

Özkan KÖSE

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

HAZİRAN 2022



İSKENDERUN TEKNİK

ÜNİVERSİTESİ

LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**DOKTORA
TEZİ**

**BİR GAZ TÜRBİNİNİN
EGZOS GAZI ISISI KULLANILARAK
SİSTEMİN GENEL VERİMLİLİĞİNİ
ARTIRMAK İÇİN YENİ NESİL ATIK ISI
GERİ KAZANIMI VE GÜÇ
SİSTEMLERİNİN TASARIMI,
OPTİMİZASYONU VE
EKSERJİ ANALİZİ**

Özkan KÖSE

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

HAZİRAN 2022





**BİR GAZ TÜRBİNİNİN EGZOZ GAZI ISISI KULLANILARAK SİSTEMİN
GENEL VERİMLİLİĞİNİ ARTIRMAK İÇİN YENİ NESİL ATIK ISI GERİ
KAZANIMI VE GÜÇ SİSTEMLERİNİN TASARIMI, OPTİMİZASYONU
VE EKSERJİ ANALİZİ**

Özkan KÖSE

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

Haziran 2022

Özkan KÖSE tarafından hazırlanan “BİR GAZ TÜRBİNİNİN EGZOZ GAZI ISISI KULLANILARAK SİSTEMİN GENEL VERİMLİLİĞİNİ ARTIRMAK İÇİN YENİ NESİL ATIK ISI GERİ KAZANIMI VE GÜÇ SİSTEMLERİNİN TASARIMI, OPTİMİZASYONU VE EKSERJİ ANALİZİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile İskenderun Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalında DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Yıldız KOÇ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İskenderun Teknik Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.

İkinci Danışman: Doç. Dr. Hüseyin YAĞLI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Gaziantep Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.

Başkan: Prof. Dr. Kadir AYDIN

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Çukurova Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Prof. Dr. Mustafa ÖZCANLI

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, Çukurova Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Doç. Dr. Cuma KARAKUŞ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İskenderun Teknik Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.

Üye: Doç. Dr. M. Kaan BALTACIOĞLU

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı, İskenderun Teknik Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.

Tez Savunma Tarihi: 24/06/2022

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Doktora Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Doç. Dr. Ersin BAHÇECİ

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

İskenderun Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez üzerinde Yükseköğretim Kurulu tarafından hiçbir değişiklik yapılamayacağı için tezin bilgisayar ekranında görüntülediğinde asıl nüsha ile aynı olması sorumluluğunun tarafıma ait olduğunu,
 - Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
 - Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
 - Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
 - Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
 - Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,
- bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

İmza

Özkan KÖSE

24/06/2022

BİR GAZ TÜRBİNİNİN EGZOZ GAZI ISISI KULLANILARAK SİSTEMİN GENEL VERİMLİLİĞİNİ ARTIRMAK İÇİN YENİ NESİL ATIK ISI GERİ KAZANIMI VE GÜÇ SİSTEMLERİNİN TASARIMI, OPTİMİZASYONU VE EKSERJİ ANALİZİ
(Doktora Tezi)

Özkan KÖSE

İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Haziran 2022

ÖZET

Bu çalışmada ilk olarak 500 °C'lik bir atık ısıya sahip doğal gaz destekli gaz türbini tabanlı kojenerasyon sistemi bir yıl boyunca aylık olarak gerçek sistem parametreleri kaydedilmiş ve deneysel verilerle teorik hesaplar aylık bazda karşılaştırılmıştır. Ardından yeni nesil atık ısı geri kazanım sistemleri olan Kalina ve organik Rankine çevriminin içinde bulunduğu, ana taşıyıcının gaz türbini olduğu üç farklı kombine çevrim senaryosu tasarlanmıştır.

İlk senaryoda sırasıyla gaz türbini (GT), buharlı Rankine çevrimi (RC) ve organik Rankine çevriminden (ORC) oluşan kombine güç çevrimi analiz edilmiştir. İkinci senaryoda, ilk senaryodaki ORC sisteminin yerine amonyak-su karışımıyla çalışan Kalina çevrimi (KC) sistemi entegre edilmiştir. Üçüncü senaryoda GT ana taşıyıcı, KC ve ORC sırasıyla alt sistem olarak kullanılmıştır. Son olarak üç senaryo için Spesifik Ekserji Maliyet Yönteminin (SPECO) uygulandığı eksergoekonomik analiz gerçekleştirilmiştir. Her bir senaryonun ekonomik parametreleri detaylı olarak incelenmiş ve karşılaştırılmıştır.

Çalışmanın sonucunda, hem enerji ve ekserji analizine göre hem de ekonomik bulgular bakımından KC-ORC'nin entegre edildiği GT-KC-ORC sisteminin en iyi kombine güç sistemi olduğu ortaya çıkmıştır. GT-KC-ORC kombine sisteminin net güç, termal ve ekserji verimleri sırasıyla 2983,57 kW, %48,32 ve %47,39 olarak hesaplanırken sisteme entegre edilen KC-ORC'nin geri ödeme süresi 1,99 yıl olarak bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler : Organik Rankine çevrimi, Kalina çevrimi, Atık ısı, Ekserji, Eksergoekonomi
Sayfa Adedi : 131
Danışman : Doç. Dr. Yıldız KOÇ

DESIGN, OPTIMIZATION AND EXERGY ANALYSIS OF NEW GENERATION WASTE
HEAT RECOVERY AND POWER SYSTEMS TO INCREASE THE OVERALL
EFFICIENCY OF THE SYSTEM USING EXHAUST GAS HEAT OF A GAS TURBINE
(Ph. D. Thesis)

Özkan KÖSE

ISKENDERUN TECHNICAL UNIVERSITY
INSTITUTE OF GRADUATE STUDIES

June 2022

ABSTRACT

In this study, firstly, the real system parameters (temperature, pressure, power generation and fuel consumption etc.) of the natural gas based gas turbine-based trigeneration system with waste heat of 500 °C were recorded monthly for a year and the experimental data and theoretical calculations were compared with each other on a monthly basis. Then, three different combined cycle scenarios were designed, including Kalina and organic Rankine cycles, which are novel generation waste heat recovery systems, in which gas turbines are used as the main carrier.

In the first scenario, the combined power cycle consisting of the gas turbine (GT), steam Rankine cycle (RC) and organic Rankine cycle (ORC) is analyzed. In the second scenario, the Kalina cycle (KC) system working with an ammonia-water mixture was integrated instead of the ORC system in the first scenario. In the third scenario, GT is used as main carrier and KC and ORC are used as subsystems, respectively. Finally, exergoeconomic analysis was carried out for three scenarios where the Specific Exergy Cost Method (SPECO) was applied. The economic parameters of each scenario were examined in detail and compared.

As a result of the study, it has been revealed that the best combined power system in terms of both energy and exergy analysis and economic findings is GT-KC-ORC in which KC-ORC is integrated. Net power, thermal and exergy efficiencies of the GT-KC-ORC combined system were calculated as 2983.57 kW, 48.32% and 47.39%, respectively, while the payback period of the KC-ORC integrated into the system was found to be 1.99 years.

Key Words : Organic Rankine cycle, Kalina cycle, Waste heat, Exergy,
Exergoeconomy
Page Number : 131
Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Yıldız KOÇ

TEŞEKKÜR

Çalışmam boyunca tez danışmanlığımı üstlenerek çalışmamın yürütülmesinde, planlanmasında ve sonuçlandırılmasında bana yol gösteren, bilimsel ve manevi desteğiyle bize güç veren çok değerli danışmanım Doç. Dr. Yıldız KOÇ'a ve çalışmalarım esnasında bana bir dost kadar yakın olan, her bir lokmamızı paylaştığımız, zor zamanlarda yardımını hiç esirgemeyen ve bilimsel olarak bana değer katan ikinci danışmanım Doç. Dr. Hüseyin YAĞLI'ya

Tez çalışmamda tezin konusunun tespitinden ve planlanmasından sonuçlandırılmasına kadar her türlü konuda desteğini hiç esirgemeyen, tezin sürdürülmesinde motivasyonumu sağlayan, her yorumuyla çalışmamıza değer katan ve her çıkmaza girdiğimizde çözümleriyle bizi rahatlatan kıymetli hocam Prof. Dr. Ali KOÇ'a,

Muhabetleriyle, birlik ve beraberlikleriyle daima yan yana olduğumuz, İskenderun Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Mesai Arkadaşlarıma,

Hayatımın en zor günlerinde maddi ve manevi desteğini hiç esirgemeyen, benim umudumun kırıldığı zamanlarda bile beni tutup kaldıran ve hiçbir zaman yalnız bırakmayan, bugünlere gelmemde en büyük katkıyı sağlayan çok değerli aileme ve bilhassa Canım Annem Gülistan KÖSE ve Babam Mehmet KÖSE'ye

Bir duayla gelip hayatıma giren, güzel kalbi ve gülen gözleriyle bütün yorgunluğumu alan, sevgi ve anlayışını hiç esirgemeyen, gözlerindeki ışıyla yolumu aydınlatan, bana inandığını daima hissettiren Eşim, Hayat Arkadaşım ve Dünyanın En Tatlı Annesi Üfeyla KÖSE'ye,

Son olarak; tezimin son yıllarını neşelendiren, anlayışlarını hiç esirgemeyen, güler yüzleriyle bütün yorgunluğumu alan Büyük Oğlum Yusuf Kerem'e ve yeni dünyaya gelen Selim Said'e

En derin teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	6
3. MATERYAL VE YÖNTEM	16
3.1. Materyal.....	16
3.1.1. Kojenerasyon, trijenerasyon ve kombine sistem	16
3.1.2. Gaz türbini	17
3.1.3. Buharlı Rankine çevrimi.....	18
3.1.4. Organik Rankine Çevrimi (ORC).....	19
3.1.5. Kalina çevrimi	21
3.2. Yöntem	22
3.2.1. Organik akışkanların seçimi	22
3.2.2. Amonyak-su karışımının seçimi	25
3.2.3. Enerji ve ekserji analizine matematiksel yaklaşım.....	27
3.2.4. SPECO metoduyla eksergoekonomik analiz yaklaşımı	37

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....	46
4.1. Doğal Gaz Yakıtlı GT'nin Kullanıldığı Trijenerasyon Sisteminin Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi ve Karşılaştırılması	48
4.2. Doğal Gaz Yakıtlı Bir GT'nin Egzoz Gazının Değerlendirilmesi için Tasarlanan GT-RC-ORC Kombine Sistemi.....	54
4.2.1. Bir GT'ye entegre edilen RC'nin parametrik optimizasyonu.....	56
4.2.2. GT-RC sistemine entegre edilen ORC sisteminin parametrik optimizasyonu	58
4.2.3. GT-RC-ORC kombine sisteminin enerji ve ekserji verimlerinin incelenmesi	71
4.3. Doğal Gaz Yakıtlı Bir GT'nin Egzoz Gazının Değerlendirilmesi için Tasarlanan GT-RC-KC Kombine Sistemi	73
4.3.1. GT-RC sistemine entegre edilen KC'nin parametrik optimizasyonu	75
4.3.2. GT-RC-KC kombine sisteminin enerji ve ekserji verimlerinin incelenmesi	83
4.4. Doğal Gaz Yakıtlı Bir GT'nin Egzoz Gazının Değerlendirilmesi İçin Tasarlanan GT-KC-ORC Kombine Sistemi.....	85
4.4.1. Bir GT'ye entegre edilen KC sisteminin parametrik optimizasyonu	87
4.4.2. GT-KC sistemine entegre edilen ORC'nin parametrik optimizasyonu	90
4.4.3. GT-KC-ORC kombine sisteminin enerji ve ekserji verimlerinin incelenmesi	100
4.5. Eksergoekonomik Analiz.....	102
4.5.1. Doğal gaz yakıtlı GT'ye entegre edilen alt sistem ekipmanlarının eksergoekonomik parametrelerinin incelenmesi	103
4.5.2. Doğal gaz yakıtlı GT'ye entegre edilen alt sistemlerin ekonomik görünümünün değerlendirilmesi ve karşılaştırılması	106
5. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	110
KAYNAKLAR.....	117

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Tesisten elde edilen mevcut gaz türbininin nominal çalışma koşulları	47
Çizelge 4.2. RC ve ORC sistemleri için varsayılan nominal çalışma parametreleri	56
Çizelge 4.3. Maksimum performansın elde edildiği RC ve ORC sistemlerindeki noktaların termodinamik özellikleri	73
Çizelge 4.4. RC ve KC sistemleri için varsayılan nominal çalışma parametreleri	75
Çizelge 4.5. Maksimum performansın elde edildiği RC ve KC sistemlerindeki noktaların termodinamik özellikleri	85
Çizelge 4.6. KC ve ORC sistemleri için varsayılan nominal çalışma parametreleri	87
Çizelge 4.7. Maksimum performansın elde edildiği KC ve ORC sistemlerindeki noktaların termodinamik özellikleri	102
Çizelge 4.8. Maksimum performans noktasında, gaz türbinine entegre edilen sistemlerde kullanılan ekipmanların satın alınan ekipman maliyeti, yıllık maliyeti ve sermaye maliyet oranı	103
Çizelge 4.9. Maksimum performans noktasında, gaz türbinine entegre edilen sistemlerin eksergoekonomik parametrelerin çıktıları	105

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Kojenerasyon, trijenerasyon ve kombine çevrim sistemlerinin şematik gösterimi	16
Şekil 3.2. İdeal bir gaz türbini.....	18
Şekil 3.3. İdeal bir buharlı Rankine çevrimi	19
Şekil 3.4. Organik Rankine çevriminin şematik diyagramı	20
Şekil 3.5. Kalina çevriminin şematik diyagramı.....	21
Şekil 3.6. Yaş, izantropik ve kuru tip çalışma akışkanlarının sıcaklık-entropi (T-s) diyagramı	24
Şekil 3.7. ORC'de kullanılan organik sıvının güvenlik grupları.....	24
Şekil 3.8. Amonyak-su karışımının kabarcık ve çiylenme sıcaklık noktalarının konsantrasyon ve basınca göre değişimi	26
Şekil 4.1. Ağaç sanayisinde kullanılmakta olan doğal gaz destekli Gaz türbininin ana taşıyıcı olarak kullanıldığı kojenerasyon sistemi	46
Şekil 4.2. Doğal gaz yakıtlı gaz türbini tabanlı kojenerasyon sisteminin her bir noktasında kaydedilen aylık bazda yıllık sıcaklık değişimi	48
Şekil 4.3. Doğal gaz yakıtlı gaz türbini tabanlı kojenerasyon sisteminin her bir noktasında ölçülen aylık bazlı yıllık basınç değişimi.....	49
Şekil 4.4. Aylık bazda yıllık yakıt tüketimi, teorik net güç üretimi ve deneysel net güç üretimi	50
Şekil 4.5. Teorik olarak hesaplanan brüt güç, kompresör güç tüketimi ve geri iş oranının aylara göre karşılaştırılması	51
Şekil 4.6. Gaz türbini ve kojenerasyon sistemlerinin aylara göre teorik ve deneysel verimleri	52
Şekil 4.7. Gaz türbini ve kojenerasyon sisteminin teorik ekserji verimi ile deneysel ekserji veriminin aylara göre karşılaştırılması	53
Şekil 4.8. GT-RC-ORC kombine sisteminin şematik gösterimi (Senaryo 1).....	55
Şekil 4.9. Buharlı Rankine çevriminin parametrik optimizasyonundan elde edilen termodinamik performans parametreleri	57

Şekil	Sayfa
Şekil 4.10. Türbin giriş sıcaklığına ve basıncına göre seçilen her çalışma akışkanı için kütleli debi değişimi.....	60
Şekil 4.11. Her bir çalışma akışkanı için organik Rankine çevriminin pompa güç tüketimi.....	62
Şekil 4.12. Değişen türbin giriş basıncı ve sıcaklığı için seçilen çalışma akışkanına göre organik Rankine çevriminin brüt güç üretimi	64
Şekil 4.13. Her bir çalışma akışkanı için türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak organik Rankine çevriminin net güç değişimi.....	66
Şekil 4.14. Türbin giriş basıncı ve sıcaklığı için her bir çalışma akışkanına göre organik Rankine çevriminin termal verimliliğindeki değişim.....	68
Şekil 4.15. Değişen türbin giriş basıncı ve sıcaklığı için seçilen çalışma akışkanına göre organik Rankine çevriminin ekserji verim değişimi	70
Şekil 4.16. Seçilmiş organik çalışma akışkanları için GT-RC-ORC sisteminin termal ve ekserji verimliliği.....	72
Şekil 4.17. GT-RC-KC kombine sisteminin şematik gösterimi (Senaryo 2).....	74
Şekil 4.18. Kalina çevriminin pompa güç tüketimi ve pompa kütleli debisinin amonyak-su konsantrasyonu, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak değişimi	76
Şekil 4.19. Kalina çevrimi için türbin giriş kütleli debisi, amonyak-su konsantrasyonu, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına göre değişimi	78
Şekil 4.20. Kalina çevrimi için amonyak-su konsantrasyonu, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak ayırıştırıcıdan ayrılan sıvının kütleli debi değişimi	79
Şekil 4.21. Net güç üretimindeki değişim: (a) Amonyak-su konsantrasyonuna, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak, (b) %90 Amonyak-su konsantrasyonuna, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak, (c) 100 bar türbin giriş basıncında, türbin giriş sıcaklığı ve amonyak-su konsantrasyonuna bağlı olarak, (d) 80 bar Türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığına ve amonyak-su konsantrasyonuna bağlı olarak	80
Şekil 4.22. Kalina çevrimi için amonyak-su konsantrasyonu, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak termal ve ekserji verimindeki değişim	82
Şekil 4.23. GT-RC-KC'nin KC amonyak-su karışım konsantrasyonuna ve KC-Türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak genel verimlilik değişimi	84
Şekil 4.24. GT-KC-ORC kombine sisteminin şematik gösterimi (Senaryo 3).....	86

Şekil	Sayfa
Şekil 4.25. GT'ye entegre edilen KC'nin türbin giriş basıncı ve sıcaklığına bağlı kütleli debi değişiminin incelenmesi.....	88
Şekil 4.26. GT'ye entegre edilen KC'nin türbin giriş basıncı ve sıcaklığına bağlı pompa güç tüketim ve net güç değerlerinin incelenmesi	88
Şekil 4.27. GT'ye entegre edilen KC'nin türbin giriş basıncı ve sıcaklığına bağlı termal ve ekserji verim incelenmesi	89
Şekil 4.28. GT-KC sistemine entegre edilen organik Rankine çevriminin türbin giriş ve sıcaklığına bağlı olarak organik akışkanların kütleli debi değişimi.....	91
Şekil 4.29. GT-KC sistemine entegre edilen organik Rankine çevriminin türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak organik akışkanların pompa güç tüketimindeki değişim	93
Şekil 4.30. GT-KC sistemine entegre edilen organik Rankine çevriminin türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak organik akışkanların net güç değişimi	95
Şekil 4.31. GT-KC sistemine entegre edilen organik Rankine çevriminin türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak organik akışkanların termal verim değişimi	97
Şekil 4.32. GT-KC sistemine entegre edilen organik Rankine çevriminin türbin giriş sıcaklığı v basıncına bağlı olarak organik akışkanların ekserji verim değişimi	99
Şekil 4.33. Maksimum performansın elde edildiği türbin giriş basıncında ORC sistemine bağlı olarak GT-KC-ORC kombine sisteminin termal ve ekserji verimi.....	101
Şekil 4.34. Maksimum performansın gerçekleştiği türbin giriş basınç noktasında, gaz türbinine entegre edilen ORC ve RC-ORC sisteminin ekonomik görünümü.....	107
Şekil 4.35. Maksimum performansın gerçekleştiği türbin giriş basıncında, gaz türbinine entegre edilen KC ve RC-KC sisteminin ekonomik görünümü	108
Şekil 4.36. Maksimum performansın gerçekleştiği türbin giriş basınç noktasında, gaz türbinine entegre edilen ORC ve KC-ORC sisteminin ekonomik görünümü.....	109

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
<i>A</i>	Alan (m ²)
<i>ak</i>	Aşırı kızdırıcı
<i>ay</i>	Ayrıştırılmış sıvı
<i>ayr</i>	Ayrıştırıcı
<i>bh</i>	Buharlaştırıcı
<i>c</i>	Birim ekserji maliyeti (\$/GJ)
<i>egz</i>	Egzoz
<i>Ė</i>	Ekserji akışı (kW)
<i>h</i>	Entalpi (kJ/kg)
<i>i</i>	Faiz oranı
<i>izen</i>	İzentropik hal
<i>kr</i>	Kritik nokta
<i>krş</i>	Amonyak-su karışımı
<i>komp</i>	Kompresör
<i>m</i>	Kütleli debi (kg/s)
<i>M</i>	Molekül ağırlığı
<i>N</i>	Tesis ömrü (yıl)
<i>n</i>	Yıllık çalışma süresi (saat) ve mol
<i>ön</i>	Ön ısıtıcı
<i>Q̇</i>	Isı akışı (kW)
<i>P</i>	Basınç (bar) ve ürünler
<i>p</i>	Pompa
<i>R</i>	Girenler
<i>R̄</i>	Evrensel gaz sabiti (kJ/kmol-K)
<i>s</i>	Entropi (kJ/kgK)
<i>ss</i>	Soğutma suyu
<i>T₀</i>	Atmosfer sıcaklığı (°C)

T_b	Bozulma sıcaklığı (°C)
T_d	Doyma sıcaklığı (°C)
T	Sıcaklık (°C)
tg	Türbin girişi
tr	Tersinir
$tür$	Türbin
U	Isıl transfer katsayısı (kW/m ² K)
V	Hız (m/s)
y	Yıkım
YO	Yanma odası
$yoğ$	Yoğuşturucu
\dot{W}	Güç (kW)
z	Yükseklik (m)
\dot{Z}	Sermaye yatırım maliyeti (\$/yıl)
ψ	Özgül ekserji (kJ/kg)
ε	Ekserji verimi (%)
η	Termal verimi (%)
ϕ	Bakım onarım faktörü
ΔG	İdeal gazın Gibbs değeri

Kısaltmalar

AL

CRF

DSR

GT

YSR

KC

LHV

LMTD

NKD

ODP

GWP

Açıklamalar

Atmosferik ömür

Sermaye geri dönüşüm faktörü

Düşük sıcaklıklı reküperatör

Gaz türbini

Yüksek sıcaklıklı reküperatör

Kalina çevrimi

Alt ısı değer

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı

Net kalorifik değer

Ozon tabakası inceltme potansiyeli

Küresel ısınma potansiyeli

ORC	Organik Rankine çevrimi
PB	Geri ödeme süresi
PEC	Satın alınan ekipman maliyeti
RC	Buharlı Rankine çevrimi



1. GİRİŞ

Günümüz dünyası pandemi ve iklim koşullarından dolayı ciddi bir sınavdan geçerken, teknolojinin gelişmesiyle yaşam koşullarının iyileşmesi ve toplumların büyümesiyle birlikte kullanılabilir enerjiye duyulan ihtiyacın artması ve aksine enerji talebinin büyük bir çoğunluğunu karşıladığımız fosil yakıt rezervlerinin kritik seviyelere inmesi tüm insanlığı endişeye sürüklemektedir. Ayrıca, bu dönemde bulaşıcı hastalıkların artması ve yayılması korkusu ülkeleri kendi içine kapatmış ve tedarik zincirlerindeki kırılmalar enerjinin ulaşımında bozulmalara neden olmuştur. Tüm bunların sonucunda, 21. Yüzyılda fosil yakıt talebi kontrol edilebilir düzeyden çıkmıştır. Devamında Türkiye’de ve Dünyada atmosfere salınan karbon emisyonları kritik seviyeleri aşmış ve iklim değişiklikleri görünür hale gelmiştir (TSKB, 2020). Bu durumda enerji güvenliğini arttırmanın en önemli yollarından birisinin enerji verimliliğini artırarak birim enerji başına düşen gerekli yakıt ihtiyacının azaltılması olduğu Türkiye’deki yetkili kurumlar tarafından net bir şekilde görülmüş ve Ulusal Enerji Verimliliği Eylem Planı (NEEAP) uygulamaya alınmıştır (IEA, 2021; Kober, Schiffer, Densing ve Panos, 2020; NEEAP, 2018). NEEAP diye adlandırılan bu eylem planı ile 2017-2023 yılları arasında elektrik ve ısı, sanayi ve ulaşım gibi çeşitli sektörlerde ülkenin birincil enerji tüketimini %14 oranında azaltmayı hedeflemektedir. Ayrıca, global elektrik kullanımının yaklaşık olarak 2030’da %30 oranında ve 2040’ta %60 oranında artacak olması, enerji verimliliğinin ve karbon emisyonlarını azaltma gereksiniminin önemini daha net bir şekilde anlaşılmasını sağlamaktadır (IEA, 2019; NEEAP, 2018; Ünal, Onaygil, Acuner ve Cin, 2022; World Energy Council, 2016).

Son yıllarda ulusal ve uluslararası raporlar incelendiğinde Dünyanın, 2018 yılında, birinci enerji talebi 14314 Mtep ve fosil yakıtın payı %81 iken, Türkiye’nin, 2019 yılında, birincil enerji talebi 143,7 Mtep ve fosil yakıtın payı %86 olduğu görülmektedir. Fakat Uluslararası enerji ve iklim strateji raporlarına göre, Dünyada 2030 ve 2040 yıllarında sırasıyla enerji talepleri 16960 Mtep ve 19177 Mtep’e ulaşacağı öngörülmekte, enerji talebini karşılamada fosil yakıtların payı ise sırasıyla %79 ve %78 olacağı ileri sürülmektedir. En dikkat çekici nokta ise uluslararası toplumlarda uyulması istenilen politikaları ortaya koyan ülkelerin dahi enerji talebini karşılamada fosil yakıtlara bağımlılığının %70’lerin üzerinde olmasıdır (IEA, 2019).

Petrol, birincil enerji kaynakları arasında %29,3'lük oranıyla en büyük paya sahip enerji kaynağıdır. Ardından sırasıyla kömür (%28,6) ve doğal gaz (%25,2) gelmektedir. Türkiye birincil enerji kaynağının yaklaşık %75'ini ithal etmesi, enerji verimliliğinin, entegre sistemlerin, kojenerasyon, trijenerasyon ve kombine sistemlerin önemini ortaya çıkarmaktadır. Bir diğer açıdan bakıldığında Türkiyede gelişmekte olan bir ülke olup, gelişmiş ülkeler arasına girme ve enerji tüketim artış potansiyeli yüksek olan bir ülke konumundadır. 2018 yılına göz atıldığında sanayi sektörünün %36 ile enerji tüketiminde oldukça büyük bir paya sahip olduğu ve ileriki dönemlerde toplam enerji tüketimi içindeki payının artacağı açık bir şekilde görülmekte ve kurulu sistemlerin ya da yeni inşa edilecek güç tesislerinin atık ısıdan en iyi şekilde faydalanan Kalina ve organik Rankine çevrimler gibi yeni nesil sistemlerle entegre kombine sistemlerin yaygınlaştırılmasının önemi ortaya çıkmaktadır (IEA, 2021; IICEC, 2020; NEEAP, 2018; World Energy Council, 2016).

Çevre ve iklim değişikliği bakımından Türkiye'nin karbon emisyon miktarı 2019 yılında yaklaşık 506,1 Mton'a ulaşmış ve sera gazlarının oluşumunda en büyük paya yaklaşık %72 ile enerji dönüşüm tesislerinin sahip olduğu görülmüştür. Ayrıca, ne yazık ki, 2030'a kadar karbon emisyon değerinin 929 Mton'a ulaşacağı ileri sürülmektedir. Bu değer ise çoklu sistemler ve enerji verimliliği üzerinde ne kadar fazla durulması gerektiğini de göstermektedir. Türkiye büyük bir sorumluluğun altına girerek, son yıllarda Kyoto Protokolü'ne ve Paris COP21 politikalarına bağlı olacağını bildirip karbon salınımını azaltma ve iklim değişikliğiyle mücadeleye önem verdiğini göstermiş ve buna bağlı olarak karbon emisyonunu azaltacak ciddi adımlar atacağını belli etmektedir (IEA, 2021). Bu nedenle yakıt ithalatını ve karbon emisyon değerlerini minimum seviyeye indirmenin en iyi yollarından birinin enerji verimli teknolojileri ile birlikte ısı geri kazanım sistemlerinin kullanımınıdır. Nihayetinde hem yeni nesil enerji dönüşüm sistemlerinin tasarlanması ve hayata geçirilmesi hem de enerji dönüşüm sistemlerinin iyileştirilmesi ve birim enerji üretim maliyetinin düşürülmesi hususu hayati bir noktaya gelmektedir (Achinas ve Euverink, 2019; Achinas, Krooneman ve Euverink, 2019; A. Koç, Yağlı, Y. Koç ve Uğurlu, 2018; Mahmoudi, Fazli ve Morad, 2018).

Endüstriyel tesislerde 100 ile 220 °C arasındaki sıcaklıklardaki egzoz gazları ve atık ısılar kullanılmadan atmosfere bırakılmaktadır. Bu nedenle mevcut geleneksel enerji üretim sistemlerini pratik yöntemlerle bir araya getirmek ve atık ısının geri kazanımından mümkün olduğunca faydalanmak hem yakıt tüketimini önemli ölçüde azaltacak hem de küresel

ısınma, hava kirliliği ve ozon tabakasının tahribatı gibi birçok ciddi çevre sorununun yıkıcı etkisini hafifletecektir (Bao ve Zhao, 2013).

Düşük ve orta sıcaklıkta atık ısının, gaz türbini ve buharlı Rankine çevrimleri gibi yüksek sıcaklıklarda çalışan geleneksel enerji dönüşüm sistemleriyle mekanik güç olarak geri kazanımı teknik olarak imkansızdır. Bu nedenle güç üretimini etkin bir şekilde artırmak ve yakıt tüketimini belirli bir oranda azaltmak için Kalina ve organik Rankine çevrimleri gibi çevre dostu birçok enerji dönüşüm teknolojisi geliştirilmiştir. Uygulaması oldukça az olmasına rağmen, bu sistemler entegre sistemler olduğundan işletme maliyetlerinin minimum olması ve var olan sistemlerin iyileştirilmesine katkı sağlayıp ekonomik olarak ciddi gelir elde edilmesi, yatırımcılar tarafından dikkat çekmektedir. Ancak bu sistemler üzerinde çalışmalar hala hızlı bir şekilde devam etmektedir.

Bilindiği gibi güç üretim sistemlerini hem tek hem de kombine şekilde deneysel olarak incelemek oldukça maliyetli bir çalışma olduğundan her koşulun denendiği bir simülasyon çalışması enerji dönüşüm sistemlerinin tasarımı ve uygulanabilirliği üzerine kayda değer sonuçlar vermektedir. Fakat simülasyonun doğru tanımlanması, optimizasyonu ve akışkanların doğru içerikte tanımlanması oldukça önemlidir.

Bu çalışmanın en dikkat çekici noktalarından birisi hem deneysel hem de simülasyon çalışmalarının bir çalışmada verilmiş olmasıdır. Bu hususta deneysel ve simülasyonun bulunduğu oldukça az çalışma bulunmasının yanı sıra hemen hemen tüm güç sistemlerinin tasarımının yapıldığı, geniş akışkan kütüphanesiyle kaynak sağlayan, egzoz gazı ve yakıtın kimyasal içeriğinin ayarlanabildiği ileri düzey bir iterasyon yöntemiyle gerçeğe yakın bir simülasyon sonucu veren Steag GbmH tarafından geliştirilmiş EBSILON® Professional yazılımıyla yapılan oldukça az tez çalışması bulunmasının yanı sıra yok denecek kadar az ulusal ve uluslararası makale bulunmaktadır. Ayrıca bir gaz türbini ana taşıyıcı olarak düşünülüp hem kojenerasyon hem de kombine sistem olarak optimizasyon çalışmasının yapıldığı bir kaç çalışma vardır. Ek olarak, kombine sistem için hem organik Rankine çevrimi hem de Kalina çevrimi gibi yeni nesil atık ısı geri dönüşüm sistemlerinin içinde bulunduğu üç farklı senaryo tasarlanıp, optimizasyon çalışması yapılan ve üç farklı senaryonun da eksergoekonomik analizi ile detaylı ekonomik analizinin bir arada gerçekleştirildiği neredeyse yok denecek kadar az çalışma bulunmaktadır.

Çalışma kapsamında ilk olarak atmosfere bırakılan 500°C'lik bir atık ısıya sahip doğal gaz destekli gaz türbini tabanlı kojenerasyon sistemi için aylık bazda yıllık deneysel ve teorik performans parametreleri incelenmiştir. Bu adımda bir yıl boyunca gerçek sistem parametreleri (sıcaklık, basınç, güç üretimi ve yakıt tüketimi vb.) kaydedilmiştir. Daha sonra yıl boyunca aylara göre gaz türbinin (GT) ve kojenerasyon sisteminin net güç, brüt güç, geri iş oranı, termal ve ekserji verimleri hem deneysel hem de teorik olarak incelenmiş ve birbirleriyle karşılaştırılmış, minimum ve maksimum sistem performansının elde edildiği aylar ortaya çıkartılmıştır. İkinci adımda yeni nesil atık ısı geri kazanım sistemleri olan Kalina ve organik Rankine çevriminin içinde bulunduğu, ana taşıyıcının gaz türbini olduğu üç farklı kombine çevrim senaryosu tasarlanmıştır. İlk senaryoda sırasıyla GT, RC (buharlı Rankine çevrimi) ve ORC (organik Rankine çevrimi)'den oluşan kombine güç çevrimi analiz edilmiştir. Çalışmanın ilk adımında, atmosfere bırakılan egzoz gazı parametreleri dikkate alınarak, bir RC sistemi değişen türbin giriş basıncı ile 10 bar'dan 100 bar'a kadar ve değişen türbin giriş sıcaklığı ile akışkanın doyma sıcaklığından 480 °C'lik maksimum sıcaklığa kadar parametrik olarak analiz edilmiştir. Ardından artan türbin giriş sıcaklığı (doyma sıcaklığından akışkanın çıkabildiği maksimum sıcaklığa kadar) ve türbin giriş basıncı (7,5 bar'dan çalışma akışkanının kritik basıncına kadar) ile Aseton, R113, R141b, R152a, R245fa ve R365mfc organik akışkanlarının kullanıldığı ORC sistemi için seçilenler arasında termodinamik performans ve çevresel etkileri bakımından en iyi çalışma akışkanı belirlenmiş ve GT-RC-ORC kombine güç sisteminin parametrik optimizasyonu yapılmıştır. İkinci senaryoda, ilk senaryodaki kombine çevrimde GT-RC çalışma şartları aynı kalmak koşuluyla ORC yerine amonyak-su karışımıyla çalışan KC (Kalina çevrimi) sistemi entegre edilmiştir. KC sistemi, RC'nin egzoz gazı çıkış sıcaklığı için optimize edilmiştir. KC sistemi 70 bar'dan 100 bar'a kadar olan türbin giriş basınç değerleri için KC'nin türbin giriş sıcaklığı, her bir amonyak-su karışımının doymuş buhar sıcaklığından maksimum türbin giriş sıcaklığına kadar ve KC'nin amonyak-su karışımı oranı %40'tan %90'a kadar değiştirilerek KC sisteminin kapsamlı analizi yapılmıştır. Üçüncü senaryoda GT ana taşıyıcı, KC ve ORC sırasıyla alt sistem olarak kullanılmıştır. İlk adımda egzoz gazının atmosfere bırakıldığı gaz türbinine Kalina çevrimi entegre edilmiştir. İkinci adımda KC sisteminin termodinamik performansı türbin giriş sıcaklığı (buharlaştırma sıcaklığından 480 °C'ye kadar) ve basıncına (70 bar ile 100 bar arasında) ve amonyak-su konsantrasyonuna bağlı olarak KC sisteminin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Üçüncü adımda 150 °C'lik egzoz çıkış sıcaklığına sahip KC sistemine ORC entegre edilmiştir. Dördüncü adımda, sistemin çalışma sıcaklığına uygun organik çalışma akışkanı araştırılmış ve bu çalışma aralığında

bulunan İzo-Butilen, R11, R141b, R152a, R245fa ve R1233zd organik akışkanlarının termodinamik performansları türbin giriş sıcaklığına ve basıncına bağlı olarak parametrik optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Beşinci adımda GT-KC-ORC kombine çevriminin maksimum performans noktaları belirlenmiştir. Son olarak üç senaryo için Spesifik Ekserji Maliyet Yönteminin (SPECOC) uygulandığı eksergoekonomik analiz gerçekleştirilmiştir. Her bir senaryonun ekonomik parametreleri detaylı olarak incelenmiş ve karşılaştırılmıştır.



