). "Multistage solar receiver: The route to high temperature", *Solar Energy*, 67(1): 3-11.
- [53] Ries, H., A. Kribus, ve J. Karni, (1995). "Nonisothermal Receivers", *Journal of Solar Energy Engineering*, 117(3): 259-261.
- [54] Forsberg, C.W., P.F. Peterson, ve H. Zhao, (2007). "High-temperature liquid-fluoride-salt closed-Brayton-cycle solar power towers", *Journal of Solar Energy Engineering*, 129(2): 141-146.
- [55] Angelino, G., Perspectives for the liquid phase compression gas turbine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1967. 89(2): p. 229-236.
- [56] Dostal, V., Hejzlar, P. ve Driscoll, M.J., (2006). "The supercritical carbon dioxide power cycle: comparison to other advanced power cycles", *Nuclear technology*, 154(3): 283-301.
- [57] Angelino, G., (1968). "Carbon dioxide condensation cycles for power production", *Journal of Engineering for Power*, 90(3): 287-295.

- [58] Cardemil, J.M. ve Silva, A.K., (2016). "Parametrized overview of CO₂ power cycles for different operation conditions and configurations—An absolute and relative performance analysis", *Applied Thermal Engineering*, 100: 146-154.
- [59] Brun, K., Friedman, P. ve Dennis, R. (2017). *Fundamentals and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (sCO₂) Based Power Cycles*, 1. Edition, Woodhead Publishing, Cambridge.
- [60] Iverson, B.D., Conboy, T., Pasch, J. J. Ve Kruizenga, A., (2013). "Supercritical CO₂ Brayton cycles for solar-thermal energy", *Applied Energy*, 111: 957-970.
- [61] Yu, S.C., Chen, L., Li, H. ve Zhang, X. R., (2015). "A brief review study of various thermodynamic cycles for high temperature power generation systems", *Energy Conversion and Management*, 94: 68-83.
- [62] Jeong, W.S., Jeong I.L. ve Yang, H. J., (2010). "Potential Improvements of Supercritical Recompression CO₂ Brayton Cycle Coupled with KALIMER-600 by Modifying Critical Point of CO₂", *Nuclear Engineering and Design*, 241(6): 2128–2137.
- [63] Mamon, A.G., Harijan, K., Uqaili, M. Ve Mamon, R., (2013). "Thermo-environmental and economic analysis of simple and regenerative gas turbine cycles with regression modeling and optimization", *Energy Conversion and Management*, 76: 852-864.
- [64] Çetin B., (2005). "Çok Amaçlı Enerji Üretim Sistemlerinin Termoekonomik Optimizasyonu", Doktora Tezi, YTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [65] Arrieta, F.R.P., Lora E.E.S., (2005). "Influence of Ambient Temperature on Combined-Cycle Power-Plant Performance", *Applied Energy*, 80: 261-272.
- [66] Cao, Y., Ren, J., Sang, Y. Ve Dai, Yiping. (2017). "Thermodynamic analysis and optimization of a gas turbine and cascade CO₂ combined cycle. *Energy Conversion and Management*", 144: 193-204
- [67] Fiaschi, D. Ve G. Manfrida, (1998). "Exergy Analysis of Semi-Closed Gas Turbine Combined Cycle (SCGT/CC). *Energy Conversion and Management*", 39: 1643-1652.
- [68] STEAG EBSILON Professional 13.02, STEAG Energy Services.
- [69] Renelko, <http://www.renelko.com/tr-TR/category/16/temsilcilikleri/30/steag-energy-services.aspx>, 2 Nisan 2019.
- [70] Wang, D., Ling, X., Peng, H., Liu, L. ve Tao, L., (2013). "Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation", *Energy*, 50: 343-352.
- [71] El, W.M., *Power Plant Technology*. 1984, McGraw-Hill International.
- [72] Dunham, M.T. ve Iverson, B.D., (2014). "High-efficiency thermodynamic power cycles for concentrated solar power systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 30: 758-770.

- [73] Wang, K., He, Y.L. ve Zhu, H., (2017). "Integration between supercritical CO₂ Brayton cycles and molten salt solar power towers: A review and a comprehensive comparison of different cycle layouts", *Applied Energy*, 195: 819-836.
- [74] Hung, T.C., Shai, T. Ve Wang, S., (1997). "A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat", *Energy*, 22(7): 661-667.
- [75] Desai, N.B. ve Bandyopadhyay, S., (2009). "Process integration of organic Rankine cycle" *Energy*, 34(10): 1674-1686.
- [76] Srinivasan, K.K., Mago, P.J. ve Krishnan, S.R., (2010). "Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle" *Energy*, 35(6): 2387-2399.
- [77] Breidenich, C., Magraw, D., Rowley, A., ve Rubin, J. (1998). "The Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change", *The American Journal of International Law*, 92(2): 315-331.
- [78] Gestis Substance Database, www.dguv.de, 3 Mart 2019.
- [79] Wang, E., Zhang, G. H., Fan, Y. B., Ouyang, M., Zhao, Y. Ve Mu, H., (2011). "Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery", *Energy*, 36(5): 3406-3418.
- [80] Lecompte, S., Oyewunmi, O., Markides, C., Lazova, M., Kaya, A., Broek, V.D.M. ve De Paepe, M., (2017). "Potential of Organic Rankine Cycles (ORC) for Waste Heat Recovery on an Electric Arc Furnace (EAF)", 13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics.
- [81] Bao, J. Ve Zhao, L.C. (2013). "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*", 24: 325-342.
- [82] Anderson, J.D., (1990). *Modern compressible flow: with historical perspective*. Vol. 12.: McGraw-Hill, New York.
- [83] Kuo, C.-R., Hsu, S. W., Chang, K. ve Wang, C., (2011). "Analysis of a 50kW organic Rankine cycle system", *Energy*, 36(10): 5877-5885.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Kerem GÜL
Doğum Tarihi ve Yeri : 12.12.1991, İSTANBUL
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : keremgul22@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Trakya Üniversitesi	2015
Lise	Fen Bilimler	Tuna Lisesi	2009

YAYINLARI

Bildiri

1. Gül, K., Ulusarslan. D., (2019). " Kule Tipi Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi Santrallerinin Isıl Performans Analizi ve İyileştirme Yöntemlerinin İncelenmesi", I. Ulusal Mühendislikte Bilimsel ve Mesleki Çalışmalar Kongresi, 27-30 Haziran 2019, Ürgüp, Nevşehir/TÜRKİYE.