2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Baakeem, Orfi, Alaqel ve Al-Ansary (2017) ortam sıcaklığının gaz türbini performansı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Çalışmada sistem performansını değerlendirmek için enerji ve ekserji analizleri kullanılmıştır. Yapılan çalışmanın sonucunda kompresör, yanma odası ve türbinin ekserji verimleri sırasıyla %94,37, %71,92 ve %94,75 olarak hesaplanmıştır.

Fallah, Mahmoudi, Yari ve Akbarpour Ghiasi (2016) ileri ekserji denklemlerini kullanarak farklı gaz türbini çevrimlerini karşılaştırmışlardır. Çalışma sonucunda kompresör ve türbinin ekserji verimi sırasıyla %93 ve %91 olduğunu ileri sürmüşlerdir.

Shirazi, Aminyavari, Najafi, Rinaldi ve Razaghi (2012) katı oksit yakıt hücresi destekli hibrit gaz türbini sistemini teorik ve deneysel olarak analiz etmişlerdir. Hesaplamalar sonucunda sistemin teorik ve deneysel ısı verimi %82,1 ve %83,8 olarak bulunmuştur. Ayrıca önerilen hibrit sistemin geri ödeme süresini 6,14 yıl olarak hesaplamışlardır.

Kanoglu ve Dincer (2009) yerel bir ev ısıtmasına entegre edilmiş buhar türbini sistemi, gaz türbini sistemi, dizel motor sistemi ve jeotermal sistem olmak üzere dört farklı kojenerasyon sistemini araştırmışlardır. Sistemlerin ısı verimlerini sırasıyla %47,8, %46,8, %78,2 ve %16,1 olarak bulmuşlardır.

SACRGT adı verilen iki aşamalı yakıt reformingine sahip bir solarize gaz türbini sistemi Ni ve diğerleri (2017) tarafından önerilmiştir. Ardından enerji ve ekserji analizler gerçekleştirilmiştir. Veriler incelendiğinde, SACRGT'nin optimum tasarım noktasında termal verim, ekserji verimi ve güneş payı sırasıyla %47,7, %57,5 ve %75 ile oldukça iyi bir termodinamik performansa sahip olduğunu ileri sürmüşlerdir.

Datta, Ganguly ve Sarkar (2009) 1200 K ve 1350 K arasında değişen türbin giriş sıcaklığı için dıştan yanmalı bir gaz türbininin enerji ve ekserji parametrelerini incelemişlerdir. Analizlerde 1350 K türbin giriş sıcaklığı için kompresör ve yanma odası ekserji verimliliği sırasıyla yaklaşık %92 ve %88 olarak gözlemişlerdir.

Ertesvåg, Kvamsdal ve Bolland (2005) bir gaz türbini kombine çevrim santralının ekserjetik analizi üzerinde çalışmışlardır. Çalışmada gaz türbin sistemi ve kojenerasyon sistemi parametreleri ayrı ayrı incelenmiştir. Hesaplamalar sırasında gaz türbininin ekserjetik performansını belirlemek için birçok sıkıştırma oranı araştırılmıştır. 15,6 bar ve 1250 °C türbin giriş parametreleri için gaz türbini çevriminin türbin ekserji veriminin %69,23 olduğunu ortaya çıkarmışlardır.

Wang, Han, Zhang, Liu ve Jin (2017) ana taşıyıcı olarak gaz türbinin kullanıldığı yeni nesil bir kombine çevrim sistemi önermişlerdir. Kapsamlı bir termodinamik analiz sonucunda önerilen sistem ile bağımsız olarak soğutma, ısıtma ve güç üretim sistemlerine kıyasla %31,7 daha az doğal gaz tüketildiğini ileri sürmüşlerdir.

Shukla ve Singh (2017) iki basınçlı ısı geri kazanımlı buhar jeneratörüne sahip ve buhar püskürtmeyle soğutulan gaz türbini temelli kombine çevrim enerji santralının termodinamik incelemesini ele almaktadırlar. Çalışmanın sonucunda gaz türbininin verimliliğinin %6,91'e kadar arttırıldığını belirlemişlerdir.

Bilgen (2000) gaz türbini tabanlı kojenerasyon sistemlerinin ekserjetik ve mühendislik analizlerini incelemiştir. Önerilen makalede gaz türbin sistemi ve kojenerasyon sistemi parametreleri ayrı ayrı incelenmiş ve gaz türbininin ekserjetik performansı yaklaşık %52 olarak hesaplanmıştır.

Kalina ve organik Rankine çevrimi Rodríguez ve diğerleri (2013) tarafından jeotermal enerji sistemine dahil edilmiştir. Kullanılan iki yeni sistem termodinamiğin birinci ve ikinci yasası bakımında karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak, Kalina sisteminin aynı koşullar altında ORC'den yaklaşık %18 daha fazla güç elde ettiğini ortaya çıkarmışlardır.

Nemati, Nami, Ranjbar ve Yari (2017) tarafından yapılan çalışmada, ORC'nin Kalina çevriminden daha düşük basınçlarda çalışabilmesine rağmen, Kalina çevriminde kullanılan türbin boyutlarının ORC sisteminde kullanılan türbinden daha küçük olduğunu ileri sürmüşlerdir.

Bombarda, Invernizzi ve Pietra (2010) kombine çevrimde kullanılan dizel motorunun atık ısısını geri kazanmak için Kalina ve organik Rankine çevrim sistemlerinin karşılaştırmalı termodinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışma sonucunda Kalina sisteminin tek ve çift basınçlı kritik altı ORC sistemlerine göre sırasıyla %45 ve %25 daha fazla güç elde ettiğini ortaya koymuşlardır.

Wang, Tang, Wang ve Feng (2017) tarafından Kalina ve organik Rankine çevriminin termodinamik performans değerlerini farklı kaynak sıcaklıklarında optimize etmişlerdir. Kalina çevriminin 180 °C'nin üzerindeki bir sıcaklıkta organik Rankine çevriminden daha yüksek performans sergilediğini bulmuşlardır.

Lin, Zhu ve Li (2015) tarafından yapılan çalışmada Kalina çevrimi, 135 ile 200 °C arasındaki enerji kaynağı sıcaklığında organik Rankine çevriminden daha iyi termal verimlilik gösterdiğini ileri sürmüşlerdir.

Zheng ve diğerleri (2021) tasarım dışı şartlarda paralel çift basınç hatlı Kalina çevrimi ve basit Kalina çevrimin termodinamik analizini gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak paralel çift basınçlı Kalina çevrimi ve basit Kalina çevriminin net güç değerlerini sırasıyla 329,62 kW ve 274,94 kW olarak bulmuşlardır.

Yue, Han, Pu ve He (2015) transkritik ORC'nin, içten yanmalı bir motorun egzoz gazını kullanan KC'ye kıyasla daha düşük çalışma basıncında daha iyi genel verimlilik gösterdiğini iddia etmişlerdir.

Ganesh ve Srinivas (2012), Wang, Yan, Zhou ve Dai (2013) ve Zare ve Moalemian, (2017) tarafından yapılan makalelerde elektrik üretimi için güneş enerjisi kaynağından elde edilen düşük ve orta dereceli atık ısıyı kullanarak Kalina çevriminde kullanımın uygunluğunu araştırmışlardır. Kalina çevriminin termal verimlerinin sırasıyla %7,5, %14 ve %8,54 olduğunu hesaplamışlardır.

Guzović, Lončar ve Ferdelji (2010) Kalina ve organik Rankine çevrimi yoluyla ortalama 175 °C enerji kaynağı sıcaklığına sahip bir jeotermal enerjiden güç üretim potansiyelini araştırmışlardır. Kalina çevriminin termal ve ekserji verimleri %10,6 ve %44 iken, ORC'nin termal ve ekserji verimlerinin sırasıyla %14,1 ve %52 olduğunu ortaya çıkarmışlardır.

Fallah ve diğeri (2016) jeotermal enerji kaynağına dayalı Kalina çevriminin gelişmiş ekserji analizi hesaplamalarında en yüksek ekserji yıkımının evaporatörde gerçekleştiği sonucuna varmışlardır.

Ganesh ve Srinivas (2019) Kalina sisteminin nükleer güç çevrimine uygulanabilirliğini araştırmış ve nükleer sistemden elde edilen atık ısı kullanılarak Kalina çevriminden yaklaşık 675 kW daha fazla güç elde etmişlerdir.

Singh ve Kaushik (2013) Kalina çevrimini kömürle çalışan bir buharlı Rankine çevrimine entegre etmişlerdir. Çalışma sonucunda, Kalina çevriminden 407,3 K sıcaklıkta yaklaşık %13 termal verimlilik ve 605 kW net güç üretimi gerçekleştirmişlerdir.

Zhou ve diğeri (2020) tarafından gerçekleştirilen bir çalışmada Kalina çevriminin optimizasyonu için pinch nokta sıcaklığı esasına dayanan çalışma gerçekleştirmişlerdir. Geliştirilen bu model, Kalina çevrimi ve diğer proseslere uygulanmış ve net güç çıkışında %15,8'lik bir artış elde edilmiştir.

Nguyen, Knudsen, Larsen ve Haglind (2014) bir dizel motorundan elde edilen egzoz gazını değerlendirmek için split Kalina çevrimi ile basit Kalina çevrimini karşılaştırmışlardır. Nihayetinde düşük ve orta sıcaklıklı uygulamalarda split Kalina çevriminin daha yüksek ekserjetik verime sahip olduğunu ileri sürmüşlerdir.

Cao, Wang ve Dai (2014) biyokütlenin kullanıldığı rejeneratif ve rejeneratif olmayan bir sistemde Kalina çevriminin termodinamik performansını araştırmışlardır. Sonuç olarak, rejeneratörün kullanıldığı sistemin daha verimli olduğunu ortaya çıkarmışlardır.

Feng ve diğeri (2020) Kalina çevrimini süperkritik karbondioksit destekli brayton çevrimine entegre edilmiş ve termodinamik optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Analizlerde REFPROP veri tabanını kullanan Matlab programı kullanılmıştır. Önerilen kombine çevrim sistemi ile yardımcı motorlarının yıllık ortalama yakıt tüketimini %16,62 oranında azaltıldığını ileri sürmüşlerdir.

Gholamian ve Zare (2016) hibrit sistemin (Katı Oksit Yakıt Pili/Gaz Türbini) atık ısısını değerlendirmek için sisteme dahil edilen Kalina çevriminin optimum ekserjetik verimliliğini analiz etmişlerdir. Kalina çevriminin ekserji veriminin yaklaşık %59,53 olduğunu belirlemişlerdir.

Lolos ve Rogdakis (2009) 100 ve 130 °C türbin giriş sıcaklığı aralığında termal verimlilik ve amonyak oranı açısından güneş enerjisiyle çalışan bir Kalina çevrim optimizasyonu gerçekleştirmişlerdir. Kalina çevriminin en yüksek ısı verimi %95 amonyak konsantrasyonunda %8,3 olduğunu ortaya çıkarmışlardır.

Yu, Su, ve Feng (2020) tarafından düşük dereceli jeotermal enerji için kademeli bir Kalina çevrimi önerilmiştir. Termodinamik ve ekonomik parametreleri dikkate alarak optimal bir tasarım noktası bulmak için analiz etmişlerdir. Sonuç olarak, tasarım koşullarında önerilen çevrimin net güç çıkışının hem Kalina çevriminden hem de transkritik CO₂ çevriminden daha yüksek olduğunu ileri sürmüşlerdir.

Varga ve Palotai (2017) bir rafineri için, 130 °C'lik bir kaynak sıcaklığında Kalina ve organik Rankine çevrimleri kullanmışlardır. Çalışma sonucunda, Kalina çevriminin yaklaşık 996 kW güç üreten organik Rankine çevriminden daha iyi bir performansa sahip olduğu görülmüştür. Kalina çevriminin ısı verimini %70 amonyak-su konsantrasyonunda, %10,57 olarak hesaplamışlardır.

Wang, Zhou, Guo ve Wang (2012) çok amaçlı bir optimizasyon modeli aracılığıyla organik çalışma akışkanlarının ORC performansı üzerindeki etkisini görmek için bir algoritma önermişlerdir. 13 çalışma akışkanı incelenmiş ve 100-180 °C arasındaki ısı kaynağı sıcaklığı arasında R123'ün en uygun çalışma akışkanı olduğunu, 180 °C'den yüksek sıcaklıklarda R141b'nin en uygun seçim olduğunu gözlemlemişlerdir. Ancak ısı kaynağı sıcaklığı 100 derecenin altında olursa ORC çevriminin çok ekonomik olmayacağını ileri sürmüşlerdir.

Xu ve diğerleri (2018) farklı çalışma sıcaklıklarına bağlı olarak sırasıyla basit ve rejeneratif organik Rankine çevriminde çalışma akışkanlarının, 30 çalışma akışkanı, sınırlayıcı termofiziksel özellikleri ve termal verim üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Bu çalışma sonucunda hem ORC hem de rORC için farklı çalışma sıcaklıklarına uygun organik akışkanların seçilmesine yardımcı olacak yol haritası ortaya çıkarmışlardır.

White, Oyewunmi, Haslam ve Markides (2017) 250-350 °C arasında endüstriyel atık ısıdan yararlanmak için organik Rankine çevrimini incelemişlerdir. n-Propan, 2-Penten ve 2-Heksen çalışma akışkanları olarak belirlemişlerdir. Analiz sonuçlarında, 2-Heksen organik çalışma akışkanı ile organik Rankine çevriminin ısı veriminin diğer akışkanlardan daha iyi olduğunu öne sürmüşlerdir.

Milewski ve Krasucki (2017) demir-çelik endüstrisinde kullanılan elektrik ark ocaklarından atmosfere salınan atık ısıdan yararlanmak için Kalina ve organik Rankine çevrimlerini sisteme dahil etmiş ve termodinamik performans açısından incelemişlerdir. Maksimum koşullarda, organik Rankine çevriminin hem net güç çıkışının hem de termal veriminin Kalina çevriminden daha iyi olduğunu gözlemlemişlerdir.

Maraver, Royo, Lemort ve Quoilin (2014) sistematik bir yaklaşımla (R134a, R245fa, Solkatherm, n-Pentane, Octamethyltrisiloxane and Toluene) altı çalışma akışkanını optimize etmişlerdir. Sonuç olarak, kritik sıcaklığı kaynak sıcaklığından çok daha düşük olan çalışma akışkanlarının daha düşük sistem performansına yol açtığını gözlemlemişlerdir.

Liu ve Gao (2019) daha fazla net güç elde etmek için değişen jeotermal enerji parametreleri altında zeotropik karışımların kullanıldığı farklı ORC sistemleri, tasarım dışı şartlarda kapsamlı bir şekilde optimize etmişlerdir. Saf çalışma akışkanının kullanıldığı ORC sistemiyle karşılaştırıldığında zeotropik akışkanın kullanıldığı ORC sisteminin net güç çıkışının %2,4-5,3 arasında daha fazla gerçekleştiğini ileri sürmüşlerdir.

Li, Du, Wu, Wu ve Liu (2014) tarafından sunulan çalışma, endüstriyel kazandan yayılan baca gazının atık ısını geri kazanmak için çalışma akışkanı olarak zeotropik karışımları kullanan organik Rankine çevriminin termodinamik performansını analiz etmişlerdir. Nihayetinde, zeotropik karışımları kullanan ORC sistemlerinin, saf çalışma akışkanlarına sahip ORC'ye kıyasla daha düşük ekonomili termodinamik performansa sahip olduğunu ortaya koymuşlardır.

Mirzaei, Ahmadi, Mobin, Nazari ve Alayi (2018) dokuz farklı akışkanın kullanıldığı ORC sisteminin enerji, ekserji analizinin yanı sıra ekonomik analizini de gerçekleştirmişlerdir. Bazı organik akışkanların orta ve yüksek entalpili ısı kaynaklarıyla çalışmak için uygun seçenekler olabileceğini ortaya çıkarmışlardır. Isı kaynağı ile daha iyi uyum sağlamak için, ORC'lerde faz değişimi sırasında değişen sıcaklığa sahip zeotropik karışımların da kullanılabilceğini iler sürmüşlerdir. Bir türbinin belirli bir basınç oranı için, m-ksilen, P-ksilen ve Etilbenzen, araştırılan diğer akışkanlara kıyasla daha yüksek termal verimliliğe ve net güç çıkışına sahip olduğu ve daha düşük maliyetli ısı değiştiriciler kullanılabilceğini ortaya çıkarmışlardır.

ORC sistemleri için en uygun çalışma akışkanı seçimini sağlayan yönergeler Hærvig, Sørensen ve Condra (2016) tarafından gösterilmiştir. 50-280 °C arasındaki farklı kaynak sıcaklıklarında ORC sistemlerinde kullanılan 26 organik çalışma akışkanını araştırmışlardır. Çalışmanın sonucunda, net güç çıkışı açısından en uygun çalışma akışkanlarının R23, R245fa, R141b, R123, R7146 (SF6), R218, R227ea, R124, R236ea olduğunu belirlemişlerdir.

Vélez ve diğerleri (2012) ORC sisteminde kullanılan birkaç çalışma akışkanının termofiziksel özelliklerini kapsamlı bir şekilde araştırmışlardır. Güvenlik, kararlılık, ulaşılabilirlik, maliyet, moleküler ağırlık bakımından çevresel etkileri hakkında önemli bilgiler vermişlerdir.

Kaynama noktası sıcaklığı -51,60 ile 32,5 °C (1 bar'da) arasında olan 20 organik çalışma akışkanı Tian, Shu, Wei, Liang ve Liu (2012) tarafından çevresel etkileri dikkate alınarak incelenmiştir. Bazı organik akışkanların termal verimleri aynı çalışma koşullarında maksimumdan minimuma sırasıyla R141b, R245fa ve R152a olarak bulunmuştur.

Xi, Li, He ve Tao (2015) 26 çalışma akışkanının temel organik Rankine çevrimi ve reküperatif organik Rankine çevrimi üzerindeki etkilerini gözlemlemişlerdir. Çalışan akışkanların termofiziksel özellikleri ve termodinamik performansları kapsamlı bir şekilde gösterilmiştir.

Desai ve Bandyopadhyay (2009) 16 farklı çalışma akışkanı için organik Rankine çevrimini incelemişlerdir. R141b'nin termal veriminin hem R113 hem de R245fa'dan daha yüksek olduğunu bulmuşlardır.

R141b'nin termal verimliliği, D. Mikielewicz ve J. Mikielewicz (2010) tarafından 200 °C ve 39,441 bar'da yaklaşık %23 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca Hung, Wang, Kuo, Pei ve Tsai (2010) ve Mago, Chamra, Srinivasan ve Somayaji (2008) termodinamik performans açısından en iyi çalışan akışkanın izentropik akışkanlar olduğunu ve yaş akışkanların da sıcaklık arttıkça daha zayıf bir performans gösterdiğini söylemişlerdir.

Ghaebi, Yari, Gargari ve Rostamzadeh (2019) organik Rankine çevrimine entegre edilmiş biyogaz buhar sistemi atık ısı ile ilgili güç ve hidrojen üretimi üzerine çalışmışlardır. Ayrıca sistemin termodinamik modellemesini de dizayn etmişlerdir. Organik Rankine çevriminde farklı çalışma akışkanlarının analiz edilmesine rağmen, R600 organik çalışma akışkanının reaksiyon basıncı, reaktör sıcaklığı, pompa basıncı gibi seçilen hedef fonksiyonlara bağlı olarak optimum seviyede çalıştığı ortaya çıkarılmıştır. Ayrıca maksimum güç çıkışı, hidrojen üretimi, enerji ve ekserji verimliliği sırasıyla 15,9 kW, 0,02529 kg/s, %45,63 ve %74,89 olarak bulunmuştur.

Lecompte, Criens, Siera ve Van den Broek (2016) içten yanmalı motorların atık ısını geri kazanmak için organik Rankine çevrimi uygulaması üzerinde çalışmışlardır. 67 çalışma akışkanını 350 °C kaynak sıcaklığında ikinci yasa verimliliği açısından analiz etmişlerdir.

Benato ve Macor (2017) biyogaz ile çalışan içten yanmalı bir motorun egzoz gazı atık ısısının geri dönüştürülebilirlik potansiyelini analiz etmişlerdir. Bu tesiste üretilen biyogazın kullanıldığı motor için tasarlanan organik Rankine çevriminde 115 farklı çalışma akışkanı kullanmışlardır. Böylece organik Rankine çevrimleri ile %30 daha fazla maksimum elektrik üretiminin mümkün olabileceği değerlendirilmiştir.

Organik Rankine çevriminin R245fa ile ekserji verimliliği, Heberle ve Brüggemann (2010) tarafından yaklaşık 27 bar ve 455 K'da %47'ye yakın bulunmuştur. Ayrıca, Mago ve diğerleri (2008) R113 ile organik Rankine çevriminin ikinci yasa verimini rejeneratör kullanarak yaklaşık %50-60 arasında hesaplamışlardır.

Yağlı (2018) organik sıvıların kimyasal olarak bozulması nedeniyle, organik sıvıları maksimum sıcaklığının üzerinde ısıtmak mümkün olmadığını çalışmasında belirtmiştir.

Calise, Capuozzo, Carotenuto ve Vanoli (2014) ve Quoilin, Orosz, Hemond ve Lemort (2011) güneş enerjisiyle çalışan bir organik Rankine çevriminin performansını ve parametrik optimizasyonunu araştırmışlardır. Ayrıca Mahmoudi ve diğeri (2018), Bao ve Zhao (2013), Chen, Goswami ve Stefanakos (2010) ve Sprouse ve Depcik (2013) son zamanlardaki organik Rankine çevrimiyle ilgili çalışmalarını detaylı olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışmalarda ısı kaynağı türü, çalışma akışkanı ve çalışma koşulları gibi birçok farklı parametrenin çevrim performansını önemli ölçüde etkilediğini ileri sürmüşler ve analiz etmişlerdir. Kalina çevrimleri gibi çeşitli alt çevrimlerle karşılaştırıldığında, özellikle düşük dereceli ısı kaynakları için ORC'nin uygulanabilirlik ve maliyet açısından daha çok tercih edilen bir sistem olduğunu ileri sürmüşlerdir.

Sotomonte, Ribeiro, Oliveira, Lora ve Venturini (2011) organik Rankine çevrimi termodinamiğin birinci ve ikinci yasası açısından incelemişlerdir. Burada matematiksel bir yöntem geliştirmeleri ve uygun bir akışkanın bulunması arzu edilmiştir. Elde edilen analiz sonucunda, biyogaz bazlı organik Rankine çevrim sistemlerinde alkilbenzenin siloksanlardan daha verimli olduğunu göstermiştir.

Jang ve Lee (2018) kombine ısı ve güç (CHP) motoruna entegre edilen organik Rankine çevrim sisteminin optimizasyonunu incelemişlerdir. Siklopentan, İzopentan, n-Pentan gibi farklı organik çalışma akışkanları kullanılmış ve 60 °C'de 2 kW elektrik ve 25 kW termal güç üretmişlerdir.

Imran, Haglind, Asim ve Zeb Alvi (2018), Madhawa Hettiarachchi, Golubovic, Worek ve Ikegami (2007) ve Shengjun, Huaixin ve Tao (2011) organik Rankine çevrimini kullanarak jeotermal enerjiden atık ısı geri kazanım potansiyelini gözlemlemişlerdir.

Yakıt hücresi ve organik Rankine çevrimi dahil edilen bir kombine güç üretim sisteminin enerji performans analizi Akkaya ve Sahin (2009) tarafından incelenmiştir. Çalışma sonucunda, yakıt pili atık ısısının geri kazanılmasıyla kombine sistemin enerji verimliliğinin yaklaşık %14 ile %25 arasında arttığını bulmuşlardır.

Vaja ve Gambarotta (2010) ve He, Zhang, Zeng ve Gao (2011) organik Rankine çevrim sistemini kullanarak güç üretmek için içten yanmalı motorların egzoz gazından nasıl yararlanılacağını çalışmalarında sunmuşlardır.

Nami, Mahmoudi ve Nemati (2017) gaz türbinine entegre edilen sCO₂ ve organik Rankine çevrimi ile oluşturulan yeni bir kojenerasyon sistemini eksergoekonomik açıdan incelemiştir. Nihayetinde, bir gaz türbinin çalışma şartları ile karşılaştırıldığında, sistemin ortalama birim maliyeti, yani üretilen buhar ve gücün maliyeti 0,56 \$/GJ'e kadar düşürülmüştür.

Mehrpooya ve Mousavi (2018) güneş enerjisi destekli Kalina çevriminin ekserji analizinin yanı sıra ileri eksergoekonomik analizini gerçekleştirmişlerdir. Ekserji analizi ile gelişmiş eksergoekonomik metod sonuçları karşılaştırmalı olarak tartışmışlardır. Çalışma sonucunda, türbin ve ayrıştırıcının sırasıyla en büyük ve en düşük eksergoekonomik faktöre sahip olduğunu ileri sürmüşlerdir.

Ahmadi, Mehrpooya ve Pourfayaz (2016) jeotermal enerji entegre edilmiş bir kombine çevrimin eksergoekonomik analizini yapmışlardır. Güç üretim tesisinde kullanılan türbin ve yoğunlaştırıcının eksergoekonomik göstergeler doğrultusunda en yüksek maliyet oranına sahip bileşenler olduğunu tespit etmişlerdir.

Jalili, Ghasempour, Ahmadi, Chitsaz ve Ghazanfari Holagh (2022) tarafından sunulan doğal gaz ve biyokütle yakıtlı trijenerasyon güç çevriminin eksergoekonomik analizi dikkate alındığında, en yüksek ve en düşük sermaye maliyetinin sırasıyla SRC'de kullanılan türbin ve pompada 23,99 \$/h ve 0,003 \$/h olarak hesaplandığı gözlemlenmiştir.

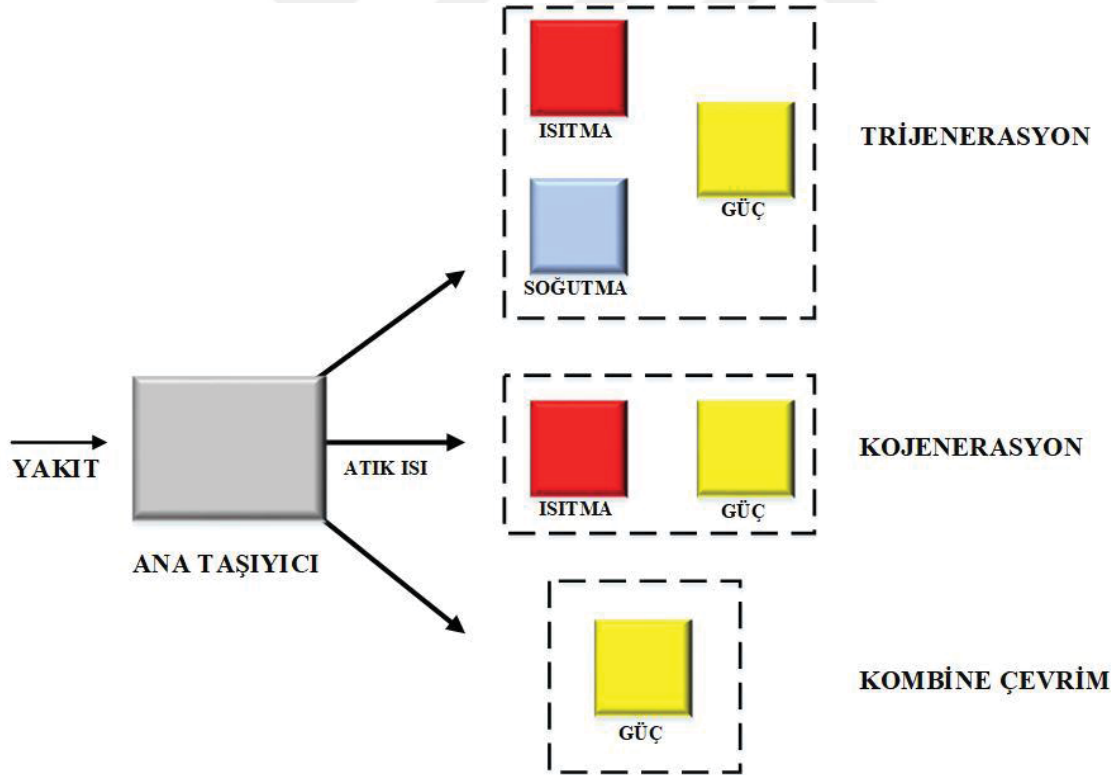
Mohammadi ve diğerleri (2018) gaz türbini, buharlı Rankine çevrimi ve organik Rankine çevrimini eksergoekonomik analiz yöntemi kullanılarak optimize edilmişlerdir. Ekserji yıkımından kaynaklanan en yüksek maliyetin yanma odasında meydana geldiğini ortaya çıkarmışlardır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

3.1.1. Kojenerasyon, trijenerasyon ve kombine sistem

Tek ana taşıyıcıya sahip fosil yakıt kullanan geleneksel enerji santrallerinin genel verimliliği genellikle %39'dan azdır. Yani konvansiyonel bir tesise giren yakıtın ısı değerinin %60'ından fazlası kaybolmaktadır (Al-Sulaiman, Hamdullahpur ve Dincer, 2011). Kojenerasyon ve kombine güç üretim tesislerinin daha yüksek tesis verimliliği, daha az kayıp ve atık, işletme maliyetinde azalma, azaltılmış sera gazı emisyonları, kaynakların daha iyi kullanımı, kısa iletim hatları, daha az ünite, çoklu üretim seçenekleri, artan güvenilirlik ve daha az şebeke arızası dahil olmak üzere birçok avantajı vardır. Kojenerasyon, trijenerasyon ve kombine çevrim sistemlerinin şematik gösterimi Şekil 3.1'de verilmektedir.



Şekil 3.1. Kojenerasyon, trijenerasyon ve kombine çevrim sistemlerinin şematik gösterimi

Trijenerasyon genellikle tek bir enerji kaynağından aynı anda ısıtma, soğutma ve güç üretimi anlamına gelmektedir. Ayrıca soğutma, ısıtma ve güç (CCHP) olarak bilinmektedir. Başka bir deyişle, CHP'den üretilen ısı, ısıtmanın yanı sıra soğutma için de kullanılıyorsa

trijenerasyon sistemi olarak adlandırılmaktadır. Yalnızca ısı ve güç üretiliyorsa bir kojenerasyon sistemini ifade etmektedir. Fakat yalnızca güç üretiliyorsa kombine çevrim sistemi olarak adlandırılmaktadır. Tüm bu sistemlerin kullanılması, toplam enerji verimliliği arttırmakta ve çevre sağlığını etkileyen karbondioksit emisyon değerini azaltmaktadır. Bir çok kojenerasyon, trijenerasyon ve kombine sistem tasarımları bulunmakta ve ihtiyaca uygun çeşitli tasarımlar yapılabilmektedir. Bazı enerji kaynakları göz önüne alınarak ana taşıyıcılar ve alt sistemler aşağıda gösterilmektedir (Al-Sulaiman, 2011; Lahoud, 2018; Sirchis, 2005):

Birincil enerji kaynakları

- Kömür
- Sıvı yakıtlar
- Gaz (doğal gaz vs.)

Ana taşıyıcılar

- Gaz türbini
- Buharlı Rankine çevrimi
- SOFC (katı oksit yakıt hücresi)
- İçten yanmalı motorlar (biyogaz vs.)
- Stirling motoru

Alt sistemler

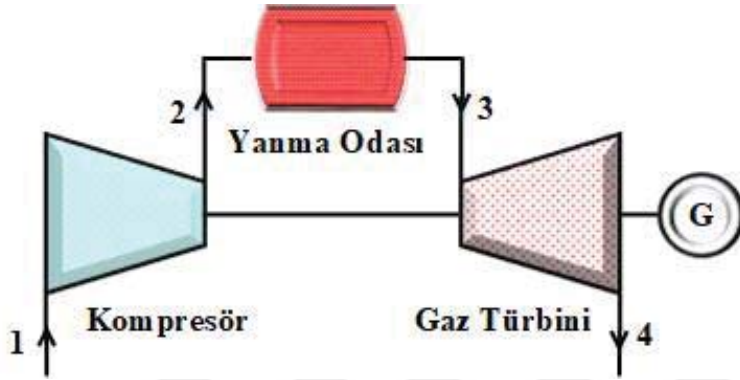
- Kalina çevrimi
- Organik Rankine çevrimi
- Buharlı Rankine çevrimi
- PEM (proton değişim membranlı yakıt hücresi)
- Isıtma ve soğutma sistemleri
- Desalinasyon

Bu çalışmada yakıt olarak doğal gaz kullanılmış ve ana taşıyıcı olarak gaz türbini seçilmiştir. Alt sistemler için Buharlı Rankine, Kalina ve organik Rankine çevrimi tercih edilmiştir.

3.1.2. Gaz türbini

Gaz türbinleri güç üretim tesislerinden savunma sanayisine, havacılıktan deniz ve tren ulaşımına kadar ticari hacmi yüksek birçok sektörde vazgeçilmez bir yeri bulunmaktadır. Özellikle enerji dönüşüm sistemleri göz önüne alındığında, gaz türbininden güç üretimi elde edildikten sonra atmosfere verdiği yüksek sıcaklıklı egzoz gazı potansiyeli multi sistemlerin

yanı sıra kojenerasyon, trijenerasyon ve kombine çevrimler için de ciddi bir enerji kaynağı oluşturmaktadır. Bu sistemler ile güç üretimi, ısıtma, soğutma, su arıtma, hidrojen üretimi, buhar üretimi gibi farklı prosesteki endüstriyel üretimler bu sistemlere entegre edilerek bütünleşik bir tesis meydana getirilebilmektedir. İdeal bir gaz türbininin şematik gösterimi Şekil 3.2’de gösterilmektedir.



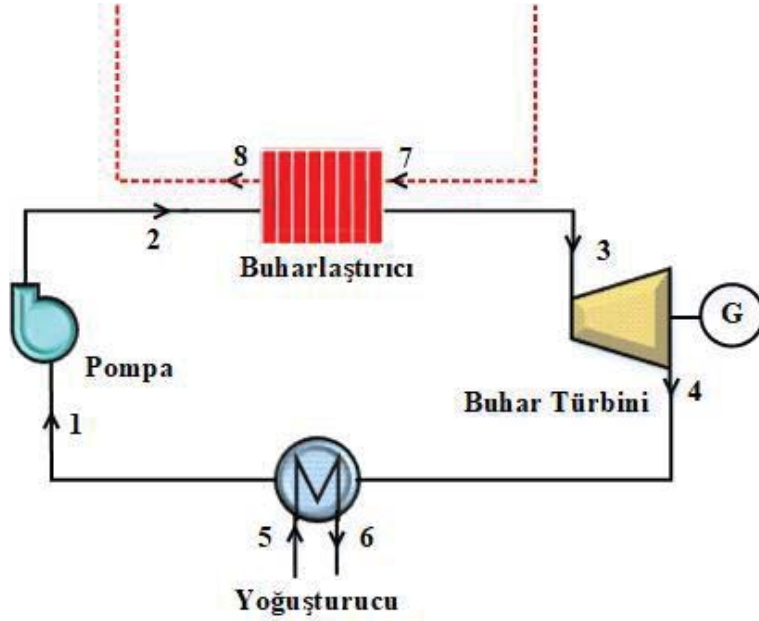
Şekil 3.2. İdeal bir gaz türbini

Gaz türbinleri kompresör, yanma odası ve türbinden meydana gelen Brayton çevrim mantığında çalışan enerji dönüşüm sistemleridir. Öncelikle, kompresör vasıtasıyla atmosferden çekilen hava sıkıştırılarak yanma odasına iletilmektedir. Ardından basıncı ve sıcaklığı arttırılmış hava yanma odasına gönderilmekte ve yakıt hava karışımı sağlanmaktadır. Daha sonra, yanma odasında sistem en yüksek sıcaklığa ulaşmakta ve yanma odasından çıkan yüksek sıcaklıklı çalışma akışkanı türbin yoluyla mekanik enerjiye dönüşmektedir. Ardından jeneratör yardımıyla mekanik enerji elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Son olarak gaz türbininde kullanılan yakıt hava karışımı atmosfere bırakılmaktadır (Madenoğlu, 2017).

3.1.3. Buharlı Rankine çevrimi

Özellikle, kömür ve nükleer temelli enerji dönüşüm tesislerinde elektrik üretimi sağlamak için kullanılan güç çevrimleri arasında Rankine çevriminin vazgeçilmez bir yeri bulunmaktadır. Bu sistem Carnot döngüsünün bir türevi olarak ortaya çıkmaktadır. Fakat Rankine çevrimi dıştan yanmalı bir sistem olduğundan gaz türbinlerinden çıkan yüksek sıcaklıklı egzoz gazlarını veya farklı bir ısı kaynağını buharlaştırıcı vasıtasıyla çalışma akışkanına aktararak da ciddi mekanik güç elde edilebilmektedir. Çalışma akışkanı olarak suyun kullanıldığı buharlı Rankine çevrimi yüksek basınçlarda çalışabilirken, gaz

türbinlerinde ciddi güç harcayan kompresör yerine pompa kullanılarak sistemde harcanan gücü önemli ölçüde azaltmaktadır (Kitto ve Stultz, 2005; Spath ve Mann, 2000). İdeal bir buharlı Rankine çevrimi Şekil 3.3'te verilmektedir.



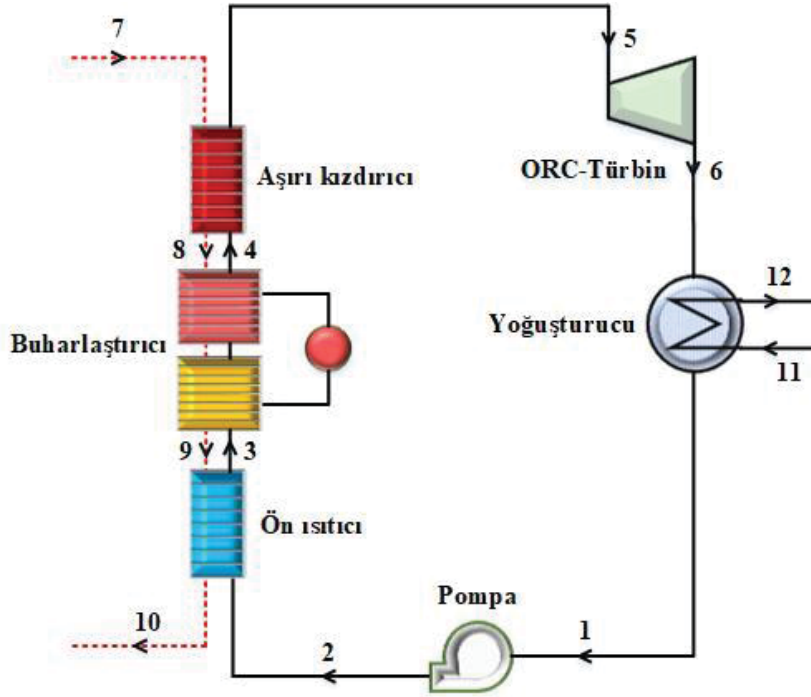
Şekil 3.3. İdeal bir buharlı Rankine çevrimi

Şekil 3.3'te görüldüğü gibi ideal bir buharlı Rankine çevrimi dört aşamada tamamlanmaktadır. Öncelikle çalışma akışkanı pompa yardımıyla izentropik bir halde basıncı arttırılmaktadır. Ardından sisteme sabit basınçta buharlaştırıcı vasıtasıyla ısı kaynağından çalışma akışkanına enerji kaynağından ısı transferi gerçekleştirilmektedir. Daha sonra kızgın buhar halindeki çalışma akışkanı yüksek kuruluk derecesinde ($x \geq \%90$) buhar türbininde genişleyerek mekanik güç elde edilmekte ve jeneratör yardımıyla elektrik enerjisi elde edilmektedir. Ardından soğutma suyunun kullanıldığı yoğuşturucu ekipmanında sistemden ısı alınarak çalışma akışkanı sıvı hale getirilmektedir. (Freitas, 2015).

3.1.4. Organik Rankine Çevrimi (ORC)

Geleneksel buharlı Rankine çevrimlerinde bilindiği gibi çalışma akışkanı olarak su kullanılmaktadır. Enerji geri dönüşüm sisteminin doğru bir şekilde kullanılabilmesi için suyun kızgın buhar halinde olması, yani akışkanın kuruluk derecesinin yüksek olması gerekmektedir. Bu durumda buharlı Rankine çevrim sisteminde güç üretiminin olabilmesi

için yüksek sıcaklıklı (yaklaşık 500 °C) enerji kaynağı kullanılmalıdır. Fakat geleneksel güç üretim sistemleri için yeterli bir ısı kaynağı olmadığı durumlarda hem kullanılan ekipmanların hem de çalışma akışkanlarının termofiziksel yapılarının kullanımının elverişsiz olması, düşük ve orta sıcaklıklı yeni nesil güç üretim sistemi olan organik Rankine çevrimlerinin ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Organik Rankine çevriminin şematik diyagramı Şekil 3.4'te verilmektedir.

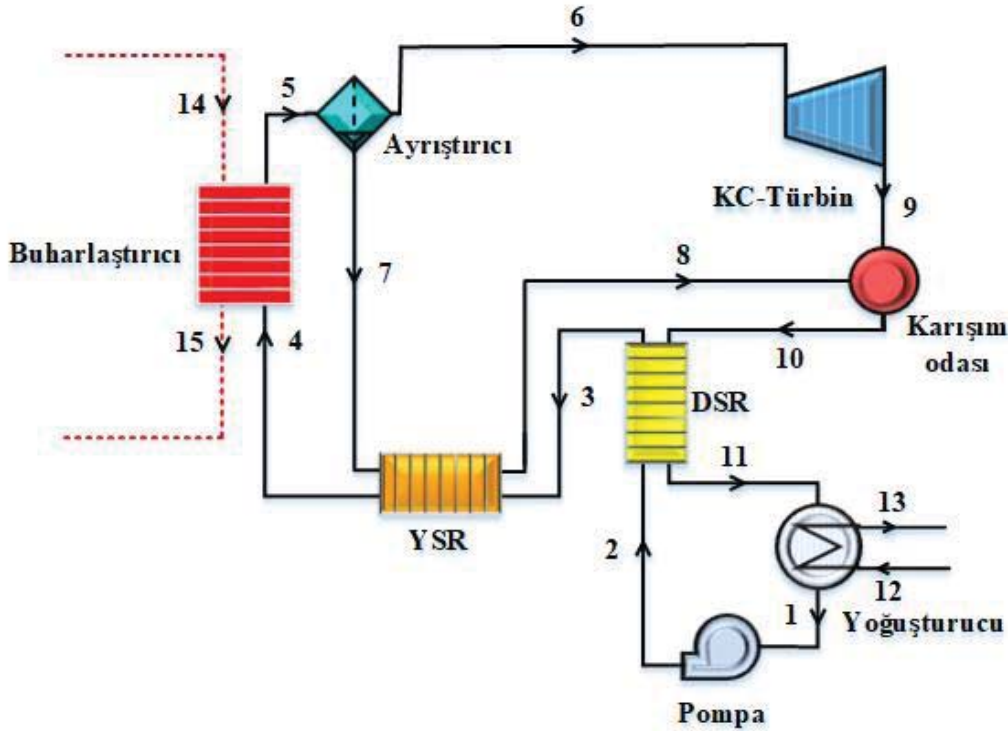


Şekil 3.4. Organik Rankine çevriminin şematik diyagramı

Organik Rankine çevrimi buharlaştırıcı, ön ısıtıcı, aşırı kızdırıcı, türbin, yoğuşturucu ve pompa olmak üzere altı bileşenden oluşmaktadır. Şekil 3.4'teki diyagram incelendiğinde, enerji kaynağı organik Rankine sistemine 7 noktasında girmekte ve sırasıyla aşırı kızdırıcı, buharlaştırıcı ve ön ısıtıcıdan (7→10) geçtikten sonra bacadan atmosfere bırakılmaktadır. Ön ısıtıcı (2→3), buharlaştırıcı (3→4) ve aşırı kızdırıcı (4→5) tarafından ısının aktarıldığı organik çalışma akışkanı, mekanik güç üretmek için ORC-Türbinine iletilmektedir (5→6). Ardından yoğuşturucuda (11→1), soğutma suyu (11→12) tarafından yoğuşturulmuş organik çalışma akışkanı pompa tarafından sıkıştırılarak sistemin basıncı artırılmaktadır (1→2).

3.1.5. Kalina çevrimi

Kalina çevrimi düşük ve orta sıcaklıklı enerji kaynağından enerji geri dönüşümü sağlayan en önemli yeni nesil güç üretim sistemlerinden biridir. Kalina çevrimi ilk olarak 1980'lerin başında Alexander Kalina tarafından önerilmiştir (Cruz, 2021; Micak, 1996). Çalışma akışkanı olarak amonyak-su karışımı kullanılmaktadır. Kalina çevrimi, 1800'lerin ortalarında Rankine çevriminin ortaya çıkışından bu yana güç üretim santral tasarımlarındaki en önemli gelişme olarak görülmekte ve organik Rankine çevrimine karşı ciddi bir rakip olarak ortaya çıkmaktadır. Bu çevrimin en önemli özelliklerinden birisi amonyak ile suyun homojen olarak karışabilmesidir. Bu sebeple sistem içerisinde dolaşan çalışma akışkanı iki ayrı akışkan olarak davranabilmektedir. Ayrıca, organik Rankine çevrimiyle kıyaslandığında amonyak-su karışımının buharlaşma entalpisinin ve özgül hacminin yüksek olması türbin ekipmanının daha düşük basınç oranlarında daha yüksek güç üretmesini sağlamaktadır. Kalina çevriminin şematik diyagramı Şekil 3.5'te verilmektedir.



Şekil 3.5. Kalina çevriminin şematik diyagramı

Kalina çevrimi buharlaştırıcı, ayrıştırıcı, türbin, karışım odası, YSR (yüksek sıcaklık reküperatörü), DSR (düşük sıcaklıklı reküperatörü), pompa ve yoğuşturucu olmak üzere sekiz bileşenden oluşmaktadır. Yukarıdaki sistem diyagramı incelendiğinde enerji kaynağı,

buharlaştırıcıda (14→15) kullanıldıktan sonra baca vasıtasıyla atmosfere verilmektedir. Doymuş buhar (veya kızgın buhar) fazına getirilen amonyak-su karışımındaki buharlaşmamış su damlacıkları bir ayırıştırıcı (5→7) vasıtasıyla ayrılmaktadır. Buhar fazındaki amonyak-su karışımı türbinde (6→9) mekanik güce dönüştürmek için kullanılmakta ve daha sonra karışım odasına gönderilmektedir. Bu sırada Ayırıştırıcıdan ayrılan su damlacıkları YSR'den (7→8) geçirilmekte ve YSR'deki fazla ısıyı çalışma akışkanına (3→4) vermektedir. Daha sonra su damlacıkları karışım odasına iletilmektedir. Karışım odasında, çalışma akışkanı DSR'den geçerek yoğuşturucuya (10→11) aktarılmakta ve son olarak yoğuşturucuda (11→1), soğutma suyunun yoğuşturduğu amonyak-su karışımı (12→13) pompa tarafından sıkıştırılarak çalışma basınçları (1→2) yükseltilmektedir.

3.2. Yöntem

3.2.1. Organik akışkanların seçimi

Organik akışkan seçimi, ORC sistemleri için oldukça önemli bir yere sahiptir. ORC sisteminin entegre edildiği çalışma sıcaklığı aralığına bağlı olarak, organik çalışma akışkanının doğru seçimi, daha yüksek enerji verimliliği ve daha düşük geri ödeme süresinin yanı sıra termodinamik verimsizliklerin azaltılmasını sağlamaktadır (Andersen ve Bruno, 2005; Vélez ve diğerleri, 2012). Çalışma akışkanının uygun sıcaklık ve basınçlarda optimum termodinamik ve termodinamik özelliklere sahip olması ve buna bağlı olarak ekonomik, toksitenin olmaması, yanıcı olmaması, çevre dostu olması ve güvenilirlik gibi birçok kriteri sağlaması gerekmektedir (Yang, 2019a, 2019b). Ayrıca organik çalışma akışkanının kimyasal yapısının bozulması, organik sıvının bozulma sıcaklığı aşıldığında ORC sistemindeki kararsızlık nedeniyle çalışma akışkanlarında kontrol edilemeyen değişikliklere neden olabilir. Bu nedenle bozulma sıcaklığının aşılması oldukça önemlidir. ORC sisteminde kullanılan Aseton, İzobutilen, R11, R113, R141b, R152a, R245fa, R365mfc ve R1233zd'nin termodinamik özellikleri ve çevresel etkileri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

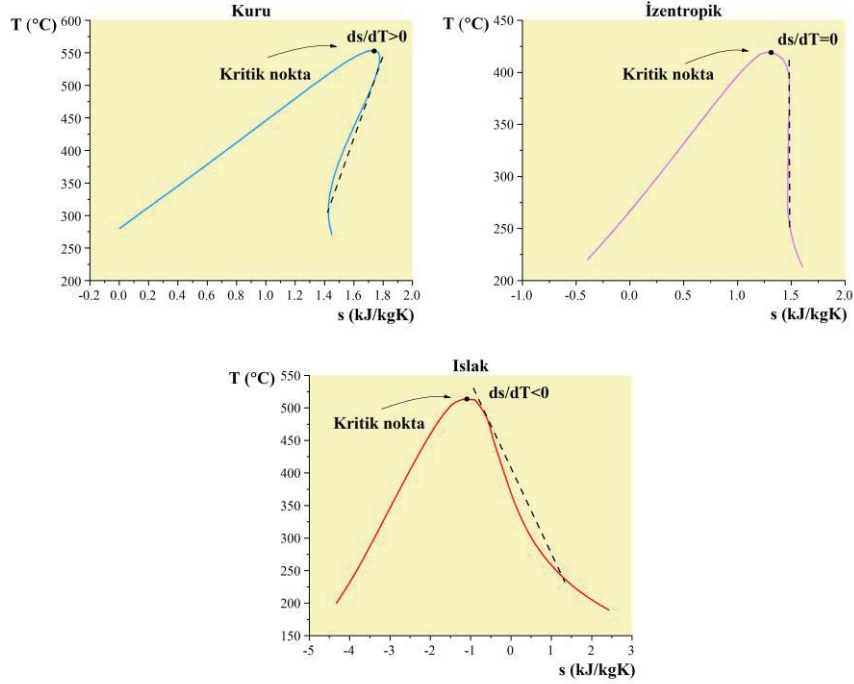
Çizelge 3.1. Organik çalışma akışkanların termofiziksel özellikleri (Bharadwaj, A., Kaushik, A. V., Aditya, S. N. ve Tandon, 2014; Gao ve diğerleri, 2012; Gil ve Kasperski, 2018; Guo, Wang ve Zhang, 2011; Hærvig ve diğerleri, 2016; Li ve diğerleri, 2014; Mwesigye ve Dworkin, 2018; Nandaliarasyad, Maulana ve Darmanto, 2020; Roy, Mishra ve Misra, 2010; Sarkar, 2018; Soltani, Nabat, Razmi, Dusseault ve Nathwani, 2020; Vivian, Manente ve Lazzaretto, 2015)

Çalışma akışkanı	Molekül ağırlığı	T _{kr}	P _{kr}	T _d *	T _b	Güvenlik grubu	AL	ODP	GWP	Akışkan tipi
	g/mol	°C	bar	°C	°C					
Aseton	58,08	234,95	46,00	55,69	276	-	n.a	0	0,5	izentropik
İzo-Butilen	56,1	144,94	40,10	-6,90	276,85	n.a	-	0	3	izentropik
R11	137,37	197,96	44,07	23,71	351,85	A1	45	1	4750	izentropik
R113	187,38	214,06	33,90	47,18	251	A1	85	0,85	6130	kuru
R141b	116,95	204,35	42,12	31,67	226	-	9,2	0,12	717	izentropik
R152a	66,05	113,26	45,16	-24,00	227	A2	1,5	0	124	ıslak
R245fa	134,05	154,01	36,51	14,81	167	B1	7,7	0	1050	izentropik
R365mfc	148,08	186,85	32,66	39,82	227	-	-	0	794	kuru
R1233zd	130,5	165,60	35,70	17,92	276,85	A1	0,07	~0	7	kuru

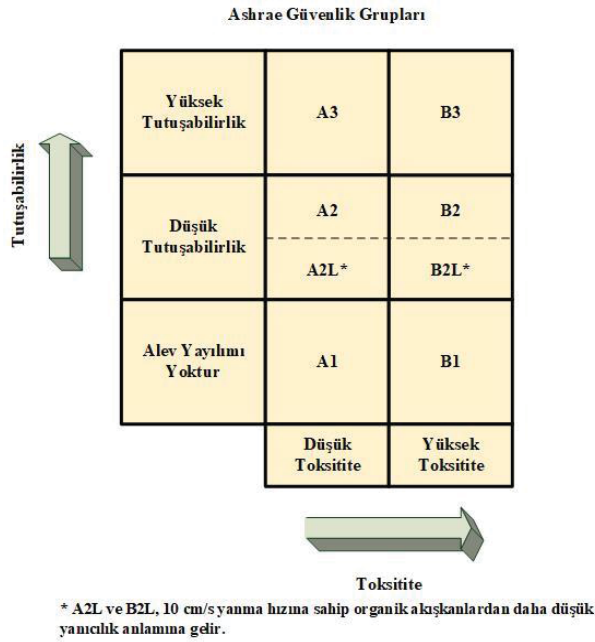
*1 bar atmosfer basıncında

Organik akışkanların termofiziksel özellikleri göz önüne alındığında, kuru, izentropik ve ıslak olmak üzere üç tip organik çalışma akışkanı vardır (Xi ve diğerleri, 2015). Farklı tipteki organik çalışma akışkanlarının termodinamik davranışları birbirine benzememektedir. Kuru organik çalışma akışkanının doyma eğrisi üzerindeki eğimi $ds/dT > 0$ iken, ıslak ve izentropik tipli organik çalışma akışkanlarının doyma eğrisi üzerindeki eğimi sırasıyla $ds/dT < 0$ ve $ds/dT = 0$ olarak ifade edilmektedir (Groniewsky, Györke ve Imre, 2017; Somayaji, Mago ve Chamra, 2006; Xi, 2015). Islak, izentropik ve kuru tip çalışma akışkanlarının sıcaklık-entropi (T-s) diyagramı Şekil 3.6'da gösterilmektedir. Öte yandan, avantaj ve dezavantajlarının olduğu, organik çalışma akışkanlarının tüm termofiziksel özelliklerinin arzu edilen düzeyde olamayacağı Çizelge 3.1'den anlaşılmaktadır. Küresel ısınma potansiyeli (GWP), karbondioksitin 100 yıllık bir etkisi anlamına gelmektedir. GWP ile birlikte ozon tüketim potansiyeli (ODP) ve atmosferik ömür (AL), organik çalışma akışkanının çevresel etkisini temsil etmektedir. GWP değerinin 200'ün altında olması istenirken ODP için en iyi değer 0 olması istenir (Agromayor ve Nord, 2017). Öte yandan AL değeri de mümkün olduğu kadar düşük olmak istenmektedir. Fakat en tehlikeli organik çalışma akışkanları en yüksek performans değerini gösterebilmektedir. Diğer bir deyişle, organik çalışma akışkanlarının termodinamik performansı oldukça yüksek olabilirken çevresel etkisi ciddi boyutlara ulaşabilmektedir. Aksine, performansı düşük olan organik çalışma akışkanlarının çevresel etkileri çok düşük seviyelere ulaşabilmektedir. Bu nedenle çevresel etki ve performans açısından en uygun değere sahip organik çalışma akışkanları

seçilmeli veya istenmeyen bir durumu önlemek için ciddi önlemler alınmalıdır (Granryd, 2001; Gu ve Sato, 2002; Tchanche, Papadakis, Lambrinos ve Frangoudakis, 2009). Organik akışkanların güvenlik grupları Şekil 3.7'de ifade edilmektedir.



Şekil 3.6. Yaş, izentropik ve kuru tip çalışma akışkanlarının sıcaklık-entropi (T-s) diyagramı



Şekil 3.7. ORC'de kullanılan organik sıvının güvenlik grupları (Mikielewicz ve diğerleri, 2016)

ORC için organik çalışma akışkanı seçimindeki diğer önemli parametreler (Bharadwaj, Kaushik, Aditya ve Tandon, 2014; Hung, 2010; Mikielwicz ve diğerleri, 2016):

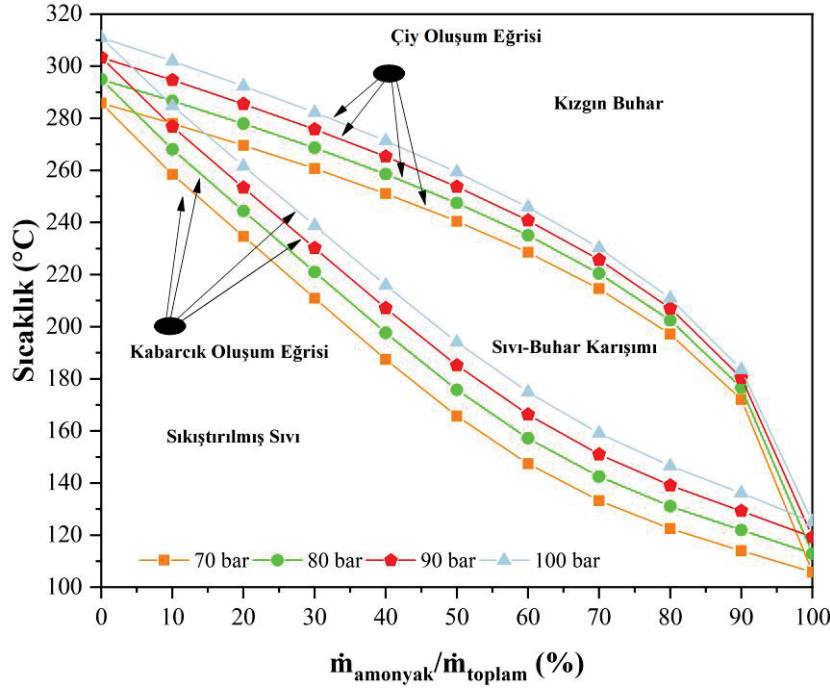
- ✚ **Kimyasal dayanım:** Yüksek sıcaklık ve basınç altında patlama, korozyon ve tutuşmaya neden olması nedeniyle bozulma sıcaklığı ve kimyasal dayanımı yüksek organik çalışma akışkanı tercih edilmelidir.
- ✚ **Parlama noktası:** Alev almaması için parlama noktası yüksek organik çalışma akışkanı seçilmelidir.
- ✚ **Özgül ısı:** Özgül ısı değerinin yüksek olması yoğunlaştırıcunun yükünü artıracığı için özgül ısı düşük organik çalışma akışkanı tercih edilmelidir.
- ✚ **Termal iletkenlik:** Daha iyi bir ısı etkileşimi için yüksek iletkenlik tercih edilmelidir.
- ✚ **Gizli ısı:** Verimli ısı geri kazanımı için yüksek gizli ısıya sahip organik çalışma akışkanı kullanılmalıdır.
- ✚ **Molekül ağırlığı:** Yüksek güç çıkışı için daha düşük moleküler ağırlıklı (<90 kg/Mol) organik çalışma akışkanı seçilmelidir.
- ✚ **Toksosite:** Toksik olmayan hemen hemen hiç organik çalışma akışkanı yoktur. Bu nedenle sızıntıya karşı önlem almak için mümkün olduğunca düşük toksisiteye sahip organik çalışma akışkanı seçilmelidir.

3.2.2. Amonyak-su karışımının seçimi

Akışkan seçimi, düşük ve orta sıcaklıktaki atık ısının değerlendirilmesinde kilit rol oynamaktadır. Özellikle atık ısı geri dönüşüm sistemlerinde çalışma akışkanlarından istenen birçok özellik olmasına rağmen, çalışma akışkanlarından istenen en önemli termofiziksel özellikler yüksek buharlaşma entalpisi, düşük yoğunlaşma basıncı, yüksek termal iletkenlik ve çevre dostu olmasıdır. Fakat tüm bu özelliklere sahip bir çalışma akışkanı bulmak oldukça zordur.

Bilindiği gibi Kalina çevriminde amonyak-su karışımı kullanılmaktadır. Amonyakın düşük kaynama noktasına sahip olmasından dolayı amonyak-su karışımının kaynama noktası, suyun kaynama noktasından düşük çıkmaktadır. Ayrıca amonyak, suda homojen olarak çözünmekte ve sudaki amonyak oranı değişebilmektedir. Bu nedenle amonyak-su karışımı değişken kabarcıklara ve çiylenme noktalarına sahip olmakta ve amonyak-su karışımı çevrimde farklı bir akışkan gibi davranabilmektedir. Dolayısıyla, amonyakın buharlaşma

ısısı sudan daha düşük olmasına rağmen, amonyak-su karışımının ısı taşıma kapasitesinin amonyağa göre daha yüksek olması, geleneksel çevrimlerin yüksek sıcaklık gereksinimleri gibi birçok dezavantajı ortadan kaldırmakta ve Kalina çevrimlerini düşük ve orta sıcaklıklı ısı kaynaklarının enerji geri kazanımı için en uygun çevrimlerden biri haline getirmektedir. Ancak unutulmamalı ki, yüksek yoğuşma basıncı, amonyak-su karışımının dezavantajlarından biridir. Bu çalışmada Kalina çevriminde kullanılan amonyak-su karışımı 4 farklı türbin giriş basıncında incelenmiştir. Bu basınçlar 70 bar, 80 bar, 90 bar ve 100 bar olarak tanımlanmaktadır. Bu nedenle amonyak-su karışımının kabarcık ve çiylenme noktaları, türbin giriş basıncına ve amonyak-su konsantrasyonuna bağlı olarak değişmektedir. Amonyak-su karışımının kabarcık ve çiylenme sıcaklık noktalarının konsantrasyon ve basınca göre değişimi Şekil 3.8'de gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Amonyak-su karışımının kabarcık ve çiylenme sıcaklık noktalarının konsantrasyon ve basınca göre değişimi

Kalina çevrimlerinde kullanılan amonyak ve amonyak-su karışımının birçok avantajı bulunmaktadır (Ganesh ve Srinivas, 2017; Maheshwari ve Singh, 2017; Sadeghi, Maghsoudi, Shabani, Gorgani ve Shabani, 2019):

- ✚ Amonyak doğadan elde edilen bir ürün olduğu için organik sıvılarla karşılaştırıldığında oldukça düşük çevresel tehditlere sahiptir.
- ✚ Amonyak, nötralizasyon özelliğinden dolayı atmosferdeki asidik kirliliği azaltmaktadır.

- ✚ Amonyak-su karışımının buharlaşma entalpisi organik akışkanlardan daha yüksektir.
- ✚ Organik akışkanlar düşünüldüğünde amonyak daha kolay erişilebilir ve daha ucuzdur.
- ✚ Saf amonyağın donma sıcaklığı (1 bar basınçta) $-78\text{ }^{\circ}\text{C}$ olmasından dolayı amonyak-su karışımının donma sıcaklığı sudan oldukça düşüktür. Bu nedenle daha düşük bir sıcaklıkta kaynamaya başlamaktadır.
- ✚ Amonyak su ile karıştırıldığında sabit kaynama ve yoğuşma sıcaklığına sahip olmasına rağmen termodinamik özellikleri değişmekte ve amonyak-su karışımı farklı bir akışkan gibi davranmaktadır.
- ✚ Amonyak-su karışımının değişken kaynama sıcaklığı, ısı transferi yoluyla meydana gelen kayıpları azaltmaktadır.
- ✚ Amonyak ve suyun moleküler ağırlıkları birbirine yakın olduğu için (17,03 g/mol, 18,015 g/mol) amonyak ve su buharının termodinamik davranışı hemen hemen aynıdır ve geleneksel buhar türbininde kullanılmasına izin verilmektedir.
- ✚ Amonyak, uygulamalarda nakliye ve kullanım için kanıtlanmış güvenlik prosedürlerine sahiptir.

3.2.3. Enerji ve ekserji analizine matematiksel yaklaşım

Genellikle termodinamik analiz yöntemleri termodinamiğin birinci kanunu olan enerji korunumu ilkesini temel olarak almaktadır. Bu durumu açıklayan birçok durum söz konusudur: mesela enerji yoktan var edilemez ve yok olamaz, yalnızca bir enerji türünden diğerine şekil değiştirir ya da tüm enerjinin toplamı sabit kalır vb. gibi ifadeler prensip olarak aynı anlama gelmektedir. Fakat ekserji enerji korunumunun aksine korunamaz. Fakat ekserji, termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına dayanmasının yanı sıra enerjinin niceliğini ve kalitesini ifade etmektedir. Bir diğer ifadeyle ekserji analizi, proseslerin verimsizlik nedenlerini, konumların etkilerini ve boyutlarını belirlemede oldukça dikkat çekici bir yöntemdir. Mesela, enerji dönüşüm tesislerinde ekserji analizi, yakıt ile çevresel parametrelere karşılık gelen maksimum elektrik üretim potansiyelini belirlememizi sağlar. Bu maksimum değer, ancak yakıtın, tersine çevrilebilir bir süreçte çevre ile mükemmel bir denge içinde kullanılması durumunda elde edileceği anlamına gelmektedir. Ayrıca enerji dönüşüm sistemlerinin termodinamik performans göstergelerinin analiz edilmesi ne kadar önemliyse de önerilen enerji dönüşüm sistemlerinin ekonomik yönünün arzu edilen sınırlar içinde olup olmadığını ortaya çıkarmakta oldukça önemlidir.

Bu bölümde seçilen çalışma akışkanları arasından en iyi çalışma akışkanını ortaya çıkarmak ve sistem performansına etkilerini gözlemlemek için ana taşıyıcı olarak kullanılan GT'nin yanı sıra RC, ORC ve KC alt sistemlerinin enerji ve ekserji hesaplarının termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarına göre nasıl analiz edildiğini ve ayrıca ekonomik analizi gerçekleştirmek için hangi metodun kullanıldığını göstermek için bir hesaplama yaklaşımı verilmektedir (Tiwari, Sherwani ve Atheaya, 2021; Yağlı et al., 2019). Not edilmelidir ki, GT döngüsü şu anda bir tesiste etkin durumdadır. Gaz türbininin deneysel verileri tesisten elde edilmiştir. Diğer veriler Steag GbmH tarafından geliştirilen EBSILON® Professional simülasyon programından elde edilmiştir:

Genel denklemler

Kütle denge denklemi:

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (3.1)$$

Enerji denge denklemi:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta h_\zeta - \sum \dot{m}_g h_g \quad (3.2)$$

Burada \dot{Q} ve \dot{W} ısı akışı ve işi temsil eder. Ekserji genel denklemi aşağıda gösterilmektedir:

$$\dot{E}_{Toplam} = \dot{E}_{kinetik} + \dot{E}_{potansiyel} + \dot{E}_{fiziksel} + \dot{E}_{kimyasal} \quad (3.3)$$

$$\dot{E}_{kinetik} = \frac{1}{2} \dot{m} V^2$$

$$\dot{E}_{potansiyel} = \dot{m} g (z_2 - z_1)$$

Ekserji akışı \dot{E} ile ifade edilir. Yukarıdaki ekserji genel denkleminde kinetik enerji ve potansiyel enerjiden kaynaklı ekserji değerleri ihmal edilmektedir. Kimyasal ekserji özellikle kullanılan yakıtın içeriğine göre değişmekte iken fiziksel ekserji atmosfer sıcaklığına göre değişiklik göstermektedir. Bir yakıtın kimyasal ekserjisinin hesaplanması Eş. 3.11'de açık bir şekilde verilmektedir. Bir ekipmanın ekserji dengesi aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\dot{E}_g = \dot{E}_\zeta + \dot{E}_y \quad (3.4)$$

Burada g, ζ ve y alt indisleri sırasıyla giriş, çıkış ve tahrip edilmiş ekserjiyi ifade etmektedir. Ekserji akışı şu şekilde bulunur:

$$\dot{E} = \dot{m}\psi \quad (3.5)$$

Spesifik fiziksel ekserji ψ ile gösterilir ve şu şekilde hesaplanır:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.6)$$

Ekserji, faydalı işi temsil ettiği için işin ekserji verimliliği %100'dür. Aksine, ısının ekserji verimi %100'ün altındadır. Isının ekserji değeri:

$$\dot{E}_{tsl} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüz}}\right) \dot{Q} \quad (3.7)$$

Burada T_0 ve $T_{yüz}$ sırasıyla ortam sıcaklığını ve ısı transfer yüzey sıcaklığını temsil etmektedir. Bu çalışmada, ekipmanın giriş ve çıkış sıcaklıklarından hesaplanan ortalama değer, ısı transfer yüzey sıcaklığı ($T_{yüz}$) olarak kabul edilmiştir. T_0 ise bölgenin ortalama sıcaklığına (18 °C) karşılık gelmektedir.

Gaz türbini

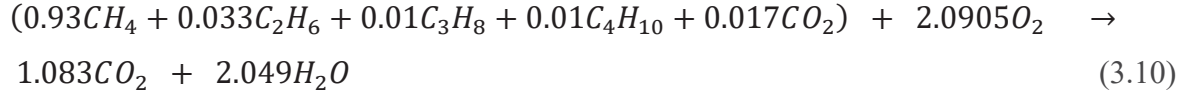
Yakıtın yakılmasıyla yanma odasından elde edilen ısı (Ayub, Sheikh, Tariq, Khan ve Invernizzi, 2018; Koç, Yağlı ve Kalay, 2020; Oyedepo ve Fakeye, 2020):

$$\dot{Q}_{g;GT} = \dot{Q}_{yakıt} = \dot{m}_{yakıt} N K D_{yakıt} \eta_{YO} \quad (3.8)$$

Burada, $N K D_{yakıt}$, doğal gazın net kalorifik değeridir. $N K D_{yakıt}$, doğal gaz için 49002 kJ/kg olarak hesaplanmaktadır. Gaz türbininin yanma odası verimi %95 olarak kabul edilmekte ve η_{YO} ile gösterilmektedir. $\dot{W}_{net;GT}$ gaz türbini tarafından üretilen net güç şu şekilde bulunmaktadır:

$$\dot{W}_{net;GT} = \dot{W}_{GT;tür} - \dot{W}_{GT;komp} \quad (3.9)$$

$\dot{W}_{GT;tür}$ gaz türbini brüt gücünü (türbin shaft gücü) ve $\dot{W}_{GT;komp}$ kompresör güç tüketimini gösterir. Ayrıca, yakıtın yanma odasına ekserji girişi, yakıtın ekserjisi yanmaya dayalı kimyasal reaksiyonu dikkate alınarak hesaplanmaktadır. Yakıtın tamamen yanmasının kimyasal dengesi şu şekilde tanımlanabilir:



Yakıttan sisteme ekserji girişi kimyasal ekserji denklemleri ile hesaplanmaktadır. İdeal bir gazın kimyasal ekserjisi aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır (Dincer ve Rosen, 2015; Nondy ve Gogoi, 2019, 2020):

$$ex_k^{-ke} = \bar{R}T_0 \ln\left(\frac{P_0}{P_\infty}\right) \quad (3.11)$$

P_0 referans ortam basıncını ifade ederken, P_∞ ideal gazın kısmi basıncını ifade etmektedir. Ayrıca bilindiği gibi, \bar{R} ve T_0 sırasıyla molar evrensel gaz sabitini ve referans ortam sıcaklığını temsil eder. Burada \bar{R} : 8,3144 kJ/kmol-K olarak kabul edilmektedir. Sistemde kullanılan yakıtın standart kimyasal ekserjisi ile bulunur (Hosseinpour, Sadeghi, Chitsaz, Ranjbar ve Rosen, 2017; Huang ve diğerleri, 2022):

$$\bar{ex}_{yakıt}^{-ke} = -(\Delta G)_{yakıt} + \sum_P n_k(ex_{k,P}^{-ke}) - \sum_R n_k(ex_{k,R}^{-ke}) \quad (3.12)$$

P ve R sırasıyla ürünleri ve girenleri temsil etmektedir. ΔG her ideal gazın Gibbs değerlerini ve ayrıca n_k her ideal gazın mol değerini belirtir (Dincer ve Rosen, 2015). İdeal bir gazın Gibbs değeri şu şekilde hesaplanır:

$$(\Delta G)_{yakıt} = \sum_P n_{k,P} \bar{\Delta g}_{f_k,P} - \sum_R n_{k,R} \bar{\Delta g}_{f_k,R} \quad (3.13)$$

Her ideal gazın Gibbs değerleri ve kısmi basınçları termodinamik tablolardan elde edilmektedir (Çengel, Boles, Michael ve Kanoğlu, 2019). Yakıtın mol başına kimyasal ekserjisi hesaplandıktan sonra, yakıtın kütle başına kimyasal ekserjisi şu şekilde tanımlanabilir:

$$\dot{E}_{g;GT} = \dot{E}_{yakıt} = \frac{\overline{ex}_{yakıt}^{-ke}}{M_{yakıt}} \quad (3.14)$$

$M_{yakıt}$, yakıtın moleküler ağırlığını temsil etmektedir. GT'nin termal ve ekserjiye dayalı verimliliği şu şekilde elde edilmektedir:

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{net;GT}}{\dot{Q}_{g;GT}} \quad (3.15)$$

$$\varepsilon_{GT} = \frac{W_{net;GT}}{\dot{E}_{g;GT}} \quad (3.16)$$

Buharlı Rankine çevrimi

RC' nin performansı, kombine edilmiş çevrim için analiz edilmektedir. Numaralandırma şekil 3.3'teki tasarımı yapılan buharlı Rankine çevrimi göz önüne alınarak yapılmaktadır. Egzozdan çalışma akışkanına aktarılan toplam ısı miktarı şu şekilde belirlenir:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{egz}(h_7 - h_8) = \dot{m}_{RC}(h_3 - h_2) \quad (3.17)$$

\dot{m}_{RC} , RC' deki suyun kütle debi oranını ifade etmektedir. RC' den net güç üretimi şu şekilde elde edilir:

$$\dot{W}_{net;RC} = \dot{W}_{RC;tür} - \dot{W}_{RC;p} \quad (3.18)$$

Bu denklemde $\dot{W}_{RC;tür}$ RC' den elde edilen güç değerini temsil etmektedir. Ayrıca $\dot{W}_{RC;p}$ buharlı Rankine çevriminde kullanılan pompa tarafından harcanan güç değeri anlamına gelmektedir. Egzoz gazından RC' ye ekserji girişi şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{E}_{g;RC} = \dot{m}_{egz}(\psi_7 - \psi_8) \quad (3.19)$$

Yalnızca RC'nin termal ve ekserji verimliliği aşağıda belirtilen denklemler ile bulunmaktadır (Oyedepo ve diğerleri, 2020):

$$\eta_{RC} = \frac{\dot{W}_{net;RC}}{\dot{Q}_{g;RC}} \quad (3.20)$$

$$\varepsilon_{RC} = \frac{\dot{W}_{net;RC}}{\dot{E}_{g;RC}} \quad (3.21)$$

Organik Rankine çevrimi

ORC'nin enerji ve ekserjiye dayalı analizi, ORC'nin her bir bileşeninin yanı sıra tüm kombine çevrim için de uygulanır. Egzozdan organik çalışma akışkanına aktarılan toplam ısı şu şekilde elde edilir. Numaralandırmalar Şekil 3.4'teki ORC sistemi göz önüne alınarak yapılmaktadır:

$$\dot{Q}_{g;ORC} = \dot{m}_{egz}(h_7 - h_{10}) = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_2) \quad (3.22)$$

Burada \dot{m}_{ORC} ORC'deki organik çalışma akışkanının kütleli debisini temsil etmektedir. ORC'den üretilen net güç şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{W}_{net;ORC} = \dot{W}_{ORC;tür} - \dot{W}_{ORC;p} \quad (3.23)$$

Yukarıdaki formülizasyonda $\dot{W}_{ORC;tür}$ ORC türbininden üretilen gücü ve $\dot{W}_{ORC;p}$ ORC sisteminde kullanılan pompa tarafından kullanılan gücü ifade etmektedir. Egzozdan ORC'ye ekserji girişi şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{E}_{g;ORC} = \dot{m}_{egz}(\psi_7 - \psi_{10}) \quad (3.24)$$

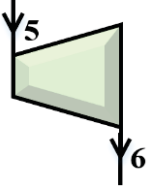
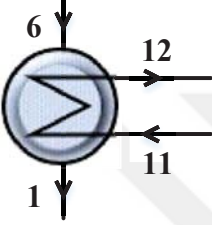


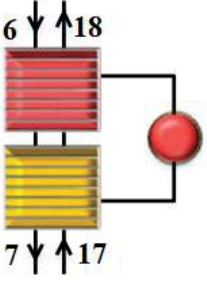

ORC sisteminin termal ve ekserji verimliliği şu şekilde hesaplanır:

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{net;ORC}}{\dot{Q}_{g;ORC}} \quad (3.25)$$

$$\varepsilon_{ORC} = \frac{\dot{W}_{net;ORC}}{\dot{E}_{g;ORC}} \quad (3.26)$$

ORC'nin her bir ekipmanının enerji ve ekserji denklemleri Çizelge 3.2'te gösterilmektedir.

Çizelge 3.3. ORC'nin her bir ekipmanının enerji ve ekserji denklemleri (Abid, Adebayo, ve Atikol, 2019; Ahmadi ve diğerleri, 2020; Safari ve Dincer, 2019; Yağlı ve diğerleri, 2019)

Ekipmanlar	Kütle ve Enerji	Ekserji
 <p>Türbin</p>	$\dot{m}_{ORC} = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$ $\dot{W}_{ORC;tür} = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_6)$ $\eta_{ORC;tür} = \frac{\dot{W}_{ORC;tür}}{\dot{W}_{ORC;tür,izen}}$	$\dot{W}_{ORC;tür,tr} = \dot{m}_{ORC}(\psi_5 - \psi_6)$ $\dot{E}_{ORC;tür,y} = \dot{W}_{ORC;tür,tr} - \dot{W}_{ORC;tür}$ $\varepsilon_{ORC;tür} = \frac{\dot{W}_{ORC;tür}}{\dot{W}_{ORC;tür,tr}}$
 <p>Yoğusturucu</p>	$\dot{m}_{ss} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12}$ $\dot{m}_{ORC} = \dot{m}_6 = \dot{m}_1$ $\dot{Q}_{ORC;yoğ} = \dot{m}_{ORC}(h_6 - h_1)$	$\dot{E}_{ORC;yoğ,y} = \dot{m}_{ORC}(\psi_6 - \psi_1) - \dot{m}_{ss}(\psi_{12} - \psi_{11})$ $\varepsilon_{ORC;yoğ} = \frac{\dot{m}_{ss}(\psi_{12} - \psi_{11})}{\dot{m}_{ORC}(\psi_6 - \psi_1)}$
 <p>Pompa</p>	$\dot{m}_{ORC} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2$ $\dot{W}_{ORC;p} = \dot{m}_{ORC}(h_2 - h_1)$ $\eta_{ORC;p} = \frac{\dot{W}_{ORC;p,izen}}{\dot{W}_{ORC;p}}$	$\dot{W}_{ORC;p,tr} = \dot{m}_{ORC}(\psi_2 - \psi_1)$ $\dot{E}_{ORC;p,y} = \dot{W}_{ORC;p} - \dot{W}_{ORC;p,tr}$ $\varepsilon_{ORC;p} = \frac{\dot{W}_{ORC;p,tr}}{\dot{W}_{ORC;p}}$
 <p>Ön ısıtıcı</p>	$\dot{m}_{egz} = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$ $\dot{m}_{ORC} = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$ $\dot{Q}_{ORC;ön} = \dot{m}_{ORC}(h_3 - h_2)$	$\dot{E}_{ORC;ön,y} = \dot{m}_{egz}(\psi_9 - \psi_{10}) - \dot{m}_{ORC}(\psi_3 - \psi_2)$ $\varepsilon_{ORC;ön} = \frac{\dot{m}_{ORC}(\psi_3 - \psi_2)}{\dot{m}_{egz}(\psi_9 - \psi_{10})}$
 <p>Buharlaştırıcı</p>	$\dot{m}_{egz} = \dot{m}_8 = \dot{m}_9$ $\dot{m}_{ORC} = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$ $\dot{Q}_{ORC;bh} = \dot{m}_{ORC}(h_4 - h_3)$	$\dot{E}_{ORC;bh,y} = \dot{m}_{egz}(\psi_8 - \psi_9) - \dot{m}_{ORC}(\psi_4 - \psi_3)$ $\varepsilon_{ORC;bh} = \frac{\dot{m}_{ORC}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{egz}(\psi_8 - \psi_9)}$
 <p>Aşırı kızdırıcı</p>	$\dot{m}_{egz} = \dot{m}_7 = \dot{m}_8$ $\dot{m}_{ORC} = \dot{m}_4 = \dot{m}_5$ $\dot{Q}_{ORC;ak} = \dot{m}_{ORC}(h_5 - h_4)$	$\dot{E}_{ORC;ak,y} = \dot{m}_{egz}(\psi_7 - \psi_8) - \dot{m}_{ORC}(\psi_5 - \psi_4)$ $\varepsilon_{ORC;ak} = \frac{\dot{m}_{ORC}(\psi_5 - \psi_4)}{\dot{m}_{egz}(\psi_7 - \psi_8)}$

Not: Organik Rankine çevrimi enerji ve ekserji denklemleri Şekil 3.4'e göre numaralandırılmıştır.

Kalina çevrimi

KC'nin enerji ve ekserji hesaplamaları, KC'nin her bir bileşeninin yanı sıra tüm kombine çevrim için yapılmaktadır. Egzoz gazından amonyak-su karışımına transfer edilen toplam ısı şu şekilde elde edilir. Numaralandırma Şekil 3.5'teki tasarımı yapılan KC sistemi göz önüne alınarak yapılmaktadır:

$$\dot{Q}_{g;KC} = \dot{m}_{egz}(h_{14} - h_{15}) = \dot{m}_{KC;krş}(h_5 - h_4) \quad (3.27)$$

Burada $\dot{m}_{KC;krş}$ KC' deki amonyak-suyun kütle akış hızıdır. KC' den üretilen net güç şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{W}_{net;KC} = \dot{W}_{KC;tür} - \dot{W}_{KC;p} \quad (3.28)$$

Burada $\dot{W}_{KC;tür}$ KC türbininden elde edilen gücü temsil eder ve $\dot{W}_{KC;p}$ KC sisteminde kullanılan pompa tarafından harcanan gücü temsil etmektedir. Egzozdan gazından KC sistemine ekserji girişi şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{E}_{g;KC} = \dot{m}_{egz}(\psi_{14} - \psi_{15}) \quad (3.29)$$

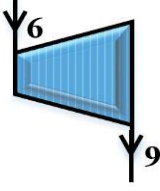
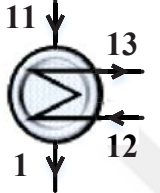

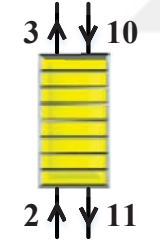
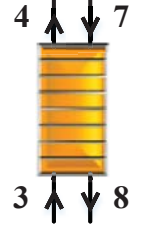
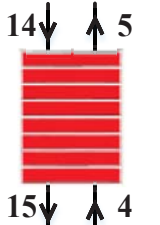
Yalnızca KC sisteminin termal ve ekserji verimliliği şu şekilde bulunur:

$$\eta_{KC} = \frac{\dot{W}_{net;KC}}{\dot{Q}_{g;KC}} \quad (3.30)$$

$$\varepsilon_{KC} = \frac{\dot{W}_{net;KC}}{\dot{E}_{g;KC}} \quad (3.31)$$

Ek olarak, tüm kombine çevrim sistem performans analizi ile birlikte, her bir KC sistem ekipmanları enerji ve ekserji denklemleri kullanılarak analiz edilmektedir. KC sisteminin ekipmanları için kullanılan birinci ve ikinci yasa analiz formülleri Çizelge 3.3'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2. KC bileşenleri için kullanılan birinci ve ikinci yasa analiz formülleri
(Ansarinasab, Hajabdollahi ve Fatimah, 2021; Chatzopoulou ve Markides, 2018; Koç ve Yağlı, 2019; Yang ve diğerleri, 2022)

<i>Ekipmanlar</i>	<i>Kütle ve Enerji</i>	<i>Ekserji</i>
	$\dot{m}_6 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{KC;krş} - \dot{m}_7 = \dot{m}_{tg}$ $\dot{W}_{KC;tür} = \dot{m}_{tg}(h_6 - h_9)$ $\eta_{KC;tür} = \frac{\dot{W}_{KC;tür}}{\dot{W}_{KC;tür,izen}}$	$\dot{W}_{KC;tür,tr} = \dot{m}_{tg}(\psi_6 - \psi_9)$ $\dot{E}_{KC;tür,y} = \dot{W}_{KC;tür,tr} - \dot{W}_{KC;tür}$ $\varepsilon_{KC;tür} = \frac{\dot{W}_{KC;tür}}{\dot{W}_{KC;tür,tr}}$
Türbin		
	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_1 = \dot{m}_{KC;krş}$ $\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{ss}$ $\dot{Q}_{KC;yöğ} = \dot{m}_{KC;krş}(h_{23} - h_{13})$	$\dot{E}_{yöğ,y} = \dot{m}_{KC;krş}(\psi_{11} - \psi_1) - \dot{m}_{ss}(\psi_{13} - \psi_{12})$ $\varepsilon_{KC;yöğ} = \frac{\dot{m}_{ss}(\psi_{13} - \psi_{12})}{\dot{m}_{KC;krş}(\psi_{11} - \psi_1)}$
Yoğuşturucu		
	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{KC;krş}$ $\dot{W}_{KC;p} = \dot{m}_{KC;krş}(h_2 - h_1)$ $\eta_{KC;p} = \frac{\dot{W}_{KC;p,izen}}{\dot{W}_{KC;p}}$	$\dot{W}_{KC;p,tr} = \dot{m}_{KC;krş}(\psi_2 - \psi_1)$ $\dot{E}_{KC;p,y} = \dot{W}_{KC;p} - \dot{W}_{KC;p,tr}$ $\varepsilon_{KC;p} = \frac{\dot{W}_{KC;p,tr}}{\dot{W}_{KC;p}}$
Pompa		
	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{KC;krş}$ $\dot{Q}_{KC;DSR} = \dot{m}_{KC;krş}(h_3 - h_2)$	$\dot{E}_{KC;DSR,y} = \dot{m}_{10}(\psi_{10} - \psi_{11}) - \dot{m}_2(\psi_3 - \psi_2)$ $\varepsilon_{KC;DSR} = \frac{\dot{m}_2(\psi_3 - \psi_2)}{\dot{m}_{10}(\psi_{10} - \psi_{11})}$
DSR		
	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{KC;krş}$ $\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{KC;krş} - \dot{m}_6 = \dot{m}_{ay}$ $\dot{Q}_{KC;YSR} = \dot{m}_{KC;krş}(h_4 - h_3)$	$\dot{E}_{KC;YSR,y} = \dot{m}_{ay}(\psi_7 - \psi_8) - \dot{m}_{KC;krş}(\psi_4 - \psi_3)$ $\varepsilon_{KC;YSR} = \frac{\dot{m}_{KC;krş}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{ay}(\psi_7 - \psi_8)}$
YSR		
	$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{egz}$ $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{KC;krş}$ $\dot{Q}_{bh} = \dot{m}_{KC;krş}(h_5 - h_4)$	$\dot{E}_{bh,y} = \dot{m}_{egz}(\psi_{14} - \psi_{15}) - \dot{m}_{KC;krş}(\psi_5 - \psi_4)$ $\varepsilon_{bh} = \frac{\dot{m}_{KC;krş}(\psi_5 - \psi_4)}{\dot{m}_{egz}(\psi_{14} - \psi_{15})}$
Buharlaştırıcı		

Not: Kalina çevrimi enerji ve ekserji denklemleri Şekil 3.5'e göre numaralandırılmıştır.

Kombine edilmiş güç üretim sistemi

Kombine çevrimin genel performansının daha detaylı analizi için, her bir alt sistemin sonuçları dikkate alınarak tüm sistemin enerji ve ekserji verimliliği hesaplanmaktadır. Kombine sistemin termal ve ekserji verimliliği aşağıdaki eşitlikler ile bulunmaktadır. Kombine çevrimlerin enerji verimleri:

GT-RC için enerji verimi:

$$\eta_{GT;RC} = \frac{\dot{W}_{net;GT} + \dot{W}_{net;RC}}{\dot{Q}_{yakıt}} \quad (3.32)$$

GT-RC-KC için enerji verimi:

$$\eta_{GT;RC;KC} = \frac{\dot{W}_{net;GT} + \dot{W}_{net;RC} + \dot{W}_{net;KC}}{\dot{Q}_{yakıt}} \quad (3.33)$$

GT-RC-ORC için enerji verimi:

$$\eta_{GT;RC;ORC} = \frac{\dot{W}_{net;GT} + \dot{W}_{net;RC} + \dot{W}_{net;ORC}}{\dot{Q}_{yakıt}} \quad (3.34)$$

GT-KC-ORC için enerji verimi:

$$\eta_{GT;KC;ORC} = \frac{\dot{W}_{net;GT} + \dot{W}_{net;KC} + \dot{W}_{net;ORC}}{\dot{Q}_{yakıt}} \quad (3.35)$$

Kombine çevrimlerin ekserji verimleri

GT-RC için enerji verimi:

$$\varepsilon_{GT;RC} = \frac{\dot{W}_{net;GT} + \dot{W}_{net;RC}}{\dot{E}_{yakıt}} \quad (3.36)$$

GT-RC-KC için enerji verimi:

$$\varepsilon_{CGT;RC;KC} = \frac{\dot{W}_{net;GT} + \dot{W}_{net;RC} + \dot{W}_{net;KC}}{\dot{E}_{yakıt}} \quad (3.37)$$

GT-RC-ORC için enerji verimi:

$$\varepsilon_{GT;RC;ORC} = \frac{\dot{W}_{net;GT} + \dot{W}_{net;RC} + \dot{W}_{net;ORC}}{\dot{E}_{yakıt}} \quad (3.38)$$

GT-KC-ORC için enerji verimi:

$$\varepsilon_{GT;KC;ORC} = \frac{\dot{W}_{net;GT} + \dot{W}_{net;KC} + \dot{W}_{net;ORC}}{\dot{E}_{yakıt}} \quad (3.39)$$

Analiz boyunca akışın daimi akış şartlarında olduğu varsayılmaktadır. Kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilmektedir. Atmosfer sıcaklığı 18 °C olarak kabul edilmiştir.

3.2.4. SPECO metoduyla eksergoekonomik analiz yaklaşımı

Bir enerji dönüşüm sisteminin termodinamik performansının artırılmasına yönelik optimizasyon çalışmaları büyük önem taşımaktadır. Ancak bu sistemlerin yatırım maliyetlerinin yüksek olması nedeniyle enerji üretim sistemlerinin ekonomik göstergelerin istenilen sınırlar içinde arzu edilmektedir. Bu nedenle optimizasyon çalışmalarına ek olarak ekonomik analizlerin yapılması oldukça önemlidir. Bu bölümde önerilen enerji dönüşüm sistemlerine uyarlanacak olan eksergoekonomi analiz yöntemi anlatılmaktadır. Eksergoekonomi, her sistem bileşeni için ekserji analizine ve ekonomik ilkelere dayalı termodinamik bakış açısını uygun şekilde birleştiren önemli bir yöntemdir. Bu yöntem, sistemde kullanılan hangi ekipmanın ekonomik olarak daha zayıf veya daha iyileştirilebilme potansiyeli olduğunu ortaya çıkarmaktadır. Burada enerji dönüşüm sistemlerinin ekonomik yönünü değerlendirme sürecinde eksergoekonominin bir dalı olan SPECO metodu kullanılmaktadır. SPECO temel olarak satın alınan ekipman maliyeti, işletme ve bakım maliyeti, her birimin giriş ve çıkış ekserji akış maliyeti dikkate alınarak gerçekleştirilmekte ve enerji dönüşüm sistemlerinde kullanılan ekipmanların sınırlarından giren ve çıkan noktaların ekserji maliyet oranları sistem ekipmanları üzerinde maliyet denge denklemleri sayesinde bulunmaktadır. SPECO ekonomik analizindeki maliyet denge denklemi şu şekilde gösterilmektedir (Gholizadeh, Vajdi ve Rostamzadeh, 2019; Nazari, Heidarnejad ve Porkhial, 2016; Pourpasha, Mohammadfam, Khani, Mohammadpourfard ve Zeinali Heris, 2020).

$$\sum_c \dot{C}_{c,k} + \dot{C}_{w,k} = \sum_g \dot{C}_{g,k} + \dot{C}_{q,k} + \dot{Z}_k \quad (3.40)$$

burada \dot{C} maliyet oranını ifade eder ve şu şekilde bulunur:

$$\dot{C} = c\dot{E} \quad (3.41)$$

Bu formülizasyonda c , her bir akış noktasının ekserji birim maliyetidir. $\dot{C}_{q,k}$ ve $\dot{C}_{w,k}$, her bir bileşenin ısı girişi veya çıkışı, güç giriş veya çıkışı ile ilgili maliyet oranları anlamına gelmektedir. \dot{Z}_k k^{th} bileşenin işletme ve bakım maliyetini içeren sermaye yatırımı maliyetidir ve aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Ghaebi, Namin ve Rostamzadeh, 2018):

$$\dot{Z}_k = \frac{PEC_k \cdot CRF \cdot \phi}{N \cdot 3600} \quad (3.42)$$

PEC k^{th} bileşenin satın alınan ekipman maliyeti iken ϕ bakım faktörüdür. N , yıllık çalışma süresi anlamına gelirken CRF sermaye geri kazanım faktörünü ifade etmektedir ve aşağıdaki denklemle elde edilmektedir (Mohammadkhani, Shokati, Mahmoudi, Yari ve Rosen, 2014):

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (3.43)$$

Bu denklemde i faiz oranını temsil etmektedir. n kombine sistemin ömrü anlamına gelmektedir. Kombine sistemin her bir bileşeni için yardımcı denklemlerle birlikte maliyet denge denklemleri Çizelge 3.4'te verilmektedir.

Çizelge 3.4. Kombine sistemin her bir bileşeni için maliyet dengeleri ve yardımcı denklemler (Bejan, 2016; Ghaebi ve diğerleri, 2018; Dehghani, 2021)

Gaz Türbini		
Ekipman	Maliyet denklemi	Yardımcı eşitlik
Kompresör	$c_1\dot{E}_1 + c_{w_K}\dot{W}_K + \dot{Z}_{komp} = c_2\dot{E}_2$	$c_1 = 0 ; c_{w_{GT}} = c_{w_{komp}}$
Yanma Odası	$c_2\dot{E}_2 + c_{NG}\dot{E}_{NG} + \dot{Z}_{YO} = c_3\dot{E}_3$	$c_{NG} = 4,74\$/GJ$
Gaz Türbini	$c_3\dot{E}_3 + \dot{Z}_{GT} = c_4\dot{E}_4 + c_{w_{GT}}\dot{W}_{GT}$	$c_3 = c_4$
Buharlı Rankine Çevrimi		
Ekipman	Maliyet denklemi	Yardımcı eşitlik
Buhar Türbini	$c_3\dot{E}_3 + \dot{Z}_{RC;tür} = c_4\dot{E}_4 + c_{w_{RC;tür}}\dot{W}_{RC;tür}$	$c_3 = c_4$
Yoğuşturucu	$c_4\dot{E}_4 + c_5\dot{E}_5 + \dot{Z}_{RC;yoğ} = c_1\dot{E}_1 + c_6\dot{E}_6$	$c_1 = c_4$
Pompa	$c_1\dot{E}_1 + c_{w_e}\dot{W}_p + \dot{Z}_{RC;p} = c_2\dot{E}_2$	$c_{w_e} = 0,06\$/$
Buharlaştırıcı	$c_7\dot{E}_7 + c_2\dot{E}_2 + \dot{Z}_{RC;bh} = c_8\dot{E}_8 + c_3\dot{E}_3$	$c_7 = c_8$
Organik Rankine Çevrimi		
Ekipman	Maliyet denklemi	Yardımcı eşitlik
ORC-Türbin	$c_5\dot{E}_5 + \dot{Z}_{ORC;tür} = c_6\dot{E}_6 + c_{w_{ORC;tür}}\dot{W}_{ORC;tür}$	$c_5 = c_6$
Yoğuşturucu	$c_6\dot{E}_6 + c_{11}\dot{E}_{11} + \dot{Z}_{ORC;yoğ} = c_1\dot{E}_1 + c_{12}\dot{E}_{12}$	$c_1 = c_6$
Pompa	$c_1\dot{E}_1 + c_{w_e}\dot{W}_{ORC;p} + \dot{Z}_{ORC;p} = c_2\dot{E}_2$	$c_{w_e} = 0,06\$/$
Ön ısıtıcı	$c_9\dot{E}_9 + c_2\dot{E}_2 + \dot{Z}_{ORC;ön} = c_{10}\dot{E}_{10} + c_3\dot{E}_3$	$c_{10} = 0$
Buharlaştırıcı	$c_8\dot{E}_8 + c_3\dot{E}_3 + \dot{Z}_{ORC;bh} = c_9\dot{E}_9 + c_4\dot{E}_4$	$c_8 = c_9$
Aşırı kızdırıcı	$c_7\dot{E}_7 + c_4\dot{E}_4 + \dot{Z}_{ORC;ak} = c_8\dot{E}_8 + c_5\dot{E}_5$	$c_7 = c_8$
Kalina Çevrimi		
Ekipman	Maliyet denklemi	Yardımcı eşitlik
KC-Türbin	$c_6\dot{E}_6 + \dot{Z}_{KC;tür} = c_9\dot{E}_9 + c_{w_{KC;tür}}\dot{W}_{KC;tür}$	$c_6 = c_9$
Karışım odası	$c_9\dot{E}_9 + c_8\dot{E}_8 + \dot{Z}_{KC;kar} = c_{10}\dot{E}_{10}$	$c_9 = c_{10}$
Yoğuşturucu	$c_{11}\dot{E}_{11} + c_{12}\dot{E}_{12} + \dot{Z}_{KC;yoğ} = c_1\dot{E}_1 + c_{13}\dot{E}_{13}$	$c_1 = c_{11}$
Pompa	$c_1\dot{E}_1 + c_{w_e}\dot{W}_{KC;p} + \dot{Z}_{KC;p} = c_2\dot{E}_2$	$c_{w_e} = 0,06\$/$
DSR	$c_2\dot{E}_2 + c_{10}\dot{E}_{10} + \dot{Z}_{KC;DSR} = c_3\dot{E}_3 + c_{11}\dot{E}_{11}$	$c_{10} = c_{11}$
YSR	$c_3\dot{E}_3 + c_7\dot{E}_7 + \dot{Z}_{KC;YSR} = c_4\dot{E}_4 + c_8\dot{E}_8$	$c_7 = c_8$
Buharlaştırıcı	$c_{14}\dot{E}_{14} + c_4\dot{E}_4 + \dot{Z}_{KC;bh} = c_{15}\dot{E}_{15} + c_5\dot{E}_5$	$c_{15} = 0$
Ayrıştırıcı	$c_5\dot{E}_5 + \dot{Z}_{KC;ayr} = c_6\dot{E}_6 + c_7\dot{E}_7$	$c_6 = c_7$

Not: Gaz türbini, Buharlı Rankine çevrimi, Organik Rankine çevrimi ve Kalina çevriminin maliyet eşitlikleri sırasıyla Şekil 3.2, Şekil 3.3, Şekil 3.4 ve Şekil 3.5'e göre gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada, kombine sistemde buharlaştırıcı, ön ısıtıcı, aşırı kızdırıcı, DSR, LTR ve yoğuşturucu ısı değiştirici olarak kullanılmıştır. Ayrıca kombine sistem, gaz türbini bileşenleri ile birlikte diğer önerilen sistemlerin türbin ve pompa bileşenlerinden meydana gelmektedir. Bu nedenle ekonomik analizden önce her bir bileşenin yaklaşık PEC denklemleri hesaplanmalıdır. Kombine sistemde kullanılan her bir bileşenin PEC maliyeti değerleri için gerekli formülasyonlar Çizelge 3.5'te verilmektedir.

Çizelge 3.5. Gaz türbini, Buharlı Rankine, Kalina ve organik Rankine çevriminde kullanılan her bir ekipmanın satın alınan ekipman maliyet denklemleri

Gaz Türbini		
Ekipmanlar	Satın alınan ekipman maliyeti (PEC)	Referans
Kompresör	$71,1(\dot{m}_g/(0,90 - \eta_{komp;izen})) \left(\frac{P_c}{P_g}\right) \ln\left(\frac{P_c}{P_g}\right)$	(Gholizadeh, Vajdi ve Mohammadkhani, 2019)
Yanma Odası	$46,08\dot{m}_g \left((1 + e^{(0,018T_c-26,4)}) (1/(0,995 - \frac{P_c}{P_g})) \right)$	(Gholizadeh, Vajdi ve Mohammadkhani, 2019; Haghghat Mamaghani, Najafi, Shirazi ve Rinaldi, 2015)
Gaz Türbini	$\left(\frac{479,34\dot{m}_g}{0,92 - \eta_{GT;izen}} \right) \ln(P_g/P_c) (1 + e^{(0,036T_g-54,4)})$	(Gholizadeh, Vajdi ve Mohammadkhani, 2019; Khaljani, Khoshbakhti Saray ve Bahlouli, 2015)
Buharlı Rankine Çevrimi		
Ekipmanlar	Satın alınan ekipman maliyeti (PEC)	Referans
Buharlaştırıcı	$130(A_{RC;bh}/0,093)^{0,78}$	(Sartori da Silva ve Matelli, 2019)
Türbin	$6000(\dot{W}_{RC;tür})^{0,7}$	(Cavalcanti ve Motta, 2015)
Yoğuşturucu	$588(A_{RC;yoğ})^{0,8}$	(Nazari ve diğerleri, 2016)
Pompa	$3540(\dot{W}_{RC;p})^{0,7}$	(Cavalcanti ve Motta, 2015)
Kalina Çevrimi		
Ekipmanlar	Satın alınan ekipman maliyeti (PEC)	Referans
Türbin	$4405(\dot{W}_{KC;tür})^{0,7}$	(Mahmoudi, Pourreza, Akbari ve Yari, 2016)
Yoğuşturucu	$1397(A_{KC;yoğ})^{0,89}$	(Mosaffa, Hasani Mokarram ve Garousi Farshi, 2017)
Pompa	$1120(\dot{W}_{KC;p})^{0,8}$	(Özahi ve Tozlu, 2020)
DSR	$2681(A_{KC;DSR})^{0,59}$	(Ji-chao ve Sobhani, 2021)
YSR	$2681(A_{KC;YSR})^{0,59}$	(Malik ve diğerleri, 2020)
Buharlaştırıcı	$1397(A_{KC;bh})^{0,89}$	(Mosaffa ve diğerleri, 2017)
Organik Rankine Çevrimi		
Ekipmanlar	Satın alınan ekipman maliyeti (PEC)	Referans
Türbin	$6000(\dot{W}_{ORC;tür})^{0,7}$	(Ghorbani, Khoshgoftar-Manesh, Nourpour ve Blanco-Marigorta, 2020)
Yoğuşturucu	$1773\dot{m}_g$ (Ana hat)	(Özahi ve Tozlu, 2020)
Pompa	$3540(\dot{W}_{ORC;p})^{0,71}$	(Pourpasha ve diğerleri, 2020)
Ön ısıtıcı	$2681(A_{ORC;ön})^{0,59}$	(Wang ve Dai, 2016)
Buharlaştırıcı	$130(A_{ORC;bh}/0,093)^{0,78}$	(Haghghat Mamaghani, 2015)
Aşırı kızdırıcı	$2681(A_{KC;ak})^{0,59}$	(Wang ve Dai, 2016)

Burada KC'de kullanılan ayrıştırıcı ve karışım odasının maliyeti oldukça düşük olduğundan bu ekipmanların yatırım maliyeti göz ardı edilmektedir. Isı değiştiricilerin satın alınan

ekipman maliyetinin hesaplanması için ısı transfer yüzey alanı belirlenmelidir. Bir ısı değiştiricinin ısı transfer yüzey alanı (Tian, Parikhani, Jermsttiparsert ve Ashraf, 2020):

$$A_k = \frac{\dot{Q}_k}{U_k LMTD} \quad (3.44)$$

Burada \dot{Q}_k ve U_k , kW cinsinden transfer edilen ısı miktarı ve kW/m²K olarak ekipmanın ısı iletim katsayısı anlamına gelmektedir. LMTD, logaritmik ortalama sıcaklık farkını ifade etmekte ve şu şekilde formüle edilmektedir (A. Koç, Yağlı, Bilgic, Y. Koç ve Özdemir, 2020):

$$LMTD = \frac{\Delta T_{maks} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{maks}}{\Delta T_{min}}} \quad (3.45)$$

ΔT_{maks} ve ΔT_{min} , ısı değiştiricilerin giriş ve çıkışları arasındaki maksimum ve minimum sıcaklık farkıdır. Ekipmanda kullanılan malzemenin cinsi ve bileşenlere giren akışkanların fazları gibi parametreler ısı transfer katsayısı üzerinde etkili parametrelerdir. Bu nedenle bu çalışmada kullanılan ısı değiştiricilerin ısı iletim katsayısı değerleri birbirinden farklılık göstermektedir. Bu çalışmada kullanılan ısı değiştiriciler için kabul edilen U_k değerleri Çizelge 3.6'da özetlenmiştir.

Çizelge 3.6. Isı eşanjörleri için kabul edilen U_k değerleri (Nazari ve diğerleri, 2016; Özahi, Tozlu ve Abuşoğlu, 2018; Tempesti ve Fiaschi, 2013)

Parameters	U_k (kW/m ² K)
Buharlaştırıcı (KC)	0,125
Buharlaştırıcı (ORC)	0,6
Buharlaştırıcı (RC)	0,125
Yoğuşturucu	0,5
Ön ısıtıcı	0,2
Aşırı kızdırıcı	0,125
DSR	0,2
YSR	0,125

F ve P-kuralları, eksergoekonomik analiz için oldukça önemlidir. Ürün (P) ve yakıt (F) doğru tanımlanmadığında elde edilen veriler hatalı sonuçlara yol açabilmektedir. Burada yakıt, ürünü elde etmek için kullanılan kaynak anlamına gelirken, ürün sistem tarafından elde edilmek istenen sonucu tanımlamaktadır. Her ekipman için ürün ve yakıt, ekipman sınırlarını geçen akış üzerindeki her noktanın ekserji değeri kullanılarak hesaplanmaktadır. Örneğin,

birleşik sistemde kullanılan türbin dikkate alındığında, yakıt, aynı çalışma akışkanı akış yönünde giren ve çıkan ekserji değerleri arasındaki fark olarak tanımlanmakta ve ürün, shaft gücü çıkışı olmaktadır. Yakıtlar ve ürünler, sistemin her bir ekipmanı için belirlenmektedir. Gaz türbini, buharlı Rankine çevrimi, organik Rankine çevrimi ve Kalina çevrimi için ekserji değerlerine bağlı olarak bileşenlerin ayrıntılı yakıt ve ürünleri Çizelge 3.7'de gösterilmektedir.

Çizelge 3.7. Kombine sistemde kullanılan bileşenlerin yakıtlarının ve ürünlerinin belirlenmesi (Mohammadkhani, Yari ve Ranjbar, 2019; Tian ve diğerleri, 2020)

Gaz Türbini		
Ekipman	Yakıt	Ürün
Kompresör	\dot{W}_K	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$
Yanma Odası	\dot{E}_{NG}	$\dot{E}_3 - \dot{E}_2$
Gaz Türbini	$\dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\dot{W}_{T;GT}$
Buharlı Rankine Çevrimi		
Ekipman	Yakıt	Ürün
Buhar Türbini	$\dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\dot{W}_{RC;tür}$
Yoğuşturucu	$\dot{E}_4 - \dot{E}_1$	$\dot{E}_6 - \dot{E}_5$
Pompa	$\dot{W}_{RC;p}$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$
Buharlaştırıcı	$\dot{E}_7 - \dot{E}_8$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_2$
Organik Rankine Çevrimi		
Ekipman	Yakıt	Ürün
ORC-Türbin	$\dot{E}_5 - \dot{E}_6$	$\dot{W}_{ORC;tür}$
Yoğuşturucu	$\dot{E}_6 - \dot{E}_1$	$\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}$
Pompa	$\dot{W}_{ORC;p}$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$
Ön ısıtıcı	$\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_2$
Buharlaştırıcı	$\dot{E}_8 - \dot{E}_9$	$\dot{E}_4 - \dot{E}_3$
Aşırı kızdırıcı	$\dot{E}_7 - \dot{E}_8$	$\dot{E}_5 - \dot{E}_4$
Kalina Çevrimi		
Ekipman	Yakıt	Ürün
KC-Türbin	$\dot{E}_6 - \dot{E}_9$	$\dot{W}_{KC;tür}$
Karışım odası	$\dot{E}_8 + \dot{E}_9$	\dot{E}_{10}
Yoğuşturucu	$\dot{E}_{11} - \dot{E}_1$	$\dot{E}_{13} - \dot{E}_{12}$
Pompa	$\dot{W}_{KC;p}$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$
DSR	$\dot{E}_{10} - \dot{E}_{11}$	$\dot{E}_3 - \dot{E}_2$
YSR	$\dot{E}_7 - \dot{E}_8$	$\dot{E}_4 - \dot{E}_3$
Buharlaştırıcı	$\dot{E}_{14} - \dot{E}_{15}$	$\dot{E}_5 - \dot{E}_4$
Ayrıştırıcı	\dot{E}_5	$\dot{E}_6 + \dot{E}_7$

Not: Gaz türbini, Buharlı Rankine çevrimi, Organik Rankine çevrimi ve Kalina çevriminin maliyet eşitlikleri sırasıyla Şekil 3.2, Şekil 3.3, Şekil 3.4 ve Şekil 3.5'e göre gerçekleştirilmiştir.

Yukarıdaki denklemler ve kabuller kullanılarak tasarlanan sistemdeki her bir bileşenin yatırım maliyetini bulmak mümkündür. Her bileşen için yatırım maliyetleri hesaplandıktan sonra, tasarlanan sistemler için toplam yatırım maliyeti şu şekilde hesaplanabilir:

Buharlı Rankine çevrimi için:

$$PEC_{RC} = PEC_{bh} + PEC_{tür} + PEC_{yoğ} + PEC_p \quad (3.46)$$

Organik Rankine çevrimi için:

$$PEC_{ORC} = PEC_{ön} + PEC_{bh} + PEC_{ak} + PEC_{tür} + PEC_{yoğ} + PEC_p \quad (3.47)$$

Kalina çevrimi için:

$$PEC_{KC} = PEC_{tür} + PEC_{yoğ} + PEC_p + PEC_{DSR} + PEC_{YSR} + PEC_{bh} \quad (3.48)$$

RC-ORC

$$PEC_{RC-ORC} = PEC_{RC} + PEC_{ORC} \quad (3.49)$$

RC-KC

$$PEC_{RC-KC} = PEC_{RC} + PEC_{KC} \quad (3.50)$$

KC-ORC

$$PEC_{KC-ORC} = PEC_{KC} + PEC_{ORC} \quad (3.51)$$

Analizler sırasında kabul edilen ekonomik parametreler Çizelge 3.8'de sunulmaktadır.

Çizelge 3.8. Ekonomik başlangıç parametreler

Parametreler	Birim	Değer
Yıllık çalışma süresi (N)	saat	7800
Faiz oranı (i)	%	15
Bakım faktörü (ϕ)	%	6
Tesis ömrü (n)	yıl	20
Kapasite faktörü (CF)	-	0,89

Her bileşen için ekserji yok etme maliyeti şu şekilde hesaplanır:

$$\dot{C}_{D,k} = c_{F,k} \dot{E}_{D,k} \quad \dot{E}_P \text{ sabitse} \quad (3.52)$$

$$\dot{C}_{D,k} = c_{P,k} \dot{E}_{D,k} \quad \dot{E}_F \text{ sabitse} \quad (3.53)$$

Verilen eşitliklerde $c_{F,k}$ ve $c_{P,k}$ kombine sistemin k^{th} bileşenin ürün ve yakıt ekserji birim maliyetini temsil etmekte ve aşağıdakiler tarafından belirlenmektedir:

$$c_{F,k} = \frac{\dot{C}_{F,k}}{\dot{E}_{F,k}} \quad (3.54)$$

$$c_{P,k} = \frac{\dot{C}_{P,k}}{\dot{E}_{P,k}} \quad (3.55)$$

Nispi maliyet farkı (r_k) ve eksergoekonomik faktör (f_k), sistemlerde kullanılan bileşenlerin ekonomik yönü hakkında önemli bilgiler veren çok faydalı parametrelerdir. Nispi maliyet farkı, yakıt ve bileşenin ürünü arasındaki ekserji birimi başına ortalama maliyetteki nispi artışı göstermektedir. Eksergoekonomik faktör, sermaye yatırımı, işletme ve bakım maliyetlerinin yanı sıra ekserji yıkım maliyetlerini de dikkate almaktadır. Kombine sistemin k^{th} bileşeni için nispi maliyet farkı ve eksergoekonomik faktör aşağıda verilen denklemler ile bulunur (Abbasi, Pourrahmani, Yavarinasab, Emadi ve Hoorfar, 2019):

$$r_k = \frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \quad (3.56)$$

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_{D,k} + \dot{C}_{L,k}} \quad (3.57)$$

Eksergoekonomik optimizasyon, ürünlerin birim ekserji maliyetini en aza indirmeyi amaçlamaktadır. Önerilen sistemlerin ürünlerinin birim ekserji maliyeti ile hesaplanmaktadır (Sohani, Hoseinzadeh ve Berenjkar, 2021):

$$C_{sistem} = \frac{CRF.PEC_k + \phi}{W_{net}.n} \quad (3.58)$$

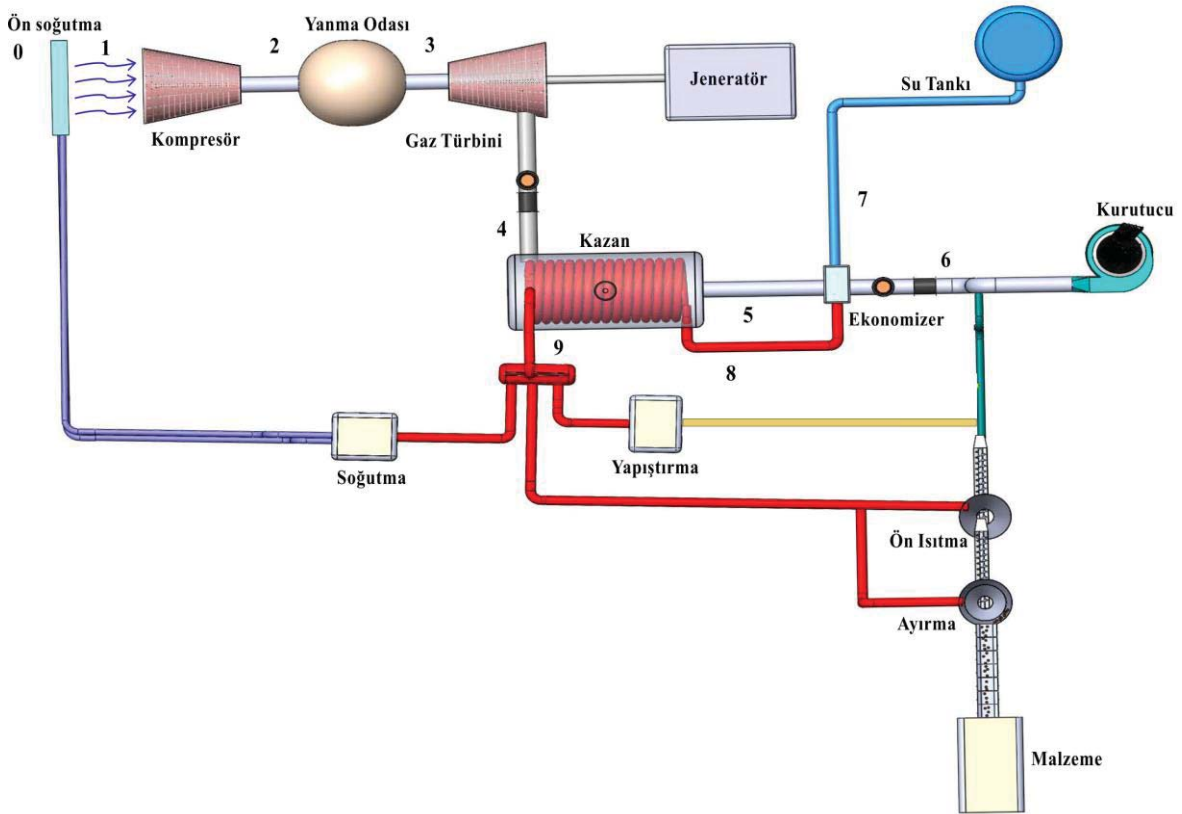
Son olarak, önerilen sistemlerin geri ödeme süresi (Wang ve diğerleri, 2012):

$$Geri\ ödeme\ süresi_k = \frac{\log \frac{(W_{net}.n.c_{satış}) - \phi}{(W_{net}.n.c_{satış}) - \phi - (i.PEC_k)}}{\log(1+i)} \quad (3.59)$$

$c_{satış}$ tesisin kurulacağı bölgenin elektrik satış fiyatıdır ve 0,06 \$/kWh (1 Dolar:7,9 TL) olarak kabul edilmektedir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Doğal gaz yakıtlı gaz türbini temelli kojenerasyon sistemi, elektrik ihtiyacını karşılamanın yanı sıra türbinden atmosfere bırakılan egzoz gazını kullanarak ağaç ürünlerinin üretim prosesleri için gerekli olan buharı karşılamakta ve ayrıca chiller kullanılarak soğutma ihtiyacını sağlamaktadır. Bu nedenle egzoz gazı atık ısısının geri kazanılması sayesinde tesiste önemli miktarda enerji tasarrufu sağlanmakta ve bunun sonucunda atmosfer üzerindeki olumsuz çevresel etkiler ciddi oranda azaltılmaktadır. Ağaç sanayisinde kullanılmakta olan doğal gaz destekli gaz türbininin ana taşıyıcı olarak kullanıldığı kojenerasyon sistemi Şekil 4.1'de gösterilmektedir.



Şekil 4.1. Ağaç sanayisinde kullanılmakta olan doğal gaz destekli gaz türbininin ana taşıyıcı olarak kullanıldığı kojenerasyon sistemi

Bu tesiste, özellikle sıcak aylarda, kompresör verimliliğini ve dolayısıyla genel sistem verimliliği artırmak için sisteme giren atmosferik hava soğutulmakta ve daha sonra atmosferik ama hava sıkıştırma işlemi için kompresöre iletilmektedir. Sıkıştırılan hava, yanma işlemi için farklı debilerde doğal gazın havaya enjekte edildiği yanma odasına gönderilmektedir. Doğal gazın yanma odasında yakılmasıyla üretilen yüksek sıcaklıktaki

gaz, gaz türbininde mekanik güç elde edilmekte ve jeneratörde elektriğe dönüştürülmektedir. Türbinden çıkan düşük basınçlı gaz, 11,80 bar'da üretim prosesinde kullanılması için gerekli olan doymuş buharı (458,15 K) üretmek için kazana gönderilmektedir. Fakat ekonomizerde su tankından (293,15 K) gelen su, kazandan gelen egzoz gazı ile kazana girmeden önce 377,15 K'e ısıtılmaktadır. Kazandan çıkan doymuş buhar, ürün iyileştirme işlemlerinin yanı sıra soğutma, tutkallama işlemlerinde de kullanılmaktadır. Tutkallama işleminden önce ön ısıtıcı bölümünde talaşlar doymuş buharla yumuşatılmakta ve daha sonra yumuşayan talaşlar iyileştirme bölümünde elyafa dönüştürülmektedir. Tutkallama işleminden sonra ekonomizerden gelen egzoz gazı kullanılarak lifin nem oranı kurutucuda istenilen değere (%10) getirilmektedir. Son olarak kurutma işlemi için kullanılan egzoz gazı atmosfere bırakılmaktadır.

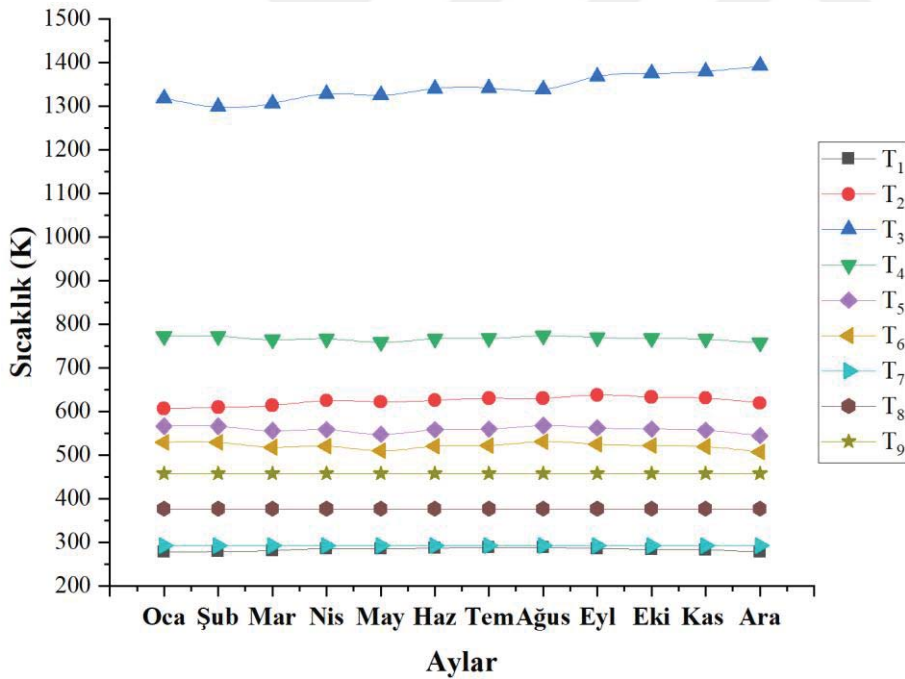
Ana taşıyıcı olarak doğal gaz destekli gaz türbininin kullanıldığı kojenerasyon sistemi, tesis için elektrik ve ağaç ürünleri üretimi açısından büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle, kararlı bir sistem çalışma koşulunun değerlendirilmesi kaçınılmazdır. Kojenerasyon sisteminin deneysel ve teorik analiz karşılaştırmasının yapılabilmesi için nominal çalışma koşulları Çizelge 4.1'de belirtilmektedir.

Çizelge 4.1. Tesisten elde edilen mevcut gaz türbininin nominal çalışma koşulları (Koç, Köse ve Yağlı, 2019)

Parametre	Değer	Birim
Kompresör izentropik verim	93	%
Kompresör basınç oranı	15	-
Gaz türbini izentropik verim	86	%
Yanma odası etkinliği	95	%
Gaz türbini termal verimi	33	%
Gaz türbini ekserji verimi	30	%
Gaz türbini egzoz gazı çıkış sıcaklığı	500	°C
Yakıt tipi	Doğal gaz	-
Gaz türbini net güç üretimi	6200	kW
Yakıtın kütleli debisi	0,39-0,44	kg/s
Havanın kütleli debisi	21,36-21,41	kg/s

4.1. Doğal Gaz Yakıtlı GT'nin Kullanıldığı Kojenerasyon Sisteminin Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi ve Karşılaştırılması

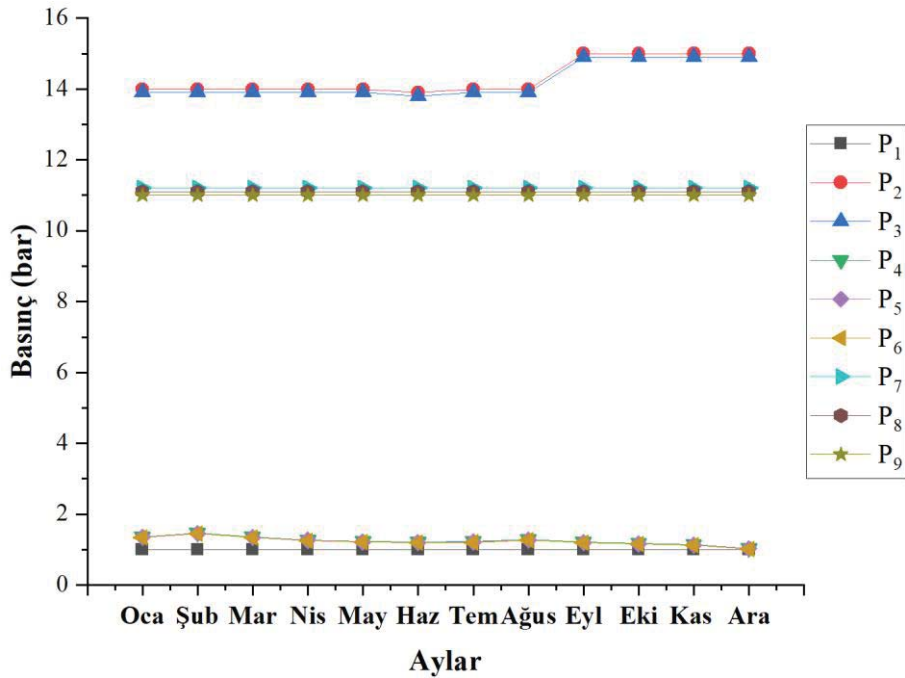
Gaz türbini destekli kojenerasyon sisteminin mevcut durumu, Türkiyede bir ağaç endüstrisinde yer alan sistemden kaydedilen yıllık veriler kullanılarak teorik hesaplamalarla karşılaştırılmıştır. Ayrıca teorik ve gerçek sistem parametrelerinin karşılaştırılmasından sonra bölge için kaydedilen aylık meteorolojik veriler kaydedilmiş, kojenerasyon sisteminin yıllık enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Teorik ve gerçek verilerden ve hesaplamalardan elde edilen sonuçlar güç, enerji, ekserji, geri iş oranı ve yakıt tüketimi bakımından birbirleriyle karşılaştırılmakta ve sistemin yıllık olarak ürettiği parametreler detaylı olarak incelenmektedir. Son olarak maksimum ve minimum performans gösterdiği aylar ayrıntılı olarak gösterilmiştir. Doğal gaz yakıtlı gaz türbini tabanlı kojenerasyon sisteminden kaydedilen her bir noktanın aylık bazda yıllık sıcaklık değişimi Şekil 4.2'de gösterilmektedir.



Şekil 4.2. Doğal gaz yakıtlı gaz türbini tabanlı kojenerasyon sisteminin her bir noktasında kaydedilen aylık bazda yıllık sıcaklık değişimi

Özellikle atmosferik havanın diğer mevsimlere göre daha sıcak olduğu yaz mevsimlerinde kompresör giriş havasını soğutmak için kullanılan hava soğutma sistemi, mevcut gaz türbini çevrimlerinde sıklıkla kullanılmaktadır. Kompresöre giren atmosferik havanın sıcaklığının kojenerasyon sistem performansına doğrudan etkisi nedeniyle, bu çalışmada incelenen doğal

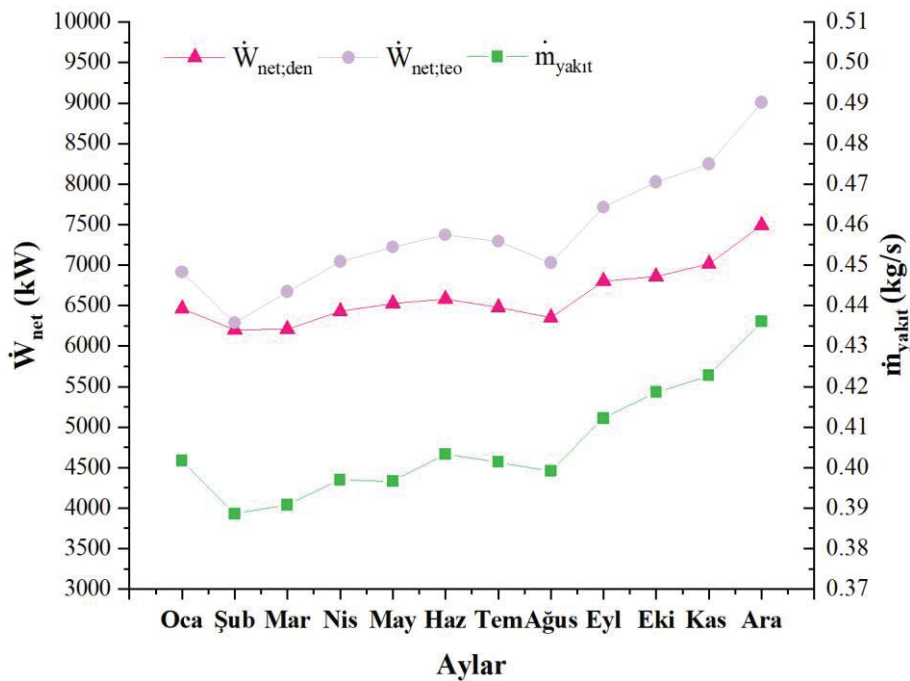
gaz yakıtlı gaz türbini tabanlı kojenerasyon sistemi, hava soğutma sistemini aktif olarak kullanmaktadır. Bu sayede sistem verimliliği bir dereceye kadar iyileştirilmektedir (Du ve diğerleri, 2021; Kakaras, Doukelis ve Karellas, 2004). Ölçülen sıcaklık değerleri göz önüne alındığında, yıl boyunca sıcaklıkta önemli bir değişiklik gözlenmemektedir. En yüksek ve en düşük türbin giriş sıcaklıkları sırasıyla Aralık ve Şubat aylarında 1392,45 K ve 1298,30 K olarak ölçülmüştür. Bunun en önemli nedeni, kompresöre giren hava sıcaklığı Aralık ve Şubat aylarında birbirine yakın olmasına rağmen Aralık ayında yanma odasına daha fazla yakıt enjekte edilmesidir. Doğal gaz yakıtlı gaz türbini tabanlı kojenerasyon sisteminin her bir noktasında ölçülen aylık bazlı yıllık basınç değişimleri Şekil 4.3'te gösterilmektedir.



Şekil 4.3. Doğal gaz yakıtlı gaz türbini tabanlı kojenerasyon sisteminin her bir noktasında ölçülen aylık bazlı yıllık basınç değişimi

Basınç değişim grafiğinde görüldüğü gibi basınç değerleri yaklaşık olarak sabit kalmaktadır. Basınç değerlerinde dalgalanma olmaması kojenerasyon sisteminin sorunsuz çalıştığına işaret etmektedir. Ancak atmosfer basıncı 1 bar olarak kabul edildiğinde kompresör basınç oranı tesisin ihtiyaçların doğrultusunda Ağustos'tan sonra 13,9 bar'dan 14,9 bar'a değişmektedir. Ayrıca Ağustos ayından sonra daha fazla elektrik üretimine ihtiyaç duyulması nedeniyle yakıt miktarı da artmaktadır. Böylece Eylül ayı itibariyle türbin giriş sıcaklığı ve kompresör basınç oranının yakıt tüketimi ve elektrik üretimine bağlı olarak arttığı, kaydedilen verilerden açıkça görülmektedir. Tüm bunlara bağlı olarak gaz türbininin enerji ve ekserji verimi Eylül ve Aralık ayları arasında yükselmektedir.

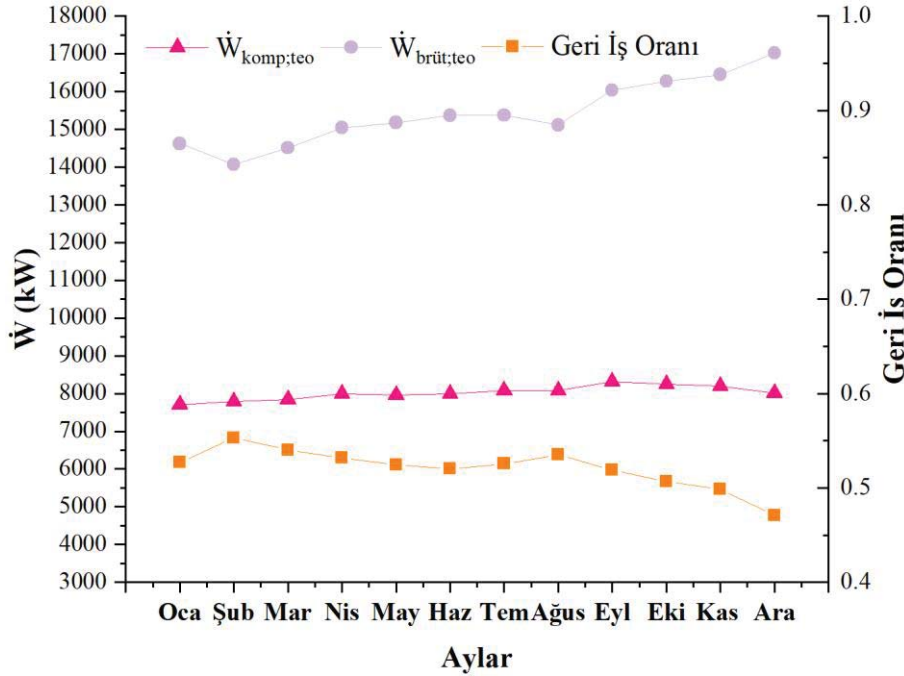
Bahsedildiği gibi, gaz türbini tabanlı kojenerasyon sisteminde yakıt olarak doğalgaz kullanılmaktadır. Sistemin günlük yakıt tüketimi deneysel olarak ölçülmekte ve bir yıl boyunca her ay için ortalama yakıt tüketimi kaydedilmektedir. Ayrıca ölçülen yakıt tüketim değerlerine dayanılarak teorik ve deneysel net güç üretimi, yakıtın sistem performansına etkisini incelemek ve deneysel olarak hesaplanan sistem performansının teorik hesaplamalara ne kadar yakın olduğunu göstermek için tek bir grafikte toplanmıştır. Aylık bazda yıllık yakıt tüketimi, teorik net güç üretimi ve deneysel net güç üretimi Şekil 4.4'te verilmektedir.



Şekil 4.4. Aylık bazda yıllık yakıt tüketimi, teorik net güç üretimi ve deneysel net güç üretimi

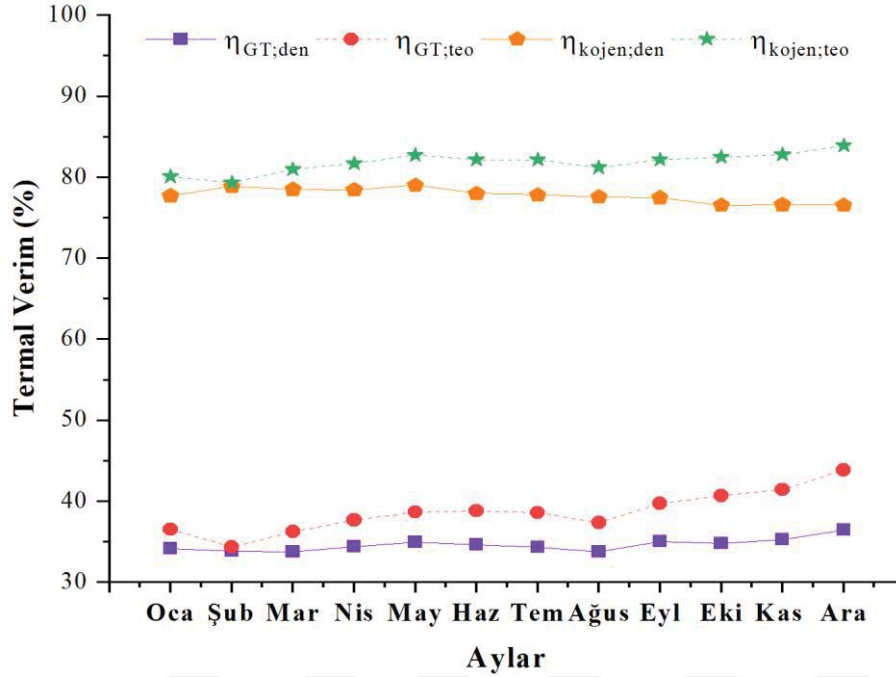
Santralin değişen enerji ihtiyacı nedeniyle yakıt tüketimi de bu yönde dalgalanmaktadır. Deneysel ölçümlerde yıl boyunca yakıt tüketiminde dalgalanmalar gözlemlenmektedir. Bu nedenle yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi yakıt tüketimindeki değişim net güç üretimini doğrudan etkilemektedir. Aralık ayında yakıt tüketimi ve net elektrik üretimi maksimum değere ulaşmaktadır. Öte yandan en düşük elektrik üretiminin Şubat ayında olduğu görülmektedir. Çünkü Aralık ayında 0,436 kg/s yakıt tüketilirken, Şubat ayında 0,388 kg/s yakıt tüketilmektedir. Deneysel güç değeri 6200 kW ile 7493 kW arasında değişirken teorik güç değeri 6287,13-9007,07 kW arasında değişmektedir. Geri iş oranının incelenmesi ve kompresör gücün gaz türbininden üretilen brüt güce göre karşılaştırılması sistem performansı üzerinde oldukça önemli bilgiler verebilmektedir. Teorik olarak hesaplanan brüt

güç, kompresör güç tüketimi ve geri iş oranının aylara göre karşılaştırılması Şekil 4.5'te verilmektedir.



Şekil 4.5. Teorik olarak hesaplanan brüt güç, kompresör güç tüketimi ve geri iş oranının aylara göre karşılaştırılması

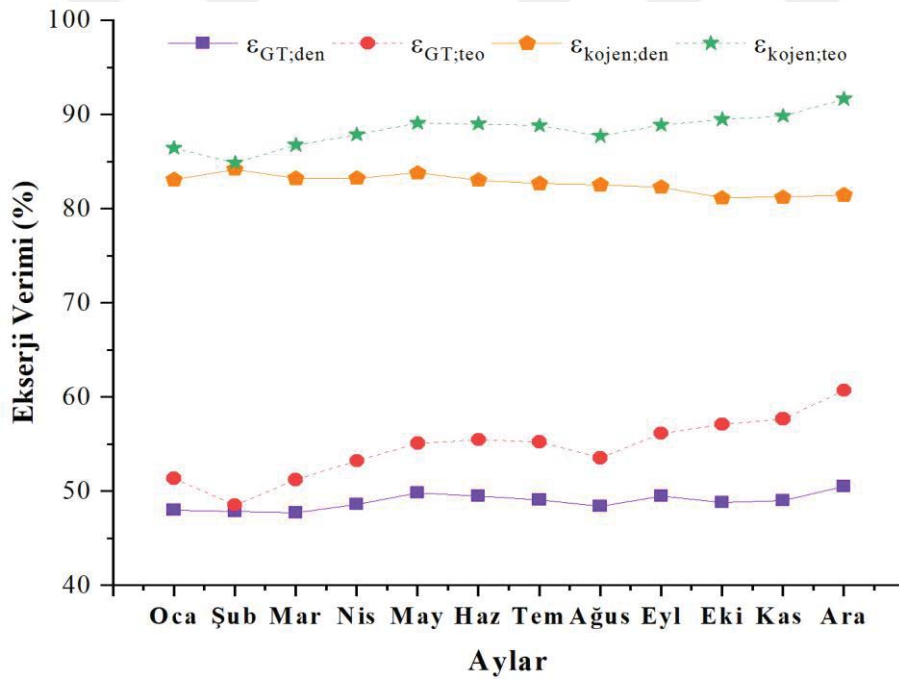
Kompresör güç tüketiminin brüt güce oranı olarak tanımlanan geri iş oranı, gaz türbinin termodinamik performans değerleri açısından önemlidir. Yıl boyunca, geri iş oranı 0,47 ile 0,55 arasında değişmektedir. Bu aralık, düşük ve orta kapasiteli gaz türbini çevrimleri için uygun değerlerdir. Buhar türbinleri ile karşılaştırıldığında gaz türbinlerinin geri iş oranı yüksektir ve %50 civarındadır (Ait-Ali, 1997). Çünkü buhar türbini çevrimleri düşük enerji tüketen ekipman (pompa) kullanırken gaz türbini çevrimleri yüksek enerji tüketen kompresör kullanmaktadır. Geri iş oranı sistem verimliliğiyle ters orantılıdır. Şekil 4.5'te görüldüğü gibi, yüksek geri iş oranlarında sistem brüt güç düşük iken minimum geri çalışma oranlarında sistemin brüt gücü maksimumdur. Bu nedenle, geri iş oranı maksimum olduğu için Şubat ayında toplam elektrik üretimi ve verimliliği minimumdur. Bu sonuç Ait-Ali (1997), Sachdeva ve Singh (2019), Shukla, Sharma, Sharma ve Nandan (2019) ve Richardson (2016) tarafından yapılan çalışmalarla uyumludur. Diğer yandan, GT ve kojenerasyon sistemlerinin aylara göre teorik ve deneysel verimleri Şekil 4.6'da verilmektedir.



Şekil 4.6. Gaz türbini ve kojenerasyon sistemlerinin aylara göre teorik ve deneysel verimleri

Yukarıdaki grafikte yıl içerisinde her ay için hesaplanan teorik ve deneysel verimler paralel olarak değiştiği net olarak görülmektedir. Ayrıca gaz türbini ve kojenerasyon çevriminin teorik verimleri Şubat ayında minimum, Aralık ayında maksimum olarak bulunmaktadır. Gaz türbininin teorik termal verimi yıl içinde %34,33 ile %43,82 arasında dalgalanırken, gaz türbininin deneysel termal verimi ise %33,72'den %36,45'e kadar değişmektedir. Ayrıca Şekil 4.6'da da görüldüğü gibi teorik hesaplamalarda kojenerasyon verimi %79,33 ile %83,92 arasında değişim gösterirken, deneysel verim değerleri %76,52 ile %79 arasında olduğu hesaplanmaktadır. Bu değerler dikkate alındığında, deneysel ve teorik hesaplamalara göre gaz türbini çevrim veriminin kojenerasyon çevrim tasarımı ile sırasıyla %45,28 ve %49,59 daha fazla artırılabilceği açıkça görülmektedir. Literatürde kojenerasyon sistemlerini değerlendirmek için farklı sistemleri gaz türbin çevrimlerine entegre eden birçok çalışma bulunmaktadır. Çalışmadan çalışmaya değişen kojenerasyon sistem verimine rağmen, benzer çalışmalarda tek olarak kullanılan gaz türbininin maksimum veriminin deneysel gaz türbini çevrimleri için %30 ile %40 arasında, teorik gaz türbin çevrimleri için %35 ile %50 arasında değiştiği görülmüştür (Bilgen, 2000; Rosen, Le ve Dincer, 2005; Sahin, Kodalt ve Yavuz, 1995). Shukla ve Singh (2017) bir gaz türbininin termal verimliliğini %36,5 ile %38,5 arasında hesaplamışlardır (Shukla ve diğerleri, 2019). Bu makalelere ek olarak, yüke göre bir buhar türbini entegre edilen gaz türbini tabanlı kojenerasyon çevrimi incelenmesine rağmen, teorik çalışma sonucunda tek başına gaz

türbininin ısı verimi %41,8 ile %42,8 aralığında bulunurken kojenerasyon çevrimi termal verimi %79,16 ile %85,10 aralığında hesaplamışlardır (Sue ve Chuang, 2004). Yapılan tez çalışmasındaki sonuçlarla, literatürde analizi yapılan tek olarak kullanılan gaz türbini ve kojenerasyon çevrimi termal verim sonuçlarının ulaşılabilir değerler olduğu açık şekilde görülmektedir. Diğer yandan ekserji, elde edilebilecek maksimum iş olarak ifade edilmektedir. Her bir ekipmana ekserji analizinin uygulanması sonucu gaz türbini ve kojenerasyon sistemi ekserji verimi ile ilgili net bilgiler alınabilir. Gaz türbini ve kojenerasyon sisteminin teorik ekserji verimi ile deneysel ekserji veriminin aylara göre karşılaştırılması Şekil 4.7’de incelenmektedir.



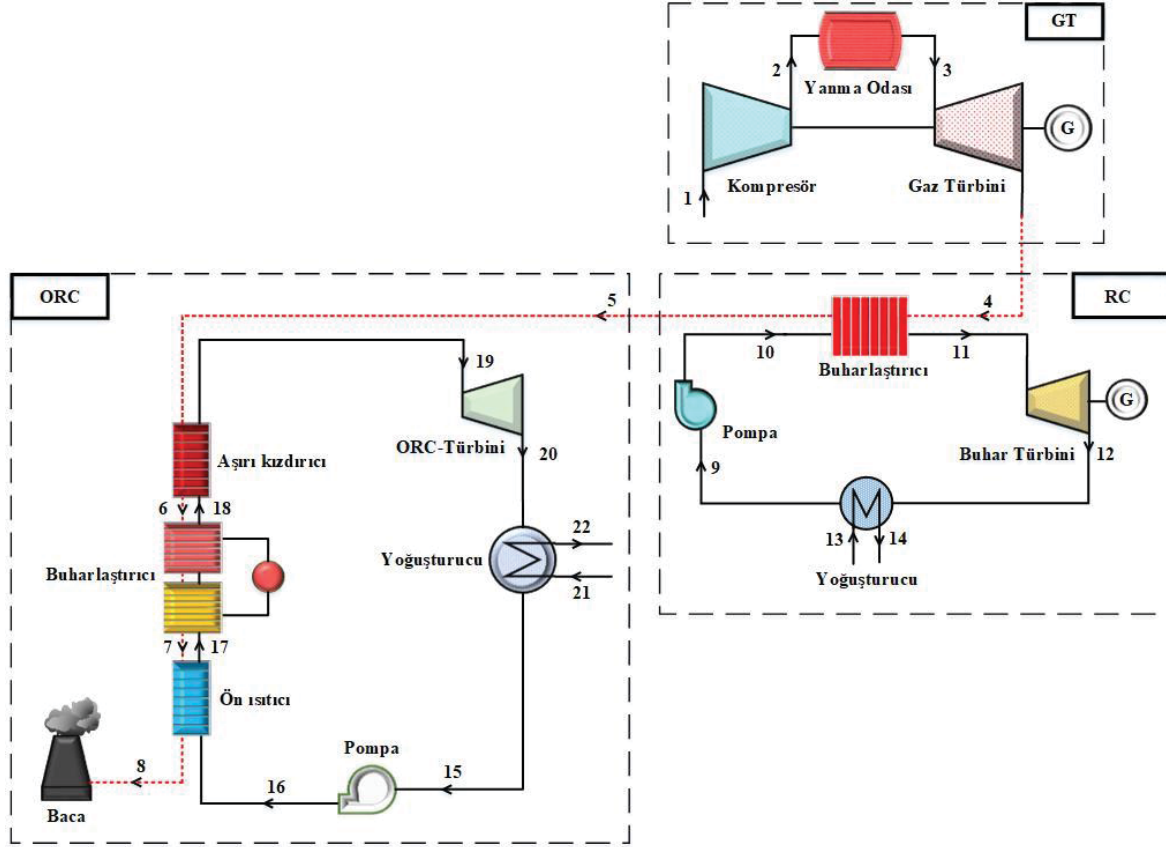
Şekil 4.7. Gaz türbini ve kojenerasyon sisteminin teorik ekserji verimi ile deneysel ekserji veriminin aylara göre karşılaştırılması

Gaz türbini ve kojenerasyon sisteminin enerji verimliliği yukarıda Şekil 4.7’de grafiksel olarak gösterilmiştir. Türbin ekserji verimliliği, elektrik üretimine paralel olarak Ağustos ayında minimum değerine, Aralık ayında ise maksimum değerine ulaşmaktadır. Aralık ayında maksimum verimin elde edilmesinin en önemli nedeni, en yüksek yakıt tüketimidir. Kompresör ekserji verimi yıl içinde %96,20 ile %96,38 arasında değişmekte olup, kompresör giriş havasının en soğuk olduğu Ocak ayında maksimuma ulaşmaktadır. Bir gaz türbininin ekserjetik analizi Song ve diğerleri tarafından incelenmişlerdir. Çalışmada gaz türbininin sistem bileşenlerinin kısmi yük aralıkları için detaylı ekserjetik analizini

gerçekleştirmişlerdir. Kompresörün ekserjetik verimi, %0 ile %100 arasında değişen bir bağlı yük için %90 ile %95 olduğunu hesaplamışlardır (Song, Sohn, J. Kim, T. Kim ve Ro, 2002). Ayrıca Datta ve diğerleri (2009) 1200 K ve 1350 K arasında değişen türbin giriş sıcaklığı için harici olarak ateşlenen bir gaz türbininin enerji ve ekserji parametrelerini incelemiştir. Çalışma sonucunda 1350 K türbin giriş sıcaklığı için kompresör ve yanma odası ekserji verimleri yaklaşık %92 ve %88 olarak hesaplanmıştır (Datta ve diğerleri, 2009). Bu çalışmaların sonuçları, mevcut çalışma ile hemen hemen benzerdir.

4.2. Doğal Gaz Yakıtlı Bir GT'nin Egzoz Gazının Değerlendirilmesi için Tasarlanan GT-RC-ORC Kombine Sistemi

Enerji dönüşüm sistemlerinin tek başına kullanılması ciddi bir enerji kaybıyla sonuçlanmaktadır. Özellikle Gaz türbini gibi enerji sektöründe önemli bir yere sahip olan sistemler göz önüne alındığında, sistemin sahip olduğu ısının yarısından fazlası kullanılmadan atmosfere bırakılmaktadır. Bu nedenle tek başına kullanılan sistemler kullanım amacına göre kojenerasyon, trigenerasyon ya da kombine çevrimler gibi çoklu sistemlere dönüştürülmelidir. Bu çalışma kapsamında yalnızca güç üretimi sağlayan kombine çevrim sistemleri tercih edilmektedir. Çalışma süresince Türkiye'deki bir ağaç sanayi ürünlerinin üretildiği tesiste çalışmakta olan bir gaz türbini çevriminin egzoz gazının nasıl daha fazla değerlendirilebileceği konusunda üç farklı kombine çevrim sistemi önerilmiştir. Bunlardan ilk önerilen GT-RC-ORC kombine sisteminin şematik tasarımı (Senaryo 1) Şekil 4.8'de gösterilmektedir. Önerilen kombine çevrim sisteminde doğal gaz desteli gaz türbini, ana taşıyıcı olarak kullanılmaktadır. Ardından gaz türbininin egzoz gazından faydalanmak amacıyla buharlı güç çevrimi olarak bilinen geleneksel buharlı Rankine çevrimi sisteme dahil edilmekte ve daha sonra özellikle üzerinde durduğumuz, yeni nesil düşük sıcaklıklı atık ısı geri dönüşüm sistemi olan organik Rankine çevrimi entegre edilmektedir.



Şekil 4.8. GT-RC-ORC kombine sisteminin şematik gösterimi (Senaryo 1)

Burada, Şekil 4.8'de gösterildiği gibi, kombine sistem GT, RC ve ORC olmak üzere üç farklı sistemden oluşmaktadır. Üst bölümde, genel sistem verimliliğini artırmak için atmosferik hava (1. noktadan önce) soğutulmaktadır (Majdi Yazdi, Ommi, Ehyaei ve Rosen, 2020). Hava daha sonra sıkıştırma işlemi için kompresöre aktarılmaktadır (1→2). Basınçlı hava, yanma işlemi için havaya doğal gazın enjekte edildiği (2→3) yanma odasına gönderilmekte ve ardından yanma odasında üretilen yüksek sıcaklıktaki çalışma akışkanını türbinde (3→4) genişletilerek mekanik güç elde edilmektedir. Bunun üzerine gaz türbininden çıkan 500°C'lik yüksek sıcaklıktaki egzoz gazı (4. nokta) ilk olarak RC'de ardından ORC'de kullanılmaktadır. Sağ bölümde bulunan buharlı Rankine döngüsü, Yukarıdaki grafikten anlaşılacağı üzere, 4 bileşenden oluşmakta ve bunlar sırasıyla ısı değiştiricisi, buhar türbini, yoğuşturucu ve pompadan meydana gelmektedir. Bir gaz türbininden çıkan yüksek sıcaklıktaki egzoz gazı (4→5) suyu buhara dönüştürmek için RC'nin ısı değiştiricisinden geçirilmekte (10→11) ve ardından mekanik güç elde etmek için buharlı türbine gönderilmektedir (11→12).

Bilindiği üzere ORC sisteminin çalışma mantığı RC ile benzer görünse de iki güç çevrimi arasında çalışma akışkanı gibi ciddi farklılıklar bulunmaktadır. Sol bölümde çalışma akışkanı olarak organik akışkanların kullanıldığı bir ORC sistemi bulunmaktadır. RC'nin ısı değiştiricisi 255 °C'de çıkan egzoz gazı ORC'ye girmekte (5. nokta) ve sırasıyla aşırı kızdırıcı, evaporatör ve ön ısıtıcıdan (5→8) ısı transferi yapıldıktan sonra bacadan atmosfere bırakılmaktadır. Ön ısıtıcı (16→17), evaporatör (17→18) ve aşırı kızdırıcı (18→19) tarafından ısıtılan organik çalışma akışkanı, mekanik güç üretmek için (19→20) ORC sisteminde kullanılan türbin'e iletilmektedir. Dolayısıyla, gaz türbininden salınan egzoz gazını geri kazanmak için bir kombine çevrim tasarlanmış ve optimize edilmiştir. Bu sayede genel sistem verimliliğinin artırılması hedeflenmektedir. RC ve ORC sistemleri için varsayılan nominal çalışma parametreleri Çizelge 4.2'de verilmektedir.

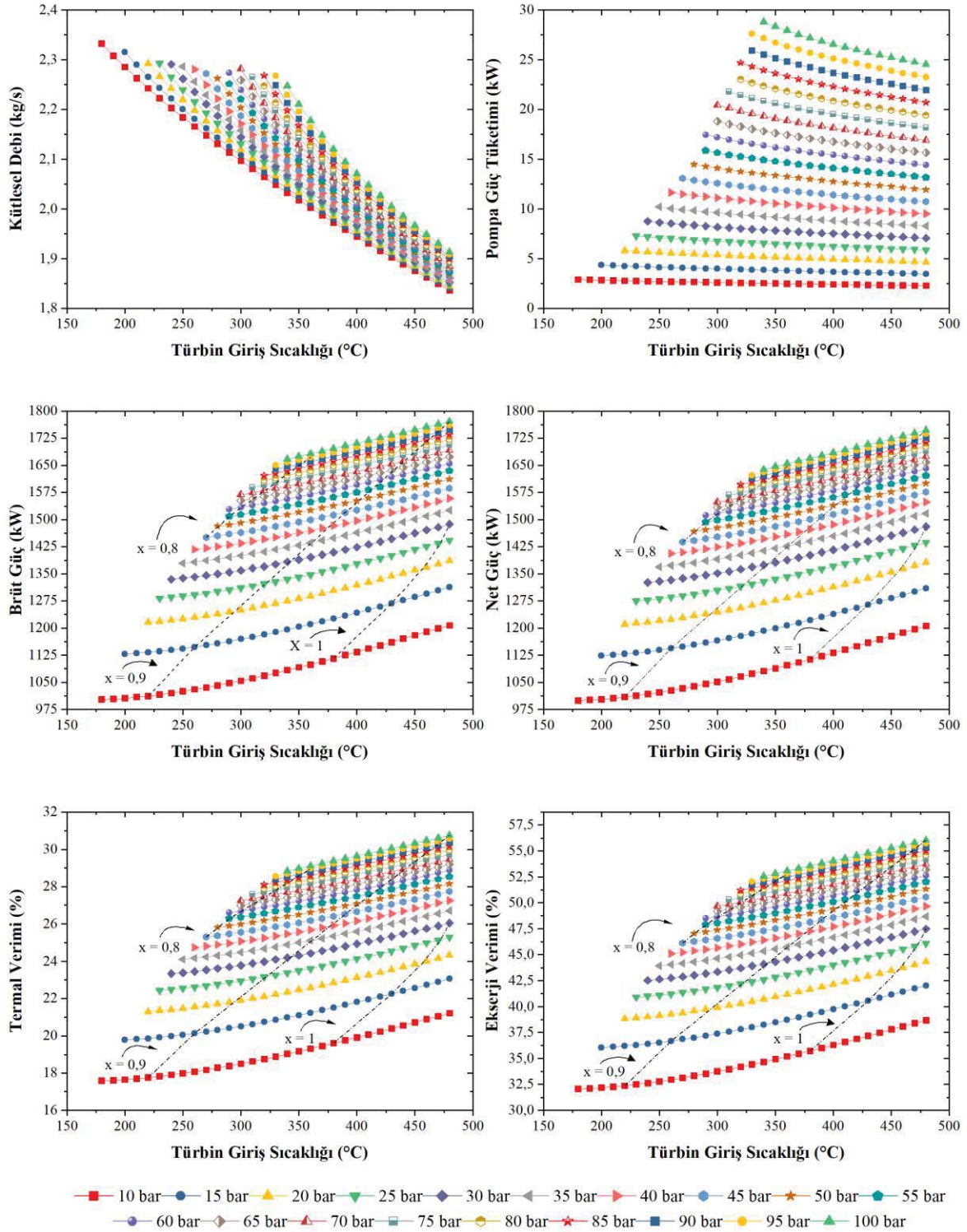
Çizelge 4.2. RC ve ORC sistemleri için varsayılan nominal çalışma parametreleri (Köse, Koç ve Yağlı, 2020)

Parametreler	Değer	Birim
Pompa izentropik verim	80	%
Türbin izentropik verim	82	%
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	20	°C
Egzoz gazının kütleli debisi	21,8	kg/s
RC egzoz gazı giriş sıcaklığı	500	°C
RC egzoz gazı çıkış sıcaklığı	255	°C
ORC egzoz gazı giriş sıcaklığı	255	°C
ORC egzoz gazı çıkış sıcaklığı	100	°C

4.2.1. Bir GT'ye entegre edilen RC'nin parametrik optimizasyonu

Rankine çevrimi bilindiği gibi çalışma akışkanı olarak suyun kullanılmakta ve buna bağlı olarak yüksek sıcaklıklarda çalışan en önemli güç üretim sistemlerinden biridir. Buharlı Rankine çevrimi temel olarak ısı değiştiricisi (veya kazan), türbin, yoğurturucu ve pompadan meydana gelmektedir. Günümüzde termik santraller gibi birçok güç üretim tesislerinde geniş kullanım alanına sahiptir. Bu bölümde kombine çevrim tasarımlarımızın ilk adımı olan bir buharlı Rankine çevrimi, gaz türbininden atmosfere bırakılan 500 °C egzoz gazı sıcaklığı dikkate alınarak parametrik optimizasyonu gerçekleştirilmektedir. Optimizasyon kapsamında, 10 bar'dan 100 bar'a kadar değişen türbin giriş basınçlarında ve suyun doymuş buhar sıcaklığından maksimum sıcaklık olan 480 °C'ye kadar değişen türbin giriş sıcaklıklarında sırasıyla kütleli debi değişimi, pompa güç tüketimi, brüt güç, net güç, termal ve ekserji verimi detaylı olarak incelenmektedir. Ayrıca türbin ekipmanı için ciddi

öneme sahip olan çalışma akışkanının kuruluk derecesi de incelemeler doğrultusunda noktasal olarak verilmiştir. Buharlı Rankine çevriminin parametrik optimizasyonundan elde edilen termodinamik performans parametreleri Şekil 4.9'da gösterilmektedir.



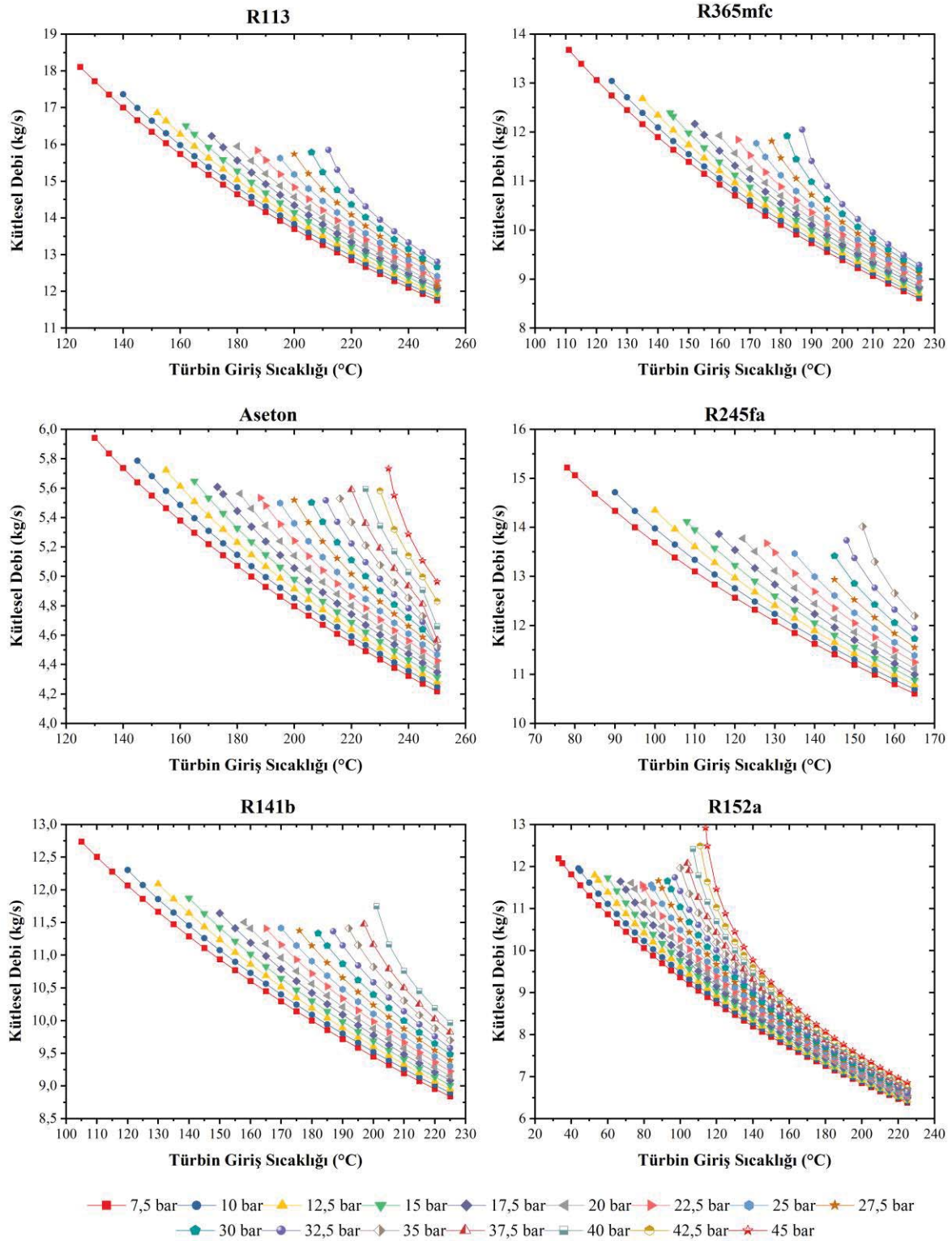
Şekil 4.9. Buharlı Rankine çevriminin parametrik optimizasyonundan elde edilen termodinamik performans parametreleri

Şekil 4.9’da verilen termodinamik parametreler dikkatli bir şekilde incelendiğinde, 10 bar’dan 100 bar’a kadar olan basınçlar ve doymuş buhar sıcaklığından 480 °C’ye kadar olan sıcaklıklar için hassas bir şekilde parametrik optimizasyon yapılmaktadır. Öncelikle, not edilmelidir ki, literatürde türbin çıkışında kabul edilebilir minimum kuruluk derecesi 0,9 olarak belirtilmektedir (Çengel, Boles, Michael ve Kanoğlu, 2019). Bu nedenle, Rankine çevrimi 100 bar üzerinde daha yüksek türbin giriş basıncında çalışabilmektedir. Ancak, türbin çıkışındaki çalışma akışkanının kuruluk derecesi 0,9’un altında olduğundan ve buharlı Rankine çevrim sisteminin türbin ömrü bakımından ciddi sıkıntılar oluşturacağından bu çalışmada 100 bar’ın üzerinde çıkılmamaktadır. Buharlı Rankine çevrim optimizasyonundan elde edilen veriler değerlendirildiğinde, sabit türbin giriş sıcaklığında, artan türbin giriş basıncı ile tüm buharlı Rankine çevrimi performans parametrelerinde sürekli bir artış gözlemlenmektedir. Ancak sabit türbin giriş basıncında, artan türbin giriş sıcaklığı ile kütleli debi ve pompa güç tüketimi azalırken diğer performans parametreleri artış göstermektedir. Ayrıca buharlı Rankine çevriminin kütleli debisi ve pompa güç tüketimleri diğer performans parametrelerinden farklı bir eğilim göstermektedir. Aynı türbin giriş sıcaklık ve basıncında minimum kütleli debi ve pompa güç tüketimi hesaplanırken, maksimum kütleli debi ve pompa güç tüketimi farklı türbin giriş sıcaklık ve basınç değerlerinde bulunmuştur. Minimum ve maksimum kütleli debi 10 bar 480 °C’de 1,84 kg/s ve 10 bar ve 180 °C’de 2,33 kg/s olarak hesaplanmıştır. Minimum ve maksimum pompa güç tüketimleri 10 bar 480 °C’de 2,273 kW ve 100 bar ve 340 °C’de 28,803 kW olarak bulunmuştur. Diğer yandan, buharlı Rankine çevrimi için belirlenen çalışma koşulları dikkate alındığında Şekil 4.9’da açıkça görülmektedir ki, türbin çıkışındaki kuruluk derecesi, buhar içeriği için kabul edilebilir ve uygun bir oran olan 0,9’a hemen hemen eşittir. Nihayetinde, buharlı Rankine çevriminin brüt gücü, net gücü, termal ve ekserji verimleri 100 bar türbin giriş basıncında ve 480 °C türbin giriş sıcaklığında maksimum değere ulaşmakta ve sırasıyla 1771,358 kW, 1746,826 kW, %30,74 ve %56,05 olarak hesaplanmaktadır. Ayrıca minimum brüt güç, net güç, termal ve ekserji verimliliği 10 bar türbin giriş basıncı ve 180 °C türbin giriş sıcaklığında olduğu belirlenmiştir.

4.2.2. GT-RC sistemine entegre edilen ORC sisteminin parametrik optimizasyonu

Organik Rankine çevrimi, fosil yakıt tüketimini sınırlar dahilinde mümkün olduğunca en iyi şekilde faydalanmak ve güç üretmek için buharlı Rankine çevriminden atmosfere bırakılacak 255 °C egzoz gazını kullanan en dikkat çekici yeni nesil geri dönüşüm sistemlerinden biridir.

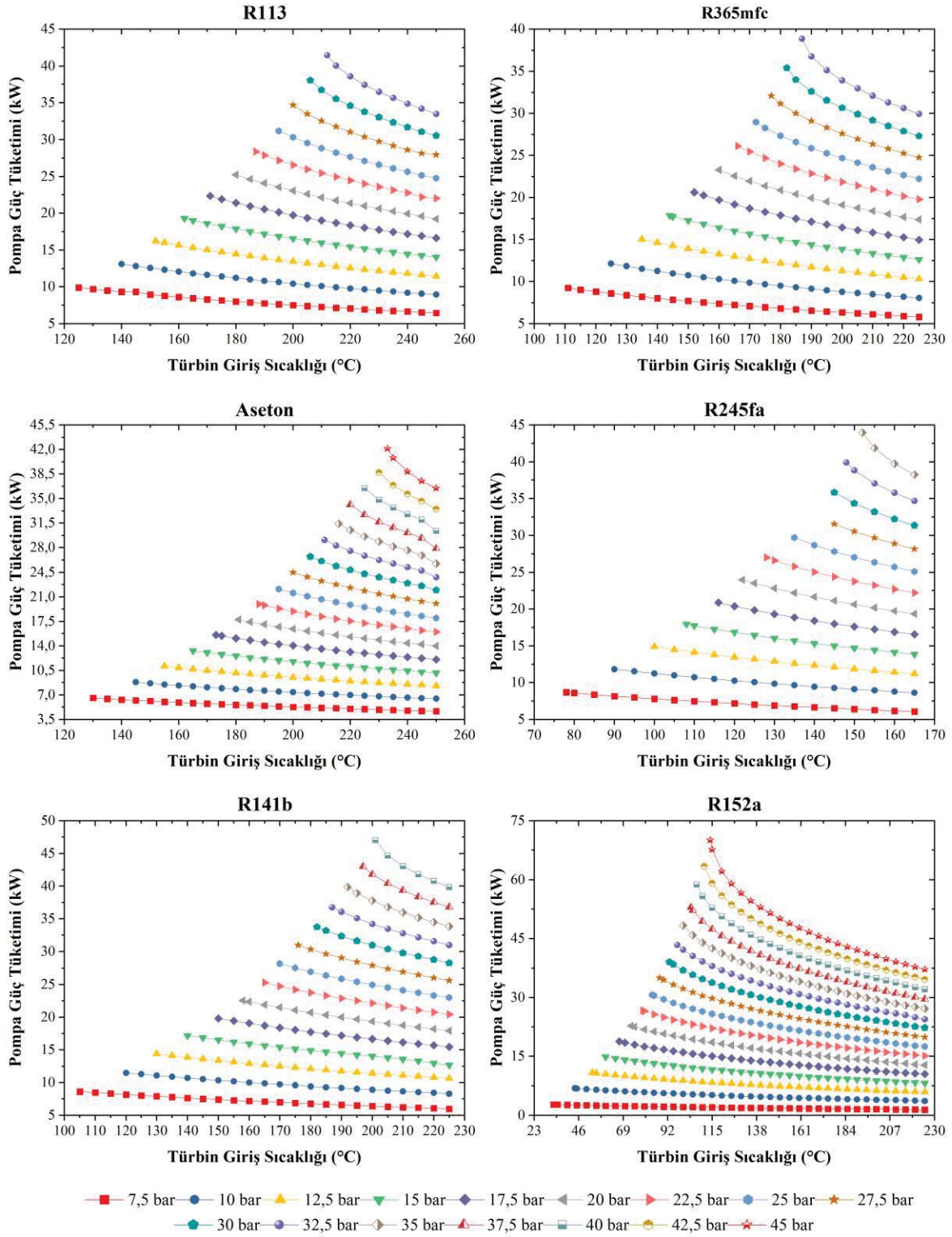
Organik Rankine çevriminde çalışma akışkanı olarak organik akışkanlar kullanılmaktadır. Fakat şu anda çeşitli performans değerlerine sahip yüzlerce organik çalışma akışkanı bulunmakta ve çalışma sınırları birbirlerinden farklıdır. Bu nedenle, organik Rankine çevriminde çalışma akışkanı seçimi, organik Rankine çevrim sistemlerinin termodinamik performansında oldukça önemli bir rol oynar. Çünkü organik Rankine çevrim sisteminin çalışma sıcaklığına ve basınç aralığına bağlı olarak, doğru organik çalışma akışkanı seçimi hem termodinamik verimsizlikleri en aza indirmeye hem de daha yüksek enerji dönüşüm verimliliği ve daha düşük sermaye maliyeti sağlamaya yardımcı olmaktadır. Bu bölümde Aseton, R113, R141b, R152a, R245fa ve R365mfc'nin ORC sisteminin termodinamik performansları üzerindeki etkileri kapsamlı bir şekilde araştırılmıştır. Seçilen çalışma akışkanların en iyi performans gösteren çalışma akışkanını bulmak için; türbin giriş basıncı 7,5 bar'dan kritik basınca kadar ve türbin giriş sıcaklığı doymuş buhar sıcaklığından maksimum sıcaklığa kadar organik Rankine çevriminin parametrik optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Hem termodinamiğin birinci yasası hem de termodinamiğin ikinci yasası sayesinde her bir çalışma akışkanının termodinamik performans çıktıları detaylı olarak incelenmiştir. Organik Rankine çevrimi türbin giriş sıcaklığına ve basıncına göre seçilen her çalışma akışkanı için kütleli debideki değişim Şekil 4.10'da gösterilmektedir.



Şekil 4.10. Türbin giriş sıcaklığına ve basıncına göre seçilen her çalışma akışkanı için kütleli debi değişimi

Genel olarak, grafikten anlaşıldığı gibi, her bir çalışma akışkanının kütleli debi değeri, sabit basınçta artan sıcaklıkla birlikte aşağı yönlü bir eğilim oluşturmaktadır. Bununla birlikte, sabit bir sıcaklıkta artan basınçla, her bir çalışma akışkanının kütleli debi değeri yukarı

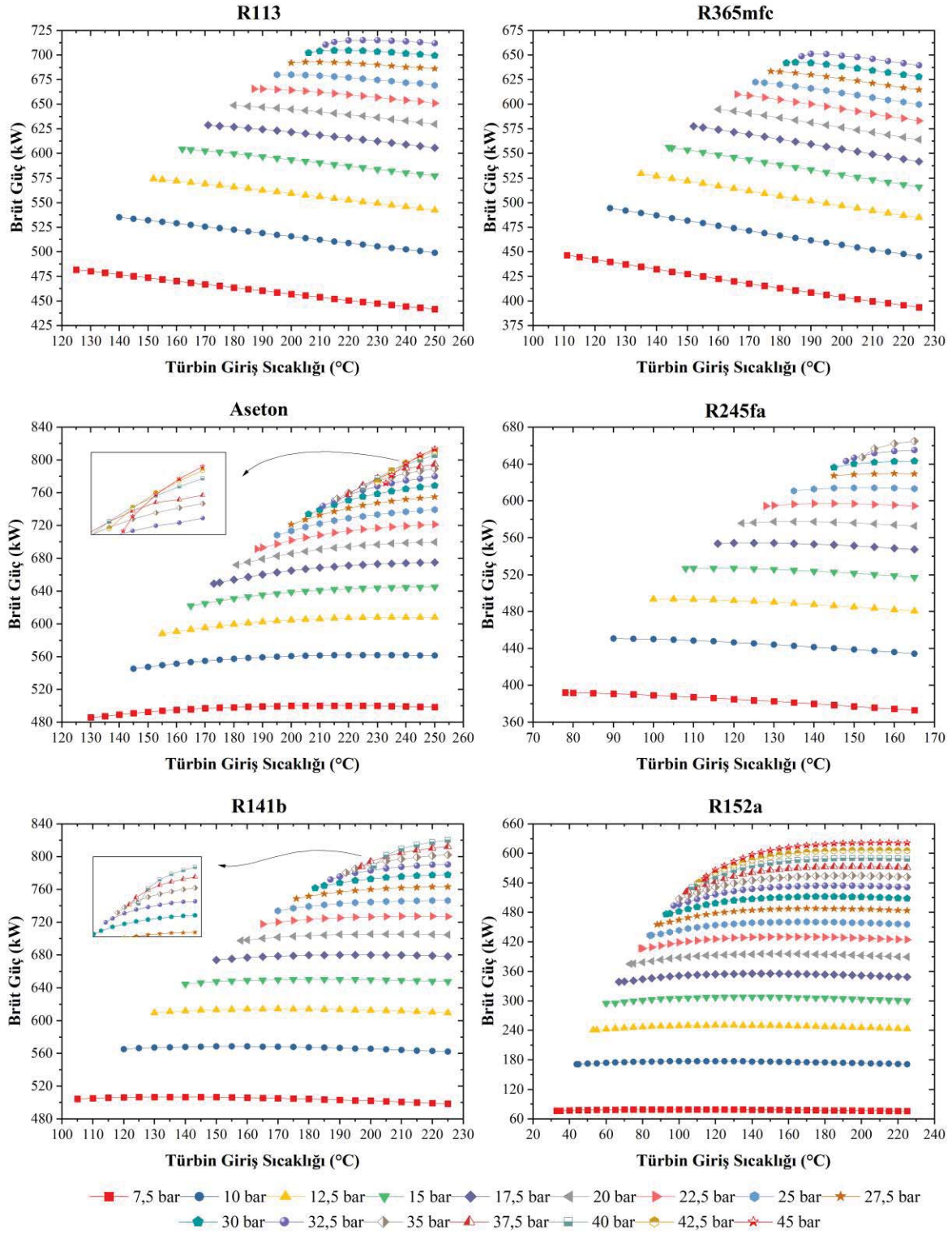
doğru bir eğilim göstermektedir. En yüksek kütlelel debi R113 çalışma akışkanı kullanıldığında hesaplanmaktadır. Buna karşılık, en düşük kütlelel debi Aseton kullanıldığında elde edilmektedir. Öte yandan, R152a hariç tüm çalışma akışkanları, en düşük türbin giriş basıncı çizgisinde maksimum ve minimum kütlelel debiye (7,5 bar) ulaşmaktadır. Sonuçlar, R141b ve R152a'nın maksimum kütlelel debileri hemen hemen aynı olduğu gözlemlenmektedir. Tüm çalışma akışkanlarının maksimum kütlelel debi değerleri, en büyüğünden en küçüğüne R113 (7,5 bar, 125 °C'de 18,11 kg/s) > R245fa (7,5 bar, 78 °C'de 15,22 kg/s) > R365mfc (7,5 bar, 111 °C, 13,68 kg/s) > R141b (7,5 bar, 105 °C'de 12,74 kg/s) > R152a (45 bar, 115 °C, 12,49 kg/s) > Aseton (7,5 bar, 130 °C, 5,94 kg/s) şeklinde sıralanmaktadır. Bir organik Rankine çevrim sisteminin kütlelel debi değeri, güç üretiminin yanı sıra pompa güç tüketimi ile de doğrudan bir ilişkiye sahiptir. Bu nedenle, net güç üretim kapasitesini elde etmek ve organik Rankine çevrim performansı hakkında kesin bir karara varmak için pompa güç tüketimlerini hesaplamak oldukça önemlidir. Bu kapsamda her bir çalışma akışkanı için organik Rankine çevriminin pompa güç tüketimi hesaplanmış ve şekil 4.11'de verilmiştir.



Şekil 4.11. Her bir çalışma akışkanı için organik Rankine çevriminin pompa güç tüketimi

Her bir çalışma akışkanı için çizilen grafikler birlikte değerlendirildiğinde, sabit türbin giriş sıcaklığında artan türbin giriş basıncı için pompa güç tüketimindeki artış açıkça görülmektedir. Öte yandan, sabit türbin giriş basıncında artan türbin giriş sıcaklığı ile her bir çalışma akışkanı için organik Rankine çevriminin pompa güç tüketimi azalmaktadır.

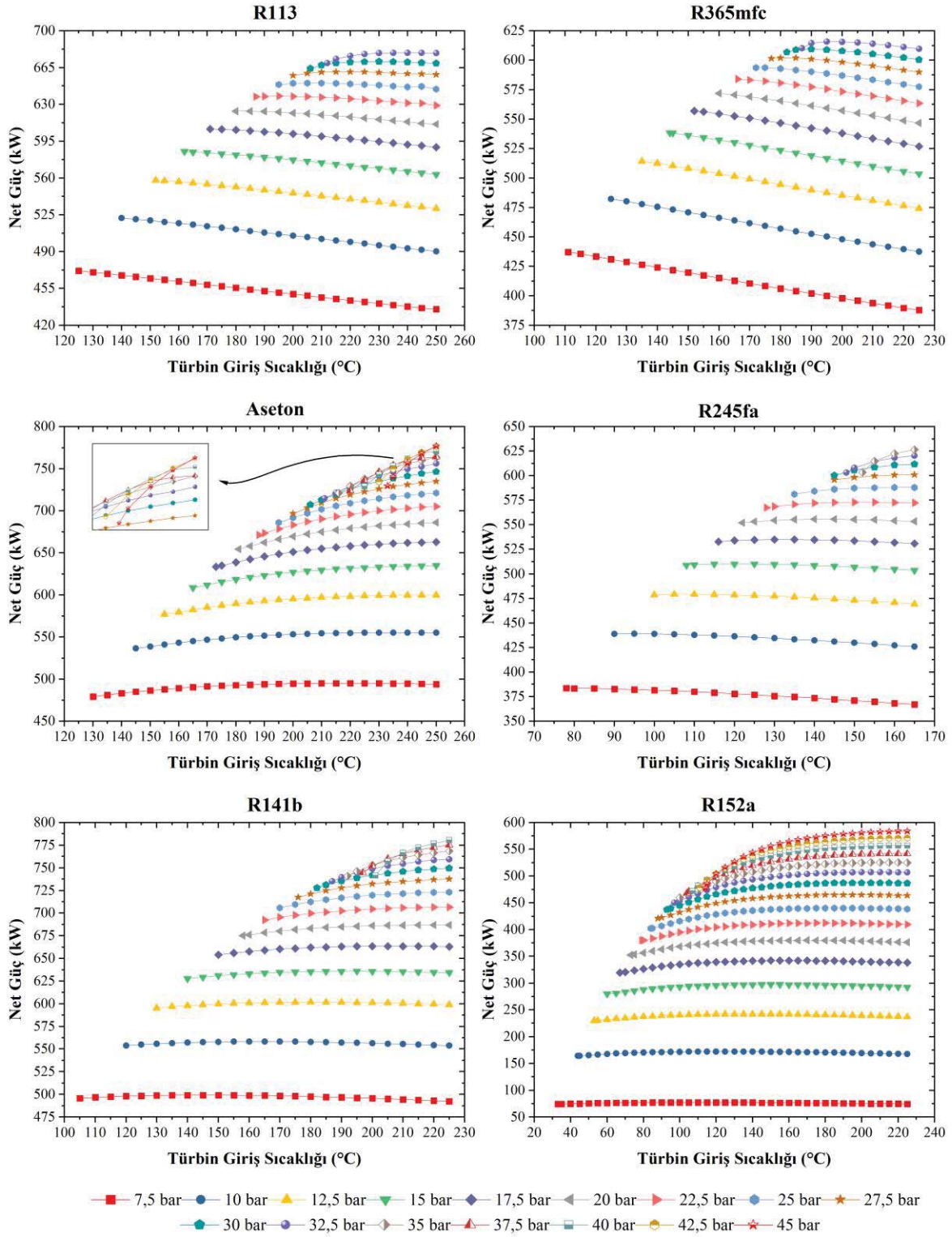
Organik Rankine çevriminin minimum pompa güç tüketimi sistemin maksimum sıcaklığına yakın ve 7,5 bar türbin giriş basıncında hesaplanmaktadır. Organik Rankine çevriminin maksimum pompa güç tüketimi ise çalışma akışkanının maksimum basıncında ve çalışma akışkanının doyma sıcaklığında hesaplanmaktadır. Organik Rankine çevriminin çalışma akışkanına göre maksimum güç tüketimi R113, R365mfc, Aseton, R245fa, R141b ve R152a için sırasıyla 32,5 bar ve 212 °C'de 41,47 kW, 32,5 bar ve 187 °C'de 38,85 kW, 45 bar ve 233 °C'de 42,14 kW, 35 bar ve 152 °C'de 44,00 kW, 40 bar ve 201 °C'de 47,02 kW ve 45 bar ve 115 °C'de 67,68 kW'a karşılık gelmektedir. Pompa güç tüketimi, organik Rankine çevrim performansını etkileyen en önemli parametrelerden biri olduğu bilinmektedir. Bu nedenle, organik Rankine çevrimin net güç performansına pompa güç tüketiminin etkisini göstermek amacıyla, organik Rankine çevrimin brüt güç üretimi de incelenmelidir. Değişen türbin giriş basıncı ve sıcaklığı için seçilen çalışma akışkanına göre organik Rankine çevriminin brüt güç üretimi Şekil 4.12'de sunulmaktadır.



Şekil 4.12. Değişen türbin giriş basıncı ve sıcaklığı için seçilen çalışma akışkanına göre organik Rankine çevriminin brüt güç üretimi

Organik Rankine çevriminin brüt güç üretim grafiği tüm çalışma akışkanları dikkate alındığında, her bir çalışma akışkanının farklı bir eğilimine sahip olduğu açıkça görülmektedir. Yani, burada çizgilerin yukarı veya ters eğilimi, çalışma akışkanlarının

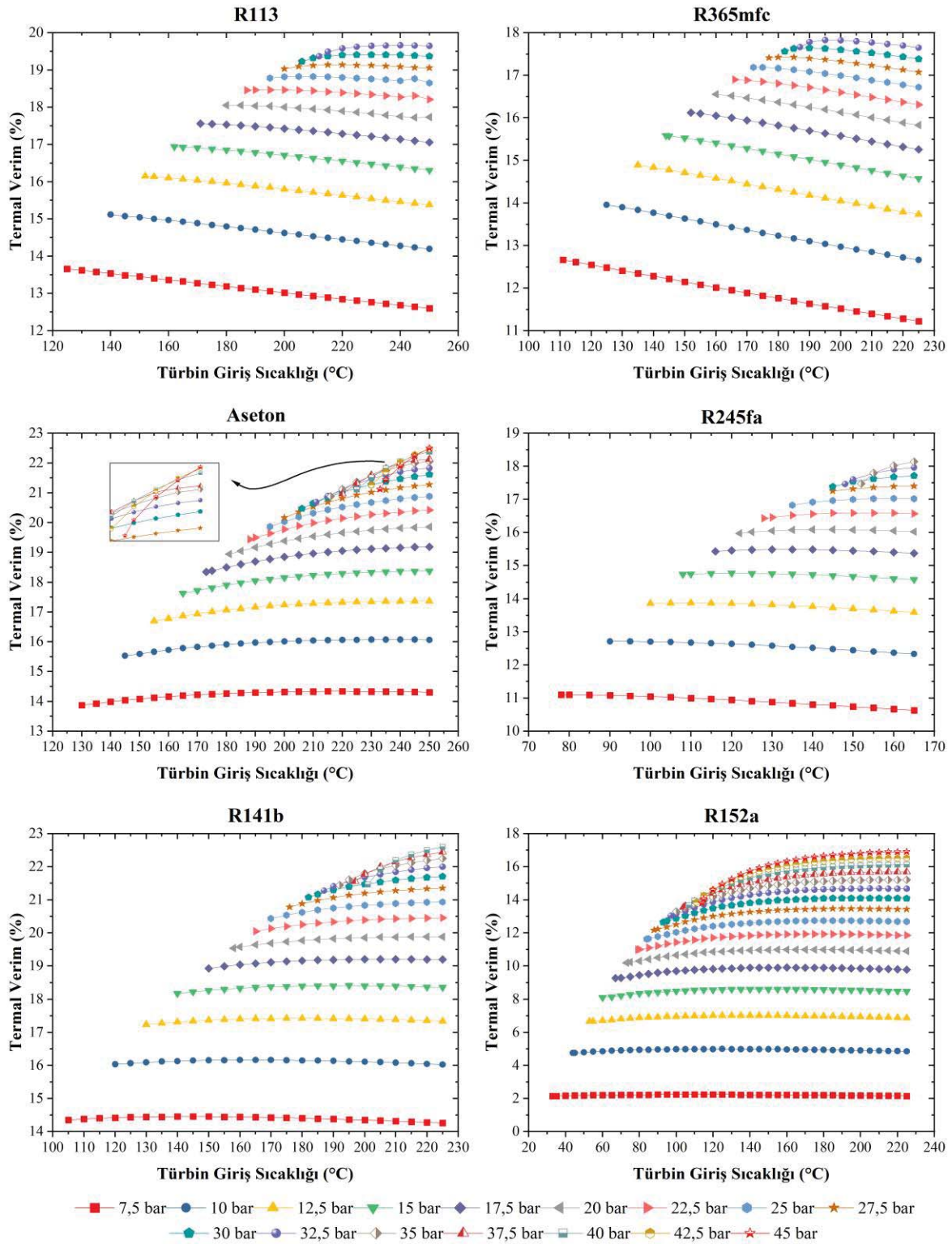
türlerine (kuru, ıslak veya izentropik) bağlı not edilmelidir. Kuru çalışma akışkanları (R113 ve R365mfc) için, artan türbin giriş sıcaklığı ile daha düşük türbin giriş basınçlarında brüt güç üretimi azalmaktadır. Ancak yüksek basınç seviyelerinde, sabit türbin giriş basıncında, brüt güç üretimi önce belirli bir sıcaklığa kadar yükselmekte ve daha sonra azalmaktadır. Seçilen izentropik çalışma akışkanlarından Aseton ve R141b, iki farklı eğilim göstermektedir. İlk eğilimde, organik Rankine çevriminde üretilen brüt güç, belirli bir türbin giriş sıcaklığına kadar artmakta ve ardından artan türbin giriş sıcaklığı ile azalmaktadır. Bununla birlikte, belirli bir türbin giriş basıncının üzerinde, artan türbin giriş sıcaklığı ile organik Rankine çevriminin brüt güç üretimi maksimum sıcaklığa kadar sürekli arttığı gözlemlenmektedir. Öte yandan, diğer izentropik çalışma akışkanı (R245fa) üç farklı eğilim göstermektedir. Düşük türbin giriş basınçlarında (12,5 bar'a kadar), sabit türbin giriş basıncında artan türbin giriş sıcaklığı ile brüt güç azalmaktadır. 12,5 bar ile 25 bar arasındaki türbin giriş basıncında, brüt güç, belirli bir türbin giriş sıcaklığına kadar yükselmekte ve ardından artan türbin giriş sıcaklığı ile azalmaktadır. 25 bar türbin giriş basıncının üzerinde, brüt güç, artan türbin giriş sıcaklığı ile devamlı olarak bir şekilde artar. 20 bar türbin giriş basıncına kadar, ıslak tip çalışma akışkanı R152a kullanan organik Rankine çevriminden brüt güç üretimi, belirli bir türbin giriş sıcaklığına kadar artmakta ve ardından artan sıcaklıkla azalmaktadır. 20 bar türbin giriş basıncının üzerinde, türbin giriş sıcaklığının artmasıyla brüt güç üretimi artmaktadır. Maksimum brüt güç üretimi, çalışma akışkanına bağlı olarak analiz edildiğinde, Aseton ve R141b'nin maksimum brüt gücü (800 kW'ın üzerinde) sağlandığı görülmektedir. R113 (715,22 kW), kalan çalışma akışkanları ise 600 kW ile 700 kW arasında brüt güç üretmektedir. En iyi performans, 40 bar 225 °C'de 820,53 kW brüt güç sağlayan R141b kullanıldığında elde edilmektedir. En düşük brüt güç üretimi, 45 bar, 210 °C'de R152a kullanıldığında 621,65 kW olarak ortaya çıkmaktadır. Bir sistemin brüt güç üretimi, türbin çıkış gücüne eşittir ve sistem içerisinde tüketilen güç dikkate alınmaz. Fakat bir sisteminin ne kadar güç tüketimine sahip olduğu oldukça önemlidir, çünkü güç tüketim değeri genel çevrim verimliliğini ciddi oranda etkilemektedir. Bu nedenle, brüt güç ile pompa güç tüketimi arasındaki fark olan net güç üretimi hesaplanmalıdır. Bu bağlamda, Şekil 4.13'te gösterilen değişen türbin giriş sıcaklığı ve basıncı için seçilen çalışma akışkanlarının kullanıldığı organik Rankine çevriminin net güç üretimi verilmektedir.



Şekil 4.13. Her bir çalışma akışkanı için türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak organik Rankine çevriminin net güç değişimi

Şekil 4.13'te gösterildiği gibi, her bir çalışma akışkanının net güç değişimleri türbin giriş sıcaklık ve basınca bağlı olarak ayrı ayrı incelenmiştir. En yüksek maksimum net güç R141b kullanılarak 780,65 kW olarak hesaplanırken, R152a kullanılarak en düşük maksimum net

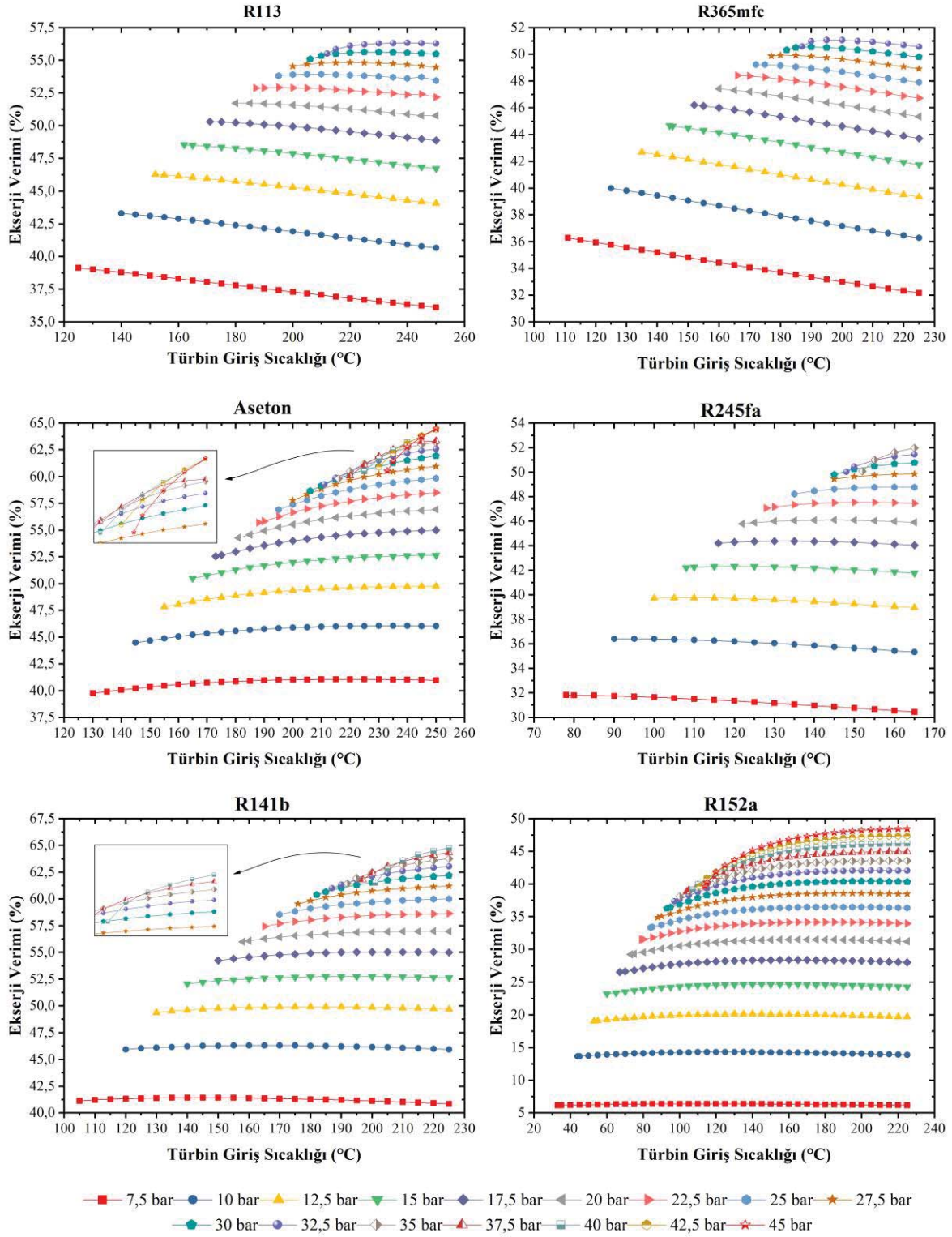
güç 583,86 kW olarak bulunmuştur. Ancak burada ifade etmeliyiz ki R152a en düşük performans değerine sahip olmasına rağmen 7,5 bar – 45 bar arasında en yüksek performans artışına (509,67 kW) sahiptir. R141b'den sonra en iyi performansı veren çalışma akışkanı, maksimum net güç üretimi 777,02 kW olan Aseton'dur. Ayrıca R113 (679,06 kW), R245fa (626,55 kW) ve R365mfc (615,72 kW) çalışma akışkanlarının maksimum net güç değerlerinin birbirine yakın olduğu görülmektedir. Her bir çalışma akışkanının maksimum net gücü en yüksekte en düşüğe doğru sıralandığında, her bir çalışma akışkanının net güç değerlerinin R141b> Aseton> R113> R245fa> R365mfc> R152a şeklinde sıralandığı ortaya çıkmaktadır. Ayrıca en yüksek net gücün elde edildiği çalışma basınçları ve sıcaklıkları 40 bar ve 225 °C, 45 bar ve 250 °C, 32,5 bar ve 240 °C, 35 bar ve 165 °C, 32,5 bar ve 195 °C, 45 bar ve 225 °C'dir. Bu noktalar sırasıyla R141b, Aseton, R113, R245fa, R365mfc, R152a'ya karşılık gelmektedir. Görüldüğü gibi, başta R365mfc olmak üzere tüm net güç değerlerinin artan giriş sıcaklığı ile artmadığı, yani bu artış veya azalma eğiliminin çalışma akışkanlarının kuru, ıslak veya izentropik gibi termodinamik özelliklerine bağlı olduğu sonucuna varılmaktadır. Değişen türbin giriş basıncı ve sıcaklığı için seçilen çalışma akışkanına göre organik Rankine çevriminin termal verimliliği Şekil 4.14'te gösterilmektedir.



Şekil 4.14. Türbin giriş basıncı ve sıcaklığı için her bir çalışma akışkanına göre organik Rankine çevriminin termal verimliliğindeki değişim

Seçilen çalışma akışkanları arasında en yüksek termal verime sahip olan çalışma akışkanı %22,60 ile R141b'dir. R141b, 40 bar ve 225 °C'de maksimum termal verime ulaşmaktadır. En düşük maksimum termal verim R152a kullanıldığında bulunur. Bu en küçük verim

değeri, türbin giriş basıncı ve sıcaklığı sırasıyla 7,5 bar ve 33 °C olduğu noktada %2,14 olarak hesaplanmıştır. Her bir çalışma akışkanının maksimum net ısıl verimi büyükten küçüğe doğru sıralandığında, her bir çalışma akışkanının termal verimi R141b>Aseton>R113>R245fa>R365mfc>R152a şeklinde sıralandığı görülmektedir. Literatürde seçilmiş her bir çalışma akışkanı için bu çalışmada elde edilen termal verim değerlerini destekleyen çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Tian ve diğerleri (2012) organik Rankine çevrimi için bir dizi organik akışkanı araştırmış ve bazı organik sıvıların termal verimleri, bu çalışma ile aynı çalışma koşulları altında sırasıyla maksimumdan minimuma R141b, R245fa ve R152a olarak bulunmuştur. Desai ve Bandyopadhyay (2009) on altı farklı çalışma akışkanı için organik Rankine çevrimi incelemiştir. R141b'nin termal veriminin hem R113 hem de R245fa'dan daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. R141b'nin termal verimliliği, Mikielwicz ve diğerleri (2016) tarafından 200 °C ve 39,44 bar'da yaklaşık %23 olarak hesaplanmıştır. Bu çalışmada, organik Rankine çevriminde kullanılan R141b'nin termal verimi 200 °C ve 40 bar'da %21,46 olarak bulunmuştur. Bu literatür çalışmalarının sonuçları, mevcut çalışmanın sonuçları ile uyumlu olduğu görülmektedir. Her çalışma akışkanının termodinamik özellikleri birbirinden farklıdır. Bu nedenle, her çalışma akışkanı, çalışma basıncı ve sıcaklığına karşı farklı davranışlar gösterebilir. Her bir akışkanın türbin giriş sıcaklık değişimi göz önüne alındığında, her bir çalışma akışkanının sıcaklığındaki artışın termal veriminin artacağı anlamına gelmediği yukarıdaki grafikte açıkça görülmektedir. Bununla birlikte, artan türbin giriş basıncıyla tüm çalışma akışkanlarının termal veriminin arttığı açıkça görülmektedir. Burada, Hung ve diğerleri (2010) ve Mago ve diğerleri (2008) termodinamik performans açısından en iyi çalışma akışkanının izentropik akışkanlar olduğunu ve yağ akışkanların da sıcaklık arttıkça daha zayıf bir performans gösterdiğini söylemişlerdir. Bu ifade hem izentropik akışkan olan R141b hem de ıslak akışkan olan R152a ile örtüşmektedir. Diğer yandan, değişen türbin giriş basıncı ve sıcaklığı için seçilen çalışma akışkanına göre organik Rankine çevriminin ekserji verim değişimi Şekil 4.15'te gösterilmektedir.



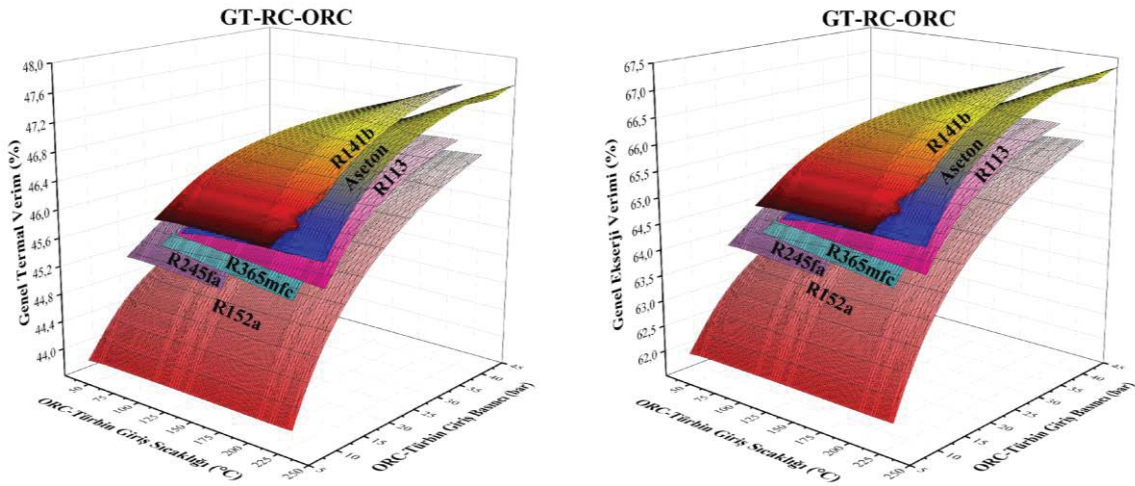
Şekil 4.15. Değişen türbin giriş basıncı ve sıcaklığı için seçilen çalışma akışkanına göre organik Rankine çevriminin ekserji verim değişimi

Her bir çalışma akışkanının ekserji verimi Şekil 4.15'te incelenmektedir. Aseton ve R141b'nin ekserji verimleri birbirine çok yakın olmasına rağmen, R141b'nin Aseton'dan daha iyi bir ekserji verimine sahip olduğu görülmektedir. R141b'nin maksimum ekserji

verimi %64,76 iken (40 bar, 225 °C'de), Aseton'un maksimum ekserji verimliliği ise %64,46 olarak hesaplanmaktadır (45 bar, 250 °C'de). 7,5 bar, 35 °C'de %6,16 olarak hesaplanan en düşük ekserji verimi R152a kullanıldığında gözlenmektedir. R245fa ve R365mfc birbirine çok yakın maksimum ekserji verimine sahip olmaktadır. Bu verimler sırasıyla 35 bar ve 165 °C, 32,5 bar ve 195 °C'ye karşılık gelen %51,98 ve %51,08'dir. Ayrıca, R113 ve R365mfc benzer basınç aralığına sahip olmasına rağmen, R113 (%56,34, 32,5 bar ve 240 °C'de), R365mfc'den (%51,08, 32,5 bar ve 195 °C'de) daha yüksek bir maksimum ekserji verimliliğine sahiptir. Tüm ekserji verimlerinin, özellikle R152a'nın, artan basınçla arttığı unutulmamalıdır. Ayrıca, türbin giriş basıncı çalışma akışkanların kritik basıncına yaklaştıkça ekserji verimlerinin oldukça az artış gösterdiğine dikkat edilmelidir. Çok sayıdaki akademik çalışma, organik Rankine çevrim sisteminin simülasyonunun sonucunu doğrulamaktadır; Lecompte ve diğerleri (2016) içten yanmalı motorların atık ısını geri kazanmak için organik Rankine çevrimi uygulaması üzerinde çalışmışlardır. 67 çalışma akışkanı ikinci yasa verimliliği açısından analiz ettiler. Sonuç olarak, 32 bar ve 350 °C'de Aseton, R141b ve R113'ün ekserji verimlerinin bu çalışmanın sonuçlarıyla uyumlu olduğu gözlenmiştir. Organik Rankine çevriminin R245fa ile ekserji verimliliği Heberle ve Brüggemann (2010) tarafından yaklaşık 27 bar ve 455 K'da %47'ye yakın bulunmuştur. Bu çalışmanın sonucu mevcut çalışmaya çok yakın olmasına rağmen, çalışmadaki (455 K) sıcaklığın R245fa'nın maksimum sıcaklığının oldukça üzerinde olduğu belirtilmelidir. Organik sıvıların kimyasal olarak bozulması nedeniyle, organik sıvıları maksimum sıcaklığının üzerinde ısıtmak mümkün değildir (Yağlı, 2018). Ayrıca Mago ve diğerleri (2008) rejeneratör kullanarak R113 ile ORC'nin ikinci yasa verimini yaklaşık %50-60 arasında hesaplamıştır. Dolayısıyla bu çalışmadan elde edilen verilerle uyumlu sonuçlar verdiği açıkça görülmektedir.

4.2.3. GT-RC-ORC kombine sisteminin enerji ve ekserji verimlerinin incelenmesi

İlk iki başlıkta doğal gaz yakıtlı GT'ye entegre edilen RC ve ORC sistemleri ayrı ayrı incelenmiş ve detaylı bir şekilde sonuçlar irdelenmiştir. Bu başlık altında, seçilen tüm çalışma akışkanlarının GT-RC-ORC kombine sisteminin genel performansı üzerindeki etkileri, çalışma basıncına ve sıcaklığa bağlı olarak termal ve ekserji verimleri analiz edilmektedir. GT-RC-ORC sisteminin termal ve ekserji verimliliği, Şekil 4.16'da 3B grafikler olarak gösterilmektedir.



Şekil 4.16. Seçilmiş organik çalışma akışkanları için GT-RC-ORC sisteminin termal ve ekserji verimliliği

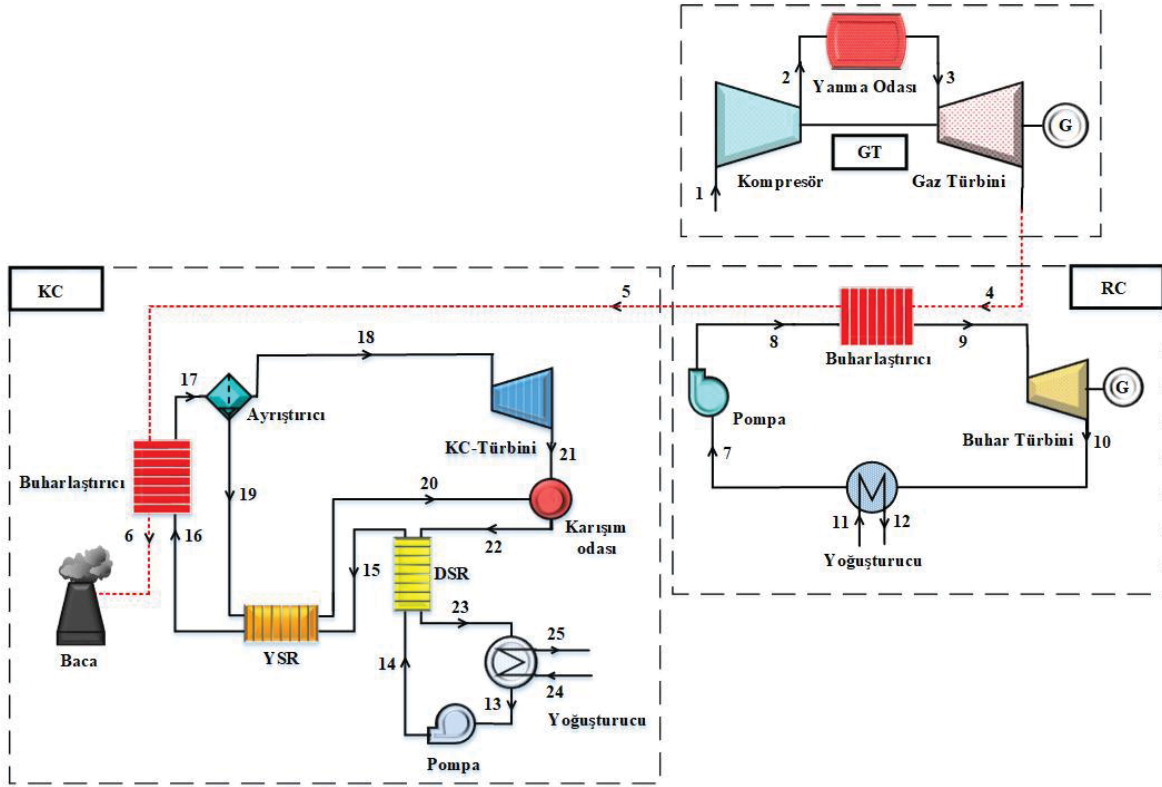
Şekil 4.16'da her bir çalışma akışkanına göre genel termal ve ekserji verimleri verilmektedir. Her iki 3B grafiğin katmanlarında görüldüğü gibi, çalışma akışkanı olarak R141b kullanıldığında kombine çevrimin hem genel termal veriminin hem de genel ekserji verimliliğinin maksimum noktaya ulaştığı ortaya çıkmaktadır. Maksimum genel termal verimlilik %47,65 iken maksimum genel ekserji verimliliği %67,35'tir. Ayrıca, alt katmanda bulunan R152a kullanıldığında minimum genel verimlilik elde edilmektedir. Minimum toplam termal ve ekserji verimliliği %43,8 ve %61,91 olarak hesaplanmaktadır. 3D yüzey grafiği dikkatle incelendiğinde, Aseton, düşük çalışma basınçlarında R141b'den daha yüksek toplam termal ve ekserji verimliliğine sahiptir. Öte yandan, birleşik çevrimin maksimum toplam termal ve ekserji veriminin kritik basınca ve R141b'nin maksimum sıcaklığına yakın değerlerde gerçekleştiği not edilmelidir. Maksimum performansın elde edildiği RC ve ORC sistemlerindeki noktaların termodinamik özellikleri Çizelge 4.3'te verilmektedir.

Çizelge 4.3. Maksimum performansın elde edildiği RC ve ORC sistemlerindeki noktaların termodinamik özellikleri

Nokta	Akışkan	P <i>bar</i>	T $^{\circ}C$	h <i>kJ/kg</i>	\dot{m} <i>kg/s</i>	s <i>kJ/kgK</i>	ψ <i>kJ/kg</i>
4	Egzoz gazı	1,20	500,00	545,52	21,80	8,0530	237,092
5	Egzoz gazı	1,20	255,00	271,23	21,80	7,6270	86,790
6	Egzoz gazı	1,20	231,31	245,52	21,80	7,5770	75,581
7	Egzoz gazı	1,20	205,97	218,16	21,80	7,5220	64,422
8	Egzoz gazı	1,20	100,00	105,13	21,80	7,2550	28,992
9	Su	0,50	81,32	340,48	1,91	1,0910	25,166
10	Su	100,00	82,49	353,27	1,91	1,0982	35,865
11	Su	100,00	480,00	3322,89	1,91	6,5310	1423,740
12	Su	0,50	81,32	2395,26	1,91	6,8878	392,210
13	Soğutma suyu	2,00	20,00	84,14	188,40	0,2966	0,128
14	Soğutma suyu	2,00	25,00	105,01	188,40	0,3673	0,396
15	R141b	1,00	31,67	236,23	9,97	1,1252	0,359
16	R141b	40,00	33,69	240,22	9,97	1,1279	0,359
17	R141b	40,00	199,67	476,21	9,97	1,7298	64,340
18	R141b	40,00	200,97	533,23	9,97	1,8500	86,339
19	R141b	40,00	225,00	586,80	9,97	1,9609	107,650
20	R141b	1,00	86,17	504,31	9,97	1,9928	15,867
21	Soğutma suyu	2,00	20,00	84,14	128,03	0,2966	0,128
22	Soğutma suyu	2,00	25,00	105,01	128,03	0,3673	0,396

4.3. Doğal Gaz Yakıtlı Bir GT'nin Egzoz Gazının Değerlendirilmesi için Tasarlanan GT-RC-KC Kombine Sistemi

Bilindiği gibi kombine çevrimler, enerji kaynaklarından mümkün olduğunca faydalanmak için farklı güç çevrimlerinin bir araya getirilmesini ifade eder. Bu bölümde çalışmasını yaptığımız kombine çevrim senaryolarının ikincisi gerçekleştirilmektedir. 2. Senaryo, 1. Senaryodan farklı olarak ORC sisteminin yerine KC sistemi eklenmiştir. Kombine çevrim için tasarlanan tesisin şematik gösterimi Şekil 4.17'de verilmektedir.



Şekil 4.17. GT-RC-KC kombine sisteminin şematik gösterimi (Senaryo 2)

Burada, kompresöre hava girmeden önce genel sistem verimliliğini artırmak için atmosferik hava soğutulmaktadır. Ardından atmosferik hava sıkıştırma işlemi için (1→2) kompresöre iletilmektedir. Basınçlandırılmış sıcak hava, yanma işlemi için yakıt olarak doğal gazın kullanıldığı (2→3) yanma odasına aktarılmaktadır. Daha sonra yanma odasında elde edilen yüksek sıcaklıktaki GT’de genişleyerek mekanik güç elde edilmektedir (3→4). Ardından GT’den çıkan yüksek sıcaklıktaki egzoz gazı önce RC’de (4→5) sonra KC’de (5→6) kullanılmaktadır. RC buharlaştırıcısı (10→11) sayesinde, çalışma akışkanı RC-Türbininde (9→10) mekanik güç elde etmek için kızgın buhar haline getirilmektedir. Ardından, yoğuşturucu (10→7) ve Pompa (7→8) yardımıyla RC çevrimi tamamlanmaktadır.

Görüldüğü gibi Kalina çevrimi 8 bileşenden oluşmaktadır. Bunlar buharlaştırıcı, ayırıştırıcı, KC-Türbin, karışım odası, YSR, DSR, Pompa ve yoğuşturucu’dur. 255 °C’de RC’den çıkan egzoz gazı, KC’nin buharlaştırıcısında (5→6) kullanıldıktan sonra 100 °C’de baca yoluyla atmosfere bırakılmaktadır. Doymuş buhar (veya kızgın buhar) fazına getirilen amonyak-su karışımındaki buharlaşmamış su damlacıkları bir ayırıştırıcı (17→19) ile ayrılmaktadır. Daha sonra buhar fazında olan amonyak-su karışımı KC-Türbininde mekanik güç elde etmek için kullanılmakta (22→25) ve karışım odasına gönderilmektedir. Bu sırada ayırıştırıcıdan

ayrılan su damlacıkları YSR'den (19→20) geçirilmekte ve fazla ısı YSR'deki çalışma akışkanına (19→20) transfer edilmektedir. Devamında, su damlacıkları karıştırma odasına iletilmekte ve karıştırma odasında birleşen çalışma akışkanları DSR'den geçerek yoğuşturucuya (22→23) aktarılmaktadır. Bunun üzerine yoğuşturucuda (23→13), soğutma suyu tarafından yoğuşturulan amonyak-su karışımı (24→25), çalışma basınçlarını (13→14) arttırmak için pompa tarafından sıkıştırılmaktadır. Son olarak, Amonyak-su karışımı tekrar DSR ve YSR'den geçerek buharlaştırıcıya iletilmektedir. Bu çalışmadan yapılacak olan parametrik optimizasyon, gaz türbininden atmosfere bırakılan egzoz gazı ile genel sistem verimliliğini artırmayı amaçlamaktadır. Tesisteki gaz türbininden elde edilen nominal çalışma parametreleri Çizelge 4.4'te gösterilmektedir.

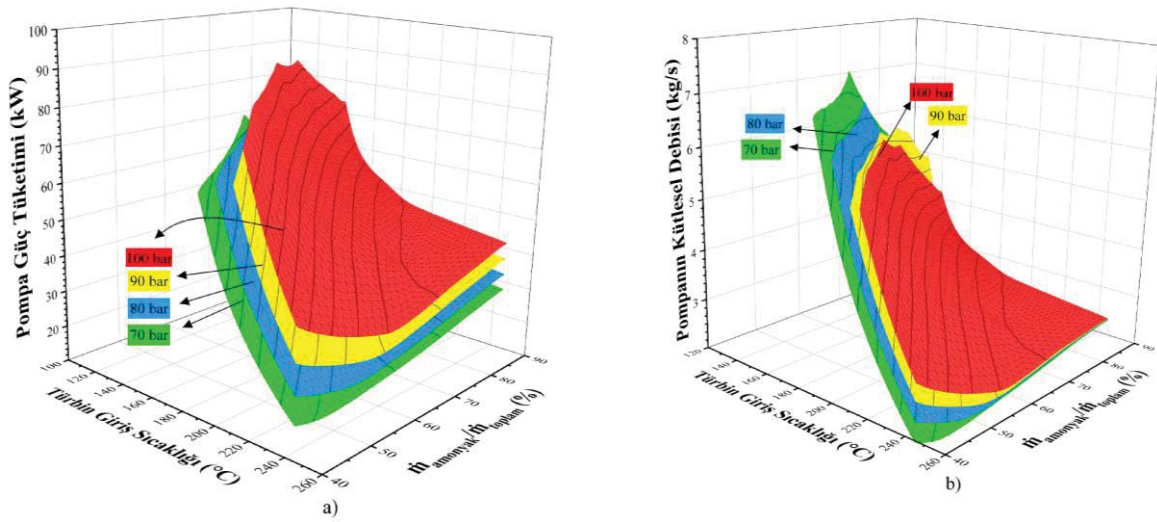
Çizelge 4.4. RC ve KC sistemleri için varsayılan nominal çalışma parametreleri (Köse, Koç ve Yağlı, 2021)

Parametreler	Değer	Birim
Pompa izentropik verim	80	%
Türbin izentropik verim	82	%
Soğutma suyu sıcaklığı	20	°C
Egzoz gazının kütleli debisi	21,8	kg/s
RC egzoz gazı giriş sıcaklığı	500	°C
RC egzoz gazı çıkış sıcaklığı	255	°C
KC egzoz gazı giriş sıcaklığı	255	°C
KC egzoz gazı çıkış sıcaklığı	100	°C
Amonyak-su yoğuşma basıncı	6,6	bar

4.3.1. GT-RC sistemine entegre edilen KC'nin parametrik optimizasyonu

Öncelikle, gaz türbinin ana taşıyıcı olarak kullanıldığı sisteme, 500 °C'lik egzoz gazı sıcaklığı kullanan buharlı Rankine çevrimi dahil edilmiştir. Ardından buharlı Rankine çevriminden güç üretimi gerçekleştirilmiş ve daha sonra egzoz gazı atık ısısı 255 °C'de Buharlı Rankine çevriminden atmosfere bırakılmıştır. Fakat egzoz gazı sıcaklığı hala ciddi bir ısı kaynağı potansiyeli oluşturmasına rağmen geleneksel güç çevrim sistemleriyle bu sıcaklıktan faydalanmak neredeyse imkansızdır. Isı kaynağının sıcaklığı geleneksel güç çevrim sistemlerinin çalışma sıcaklık aralığında olmamasından dolayı, düşük ve orta sıcaklıktaki atık ısıyı geri kazanmak için yeni nesil sistemlere ihtiyaç duyulmaktadır. Kalina çevrimi bu durumlarda kullanılacak en dikkat çekici yöntemlerden biridir. Çalışma akışkanı olarak amonyak-su karışımının kullanıldığı Kalina sistemi ile düşük ve orta sıcaklıklı atık ısılarından ciddi miktarda güç üretimi sağlanabilmektedir. Yeni nesil bir sistem olması

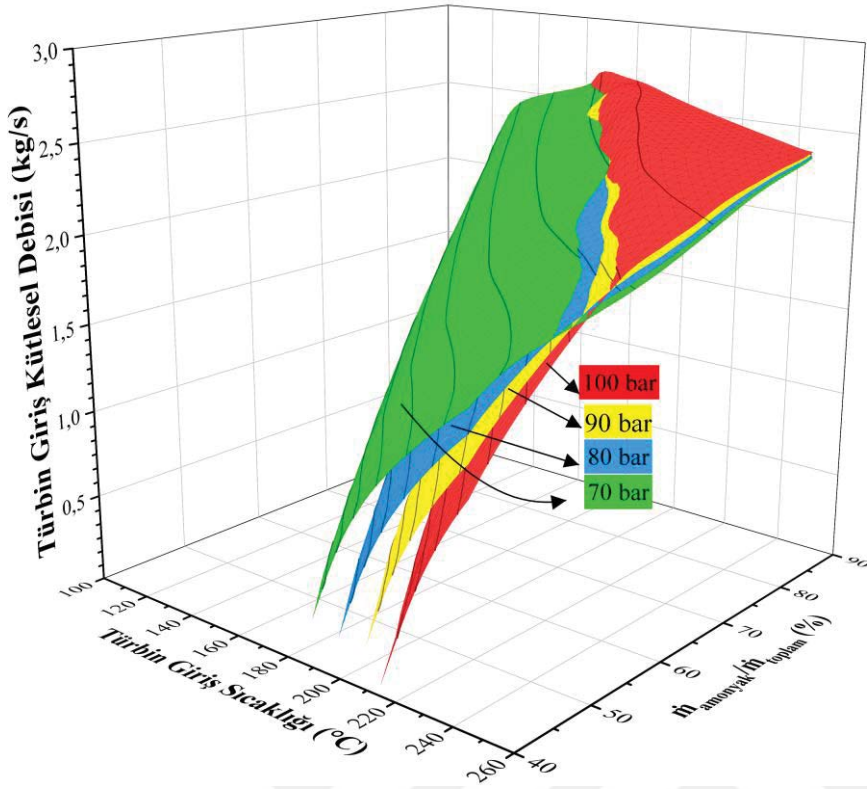
üzerinde ciddi bir şekilde çalışılmasını gerektirmektedir. Tezin bu bölümünde, Kalina çevriminin performansı türbin giriş sıcaklığı ve basıncına, amonyak-su karışım konsantrasyonuna bağlı olarak optimize edilmektedir. Ayrıca Kalina çevriminin pompa güç tüketimi ve kütleli debi değeri, türbin giriş kütleli debi miktarı, ayrıştırılmış sıvının debisi, net güç, termal ve ekserji verimliliği gibi performans göstergeleri ve seçilen parametrelerin Kalina çevrimi performansı üzerindeki etkilerini gözlemlemek için hassas bir şekilde analiz edilmektedir. Kalina çevrimi pompa güç tüketimi ve pompa kütle akış hızının amonyak-su konsantrasyonu, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak değişimi Şekil 4.18'de gösterilmektedir.



Şekil 4.18. Kalina çevriminin pompa güç tüketimi ve pompa kütleli debisinin amonyak-su konsantrasyonu, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak değişimi

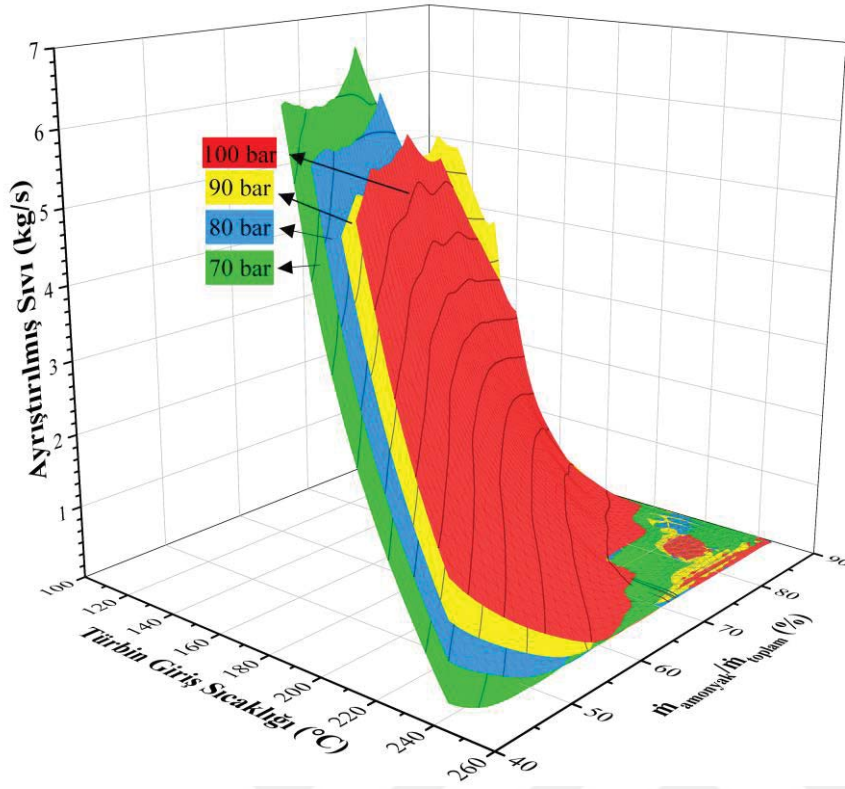
Yukarıdaki grafikte pompa güç tüketimi üç boyutlu olarak analiz edilmektedir. Her katman türbin giriş basıncına karşılık gelmektedir. 70 bar ve 80 bar türbin giriş basıncı yeşil ve mavi katmanları temsil ederken, 90 bar ve 100 bar türbin giriş basıncı sırasıyla sarı ve kırmızı katmanları temsil etmektedir. Maksimum pompa güç tüketimi ve pompa kütleli debi değeri sırasıyla 93,44 kW ve 6,2 kg/s olarak 100 bar, 175 °C, %65'te hesaplanırken, minimum pompa güç tüketimi ve pompa kütleli debi değeri 17,19 kW ve 1,76 kg/s olarak 70 bar, 245 °C, %45'te bulunmuştur. Burada bu çizelgelerden çıkarılan önemli nokta, maksimum ve minimum pompa güç tüketiminin elde edildiği noktaların tahmin edildiği gibi uç noktalarda olmamasıdır. Çünkü beklenenin aksine maksimum kütleli debi ve pompa güç tüketim değerleri uç noktalardan ziyade ara noktalarda elde edilmektedir. Aslında bunun nedeni, sıcaklık, basınç ve kütleli debiye bağlı olarak kabarcık ve çiy noktalarındaki değişimi

anlatan Şekil 3.8'de açıkça görülmektedir. Noktalar arasındaki mesafe, sıcaklığa, basınca ve amonyak-su konsantrasyonuna bağlı olarak karışımın buharlaşma entalpisini temsil etmektedir. Minimum pompa güç tüketimleri ve pompa kütleli debileri, maksimum türbin giriş sıcaklığının (245 °C) çiy eğrileriyle kesiştiği amonyak-su konsantrasyonunda bulunmaktadır. Ayrıca tüm basınçlar göz önüne alındığında, minimum pompa güç tüketimleri 100 bar için %60 amonyak-su konsantrasyonunda, 90 bar için %55 amonyak-su konsantrasyonunda; 80 bar için %50 amonyak-su konsantrasyonunda ve 70 bar için %45 amonyak-su konsantrasyonunda elde edilmektedir. Maksimum pompa güç tüketimi ve kütleli debi değeri ise amonyak-su karışımının doymuş buhar sıcaklığında ve çiy ve kabarcık eğrileri arasındaki sıcaklık farkının en yüksek olduğu amonyak-su konsantrasyonunda gerçekleşmekte ve tüm basınçlar için amonyak-su konsantrasyonu %65 olarak bulunmaktadır. Sabit türbin giriş sıcaklığı ve amonyak-su konsantrasyonunda, pompa güç tüketimi belirli bir türbin giriş sıcaklığına doğru hızla düşme eğilimi göstermekte ve daha sonra küçük bir değişim ile birlikte maksimum türbin giriş sıcaklığına kadar düşmektedir. Ayrıştırıcı etkisinin en aza indirilmesi nedeniyle aşağı yönlü eğilimin oluştuğunu unutulmamalıdır. Türbin giriş kütleli akışı, Kalina çevriminde kullanılan türbinin performans değerlendirmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Bu nedenle türbin giriş kütleli akışı aynı parametreler altında detaylı olarak gözlemlenmektedir. Kalina çevrimi için türbin giriş kütleli debi değişimi, amonyak-su konsantrasyonu, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına göre değişimi Şekil 4.19'da gösterilmiştir.



Şekil 4.19. Kalina çevrimi için türbin giriş kütleli debisi, amonyak-su konsantrasyonu, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına göre değişimi

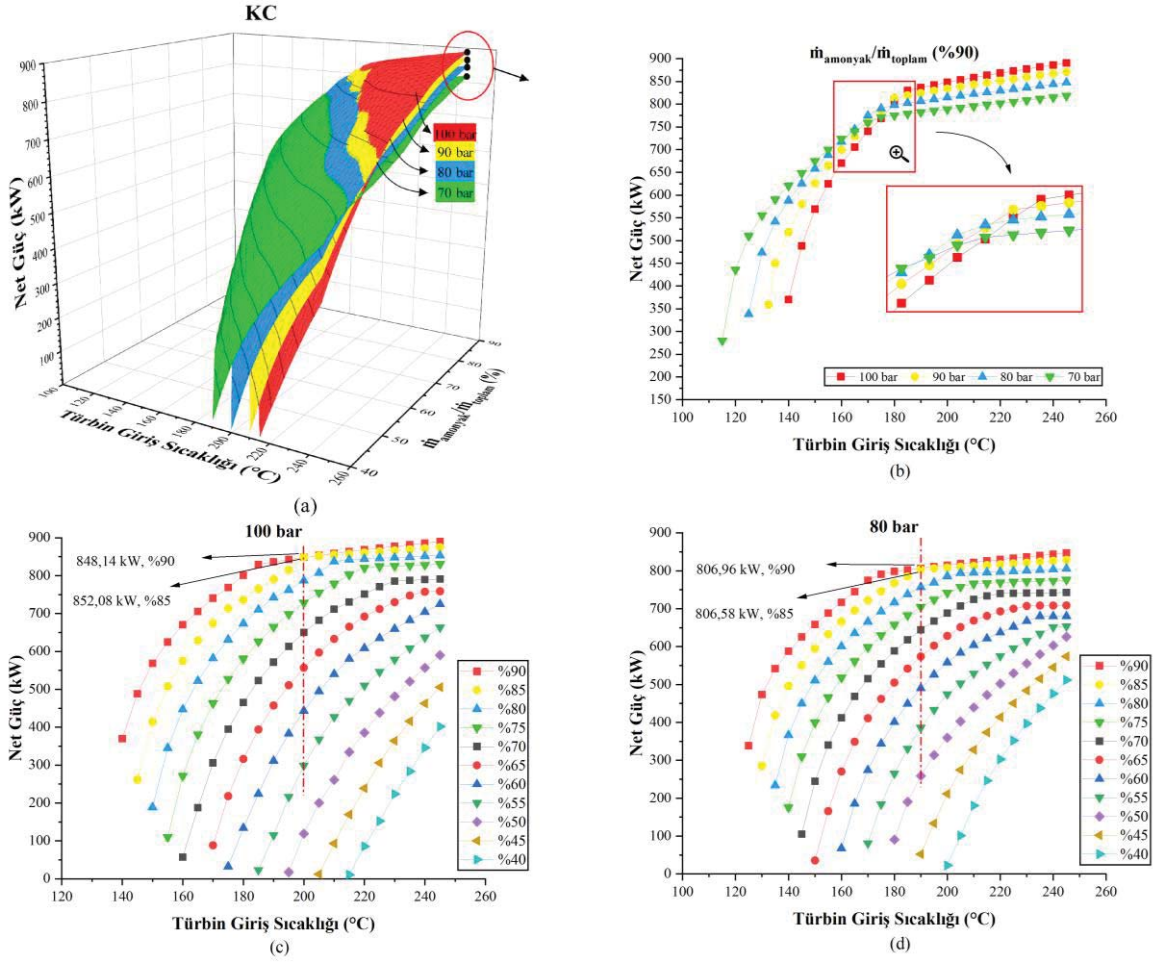
Şekil 4.19'daki eğilim dikkatle incelendiğinde, sabit ısı girişi ve amonyak-su konsantrasyonunda artan türbin giriş sıcaklığı ile türbin girişi kütleli debi miktarı, ayrıştırıcıdan elde edilmiş doymuş sıvının sıfır olduğu noktaya kadar hızlı bir artış göstermektedir. Buna ek olarak sabit türbin giriş basıncı ve amonyak-su konsantrasyonunda, düşük türbin giriş sıcaklığı ve basıncında türbin giriş kütleli debi miktarı, maksimum değerine ulaşmaktadır. Sabit amonyak-su konsantrasyonunda türbin giriş basıncının artışıyla birlikte, daha yüksek türbin giriş sıcaklığında maksimum türbin giriş kütleli debi değeri elde edilmektedir. Ayrıca maksimum türbin giriş kütleli debi miktarı artan türbin giriş basıncı ile artmaktadır. Sabit türbin giriş basıncında amonyak-su konsantrasyonunun artmasıyla tüm türbin giriş sıcaklığı değerleri için türbin giriş kütleli debi miktarının arttığı gözlemlenmektedir. Dahası, türbin girişi kütleli debi değeri, amonyak-su konsantrasyonu düşüldükçe azalmaktadır. Sonuç olarak, maksimum türbin giriş kütleli debi 2,70 kg/s olarak hesaplanmaktadır (100 bar, 165°C, %90). Kalina çevrimi için amonyak-su konsantrasyonu, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak ayrıştırıcıdan ayrılan sıvının kütleli debi değişimi Şekil 4.20'de verilmektedir.



Şekil 4.20. Kalina çevrimi için amonyak-su konsantrasyonu, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak ayırıştırıcıdan ayrılan sıvının kütleli debi değışimi

Ayırıştırıcıdan elde edilen doymuş sıvı miktarındaki değışimine bakıldığında her amonyak-su konsantrasyonu için ayırıştırıcının etkisinin farklı olduğunu söylemek yerinde olur. Çünkü konsantrasyonun değışimine bağlı olarak çalışma akışkanının doyma sıcaklığı da değışmektedir. Aynı türbin giriş basıncında artan türbin giriş sıcaklığı ile ayrılan doymuş sıvı miktarının azaldığı açık bir şekilde görülmektedir. Belirli bir türbin giriş sıcaklığındaki çalışma akışkanı, her amonyak-su konsantrasyonu ve türbin girişı basınç değeri için tamamen doymuş buhar (veya aşırı ısıtılmış buhar) haline gelmektedir. Böylece ayırıştırıcının etkisi sona ermekte ve maksimum sıcaklığa kadar ayrılan doymuş sıvı miktarı sıfırda sabit kalmaktadır. Sabit türbin giriş basıncında artan amonyak-su konsantrasyonu ayırıştırıcının aktif çalışma süresini azalttığı ve dolayısıyla ayrılan doymuş sıvı miktarının ise azaldığı not edilmelidir. Yani, düşük türbin giriş sıcaklıklarında, çalışma akışkanı daha hızlı doymuş buhara (veya kızgın buhara) dönüşmekte olduğu dikkat çekmektedir. Net güç, türbinden elde edilen brüt güçten sistemin çalışması için gerekli olan elektriksel gücün çıkarılmasını ifade etmektedir. Net güç, sistemin termodinamik performansının yorumlanmasında oldukça önemli bir parametre olarak dikkat çekmekte ve sistemin verimliliği hakkında önemli bilgiler vermektedir. Kalina çevrimi için amonyak-su

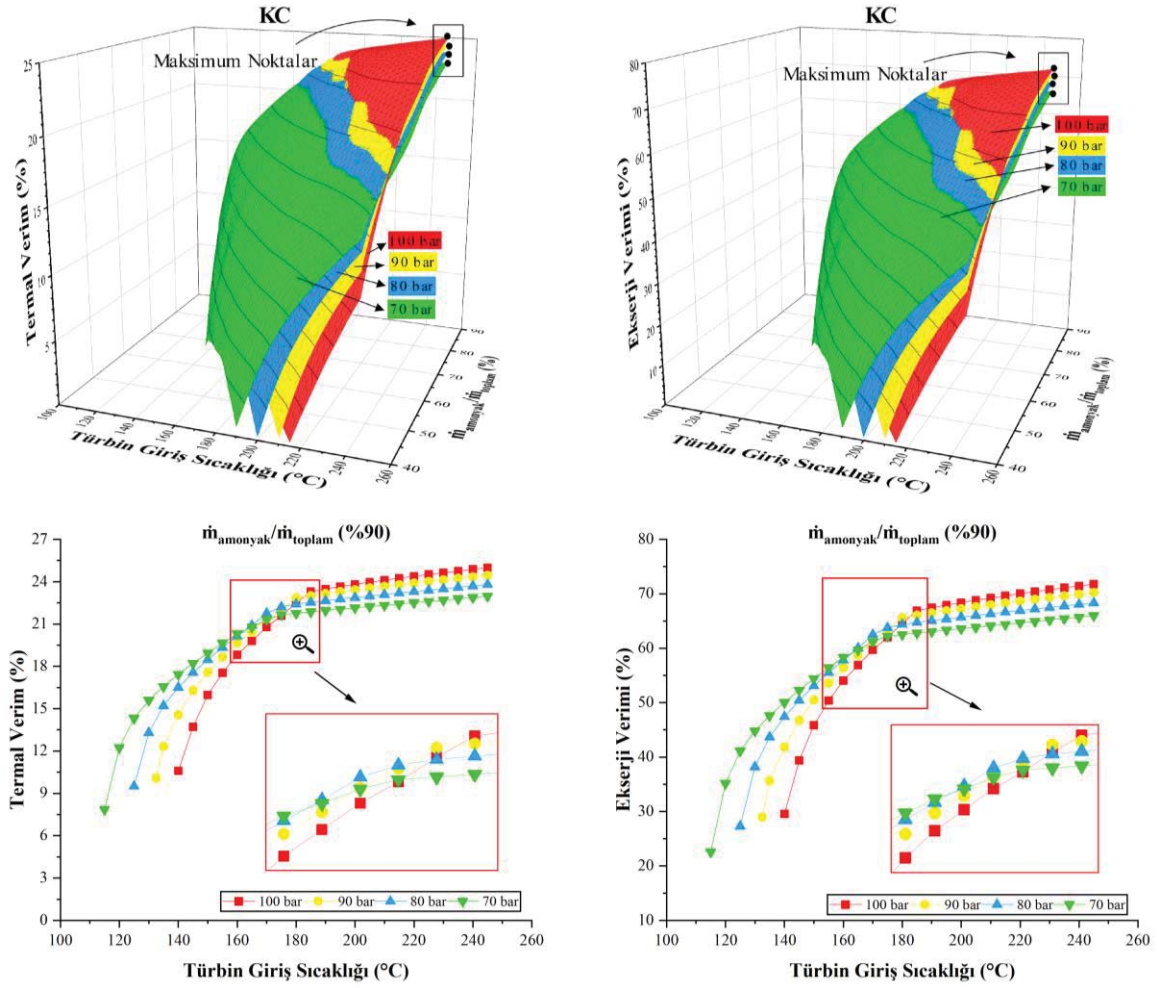
konsantrasyonu, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına göre net gücün değişimi Şekil 4.21’de incelenmektedir.



Şekil 4.21. Net güç üretimindeki değişim: (a) Amonyak-su konsantrasyonuna, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak, (b) %90 Amonyak-su konsantrasyonuna, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak, (c) 100 bar türbin giriş basıncında, türbin giriş sıcaklığı ve amonyak-su konsantrasyonuna bağlı olarak, (d) 80 bar Türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığına ve amonyak-su konsantrasyonuna bağlı olarak

Buharlı Rankine çevriminin egzoz gazı çıkış sıcaklığı 255 °C olduğu bilinmektedir. Kalina çevriminde bu sıcaklık maksimum 245 °C türbin giriş sıcaklığına kadar ulaşılabilir. Bu nedenle Kalina çevriminin maksimum net gücü 100 bar türbin giriş basıncı, %90 amonyak-su konsantrasyonu ve 245 °C türbin giriş sıcaklığında 890,14 kW olarak bulunmaktadır. Şekil 4.21a'daki katmanlar dikkatlice incelendiğinde, düşük türbin giriş sıcaklıkları ve basınçlarında daha yüksek net güç elde edilmesi oldukça önemli bir termodinamik özellik olarak dikkat çekmektedir. Belirli bir noktanın üzerinde ise artan türbin giriş sıcaklığı ile birlikte, tüm amonyak-su konsantrasyonları için yüksek türbin giriş

basınçlarında daha yüksek maksimum net güç elde edilmektedir. Örneğin Şekil 4.21b'de görüldüğü gibi maksimum net gücün elde edildiği %90 amonyak-su konsantrasyonunda, 165 °C'nin altındaki türbin giriş sıcaklıklarında düşük türbin giriş basıncı kullanımı ile daha fazla net güç sağlanmaktadır. Bununla birlikte, 165 °C ile 185°C arasında, %90 amonyak-su konsantrasyonunda hesaplanan maksimum net gücün gözlemlendiği türbin giriş basıncında dikkat çekici bir durum gözlemlenmektedir (bkz. Şekil 4.21b'deki geçiş bölgesi, yakınlaştırılmış dikdörtgenin içinde). 185 °C'lik türbin giriş sıcaklığının üzerinde, artan türbin giriş basıncı ile net güçte paralel bir artış görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.21c'de görüldüğü gibi, 100 bar'da türbin giriş sıcaklığı 200 °C olduğunda, %85 amonyak-su konsantrasyonu ile elde edilen net gücün, %90'lık amonyak-su konsantrasyonundakinden daha büyük olduğu önemle not edilmesi gerekmektedir. Dahası, Şekil 4.21a ve Şekil 4.21d'de görüldüğü gibi, 100 bar'ın altındaki bir türbin giriş basıncında artan türbin giriş sıcaklığı ve amonyak-su konsantrasyonu ile net güç üretimi arttığı gözlemlenmektedir. Buna ek olarak, sabit türbin giriş sıcaklığı ve basıncında artan amonyak-su konsantrasyonu net güç değerini yükselttiği ortaya çıkmaktadır. Son olarak minimum net güç değeri, en düşük amonyak-su konsantrasyonunda gerçekleştiği unutulmamalıdır. Kalina çevrimi için amonyak-su konsantrasyonu, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak termal ve ekserji verimlerindeki değişim Şekil 4.22'de gösterilmektedir.



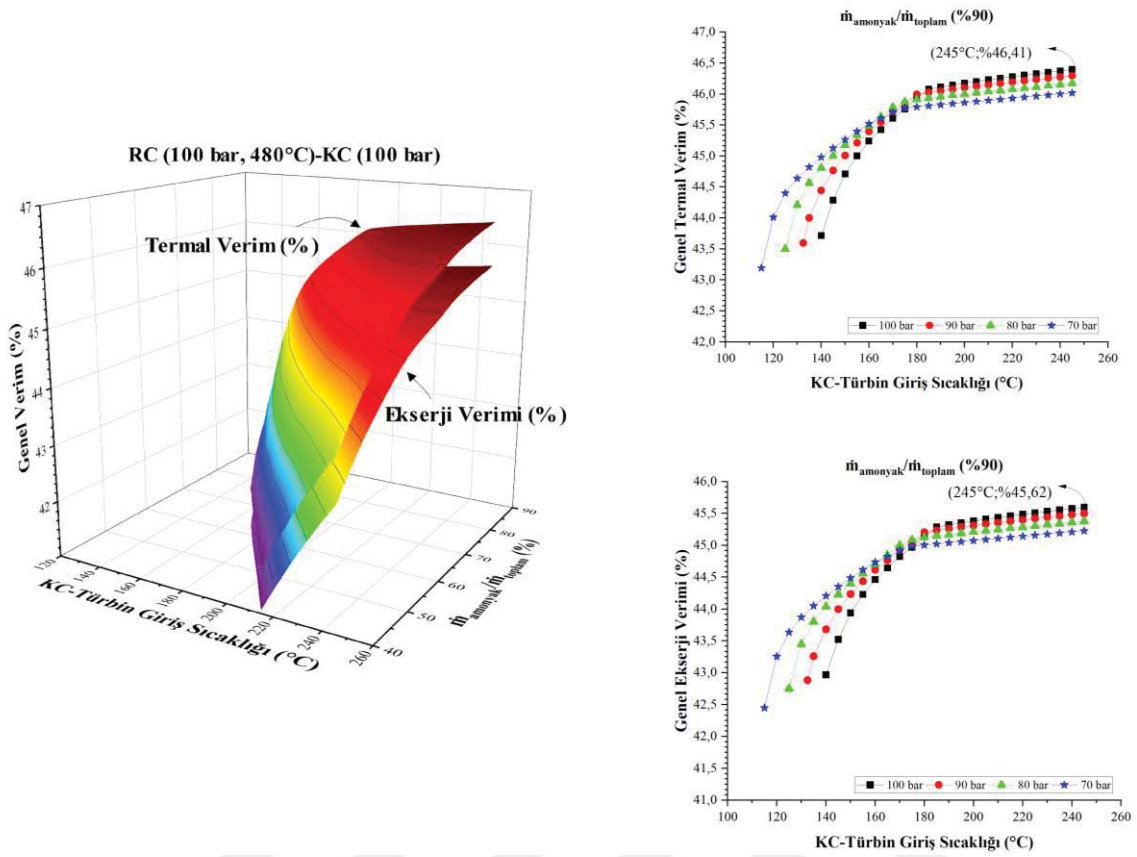
Şekil 4.22. Kalina çevrimi için amonyak-su konsantrasyonu, türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak termal ve ekserji verimlerindeki değişim

Kalina çevriminin termal ve ekserji verimlerine bakıldığında 70 bar, 80 bar, 90 bar ve 100 barda düşük amonyak-su konsantrasyonu seçilmesinin yanı sıra türbin giriş sıcaklığının da düşük seçilmesinin sistemin çalışma etkinliğini oldukça düşürdüğü görülmektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığı ve basıncında amonyak-su konsantrasyonundaki artışın her iki verime de ciddi etkisinin olduğu not edilmelidir. Her amonyak-su konsantrasyonu için türbin giriş basıncı seçiminde türbin giriş sıcaklığının göz önüne alınması gerektiği unutulmamalıdır. Ayrıca amonyak-su konsantrasyonu değeri her zaman yüksek verim anlamına gelmemektedir. Aynı şekilde, yüksek türbin giriş basıncı değeri her zaman verimliliği artırmaz. Termal ve ekserji verimlerinin maksimum olduğu %90 amonyak-su konsantrasyonu bu ifadeyi doğrulamaktadır. 100 bar katmanı, 185 °C'nin üzerinde Kalina çevriminin verim değerleri daha yüksek çıkmaktadır. Ancak 165 °C'nin altında 70 bar katmanı verim değerleri incelendiğinde ön plana çıkmaktadır. 165 °C ile 185 °C arası geçiş bölgesini ifade etmektedir. Net güçle doğru orantılı olarak 200 °C türbin giriş sıcaklığında

%85 amonyak-su konsantrasyonu %90 amonyak-su konsantrasyonundan daha verimli olduğu önemle not edilmelidir. Maksimum termal ve ekserji verimleri 100 bar türbin giriş basıncında, 245 °C türbin giriş sıcaklığında ve %90 amonyak-su konsantrasyonunda %24,99 ve %71,77 olarak bulunurken, minimum termal ve ekserji verimi en düşük amonyak-su konsantrasyonu noktasında gerçekleştirilmiştir. Coskun, Bolatturk ve Kanoglu (2014) Kalina döngüsünün termodinamik performansını analiz etmişlerdir. Kalina çevriminin ekserji verimliliği 152 °C türbin giriş sıcaklığı ve 122 bar türbin giriş basıncında %59,2 olarak hesaplamışlardır. Ayrıca Victor, Kim ve Smith (2013) 150 °C türbin giriş sıcaklığı, 107,6 bar türbin giriş basıncı ve %94,9 amonyak-su konsantrasyonunda Kalina çevriminin termal veriminin %18,14 olduğunu ileri sürmüşlerdir. Koc, Aksar ve Yagli (2020) Kalina çevrimini kullanarak bir kojenerasyon sistemi üzerinde birinci ve ikinci kanuna dayalı optimizasyon yöntemini uygulamışlardır. Analizler sırasında Kalina çevrimi, 50 bar türbin giriş basıncında %20 ile %80 arasında değişen amonyak-su konsantrasyonunu kullanmışlardır. Kapsamlı bir analizden sonra, Kalina çevriminin termal verimini %60 konsantrasyonda %20,43 ve %80 konsantrasyonda %25,35 olarak bulmuşlardır. Mevcut çalışmaların sonuçları ile karşılaştırıldığında, literatürdeki çalışmaların sonuçlarının Kalina çevriminin optimizasyon sonuçlarıyla uyumlu olduğu açıkça görülmektedir.

4.3.2. GT-RC-KC kombine sisteminin enerji ve ekserji verimlerinin incelenmesi

Sisteme entegre edilen çevrim tipleri, ana taşıyıcıdan salınan egzoz gazı çıkış sıcaklığına göre değişiklik göstermekle birlikte çok az alternatif bulunduğu aşıkardır. Ana taşıyıcıdan egzoz gazı çıkış sıcaklığı yüksekse, geleneksel çevrimler kullanılabilir. Aksine, egzoz gazı çıkış sıcaklığı geleneksel yöntemlerle uygulanamayacak kadar düşükse, atmosfere salınan egzoz gazını kullanmak için organik Rankine ve Kalina gibi yeni nesil düşük ve orta sıcaklıklı güç çevrimlerinden yararlanmak gerekir. İlk adımda GT'ye entegre edilen geleneksel RC ve ORC sistemini entegre edildi ve analizler 4.2 başlığı altında detaylı bir şekilde incelenmiştir. 4.3 başlığı altında GT-RC'ye entegre edilen KC hassas aralıklarda detaylı bir şekilde incelendi. Bu başlık altında maksimum performansın elde edildiği (100 bar ve 480 °C) RC performans parametreleri alınarak, GT-RC-KC üçlü kombine çevriminin toplam termal ve ekserji verimlerinin KC sisteminde kullanılan amonyak-su karışım oranına ve KC-türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak değişimi (100 bar KC-türbin giriş basıncında) Şekil 4.23 'te verilmiştir.



Şekil 4.23. GT-RC-KC'nin KC amonyak-su karışım konsantrasyonuna ve KC-Türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak genel verimlilik değişimi

Şekil 4.23'teki 3B grafik, maksimum türbin giriş basıncında (100 bar'da) KC'nin amonyak-su konsantrasyonuna ve KC-Türbin giriş sıcaklığına göre üçlü kombine sistemin değişimini gösterirken, 2B grafikler ise GT-RC-KC'nin maksimum amonyak-su konsantrasyonunda, farklı basınçlardaki durumları KC-Türbin giriş sıcaklığındaki değişime bağlı olarak kombine sistemin genel verimliliğini göstermektedir. Minimum genel termal ve ekserji verimliliği, en düşük KC-Türbin giriş sıcaklığında ve KC amonyak-su konsantrasyonunda gerçekleşmektedir. Maksimum genel termal ve ekserji verimleri sırasıyla %46,39 ve %45,59'da 100 bar, %90 ve 245°C'de hesaplanmıştır. Bununla birlikte, %90 amonyak-su konsantrasyonunda bazı türbin giriş sıcaklıkları ve türbin giriş basınçları aralığında kabul edilebilir durumun aksine farklı maksimum toplam verimlilik çıktıları elde edilmektedir. Örneğin Şekil 4.23'te görüldüğü gibi maksimum genel kombine sistem termal ve ekserji verimlerinin elde edildiği %90 amonyak-su karışım oranında, 165 °C'nin altındaki KC-türbin giriş sıcaklıklarında düşük KC-Türbin giriş basıncının kullanılması daha fazla verimlilik sağlanmaktadır. Bununla birlikte, 165 °C ile 185 °C arasında, %90 amonyak-su konsantrasyonunda hesaplanan maksimum verimlerin gözlemlendiği KC-Türbin giriş

basıncında bir değişim (ayrıca bkz. Şekil 4.21b'deki yakınlaştırılmış dikdörtgenin içindeki geçiş bölgesi) ortaya çıkmaktadır. 185 °C'lik türbin giriş sıcaklığı üzerinde, artan KC-Türbin giriş basıncı ile maksimum verimlilikte doğru orantılı bir artış görülmektedir. Ayrıca, sabit KC-Türbin giriş sıcaklığında ve basıncında artan KC amonyak-su konsantrasyonu, verim değerlerini iyileştirmektedir. Minimum verim değerleri, en düşük KC amonya-su konsantrasyonu değerinde meydana gelmektedir. Maksimum performansın elde edildiği RC ve KC sistemlerindeki noktaların termodinamik özellikleri Çizelge 4.5'te gösterilmektedir.

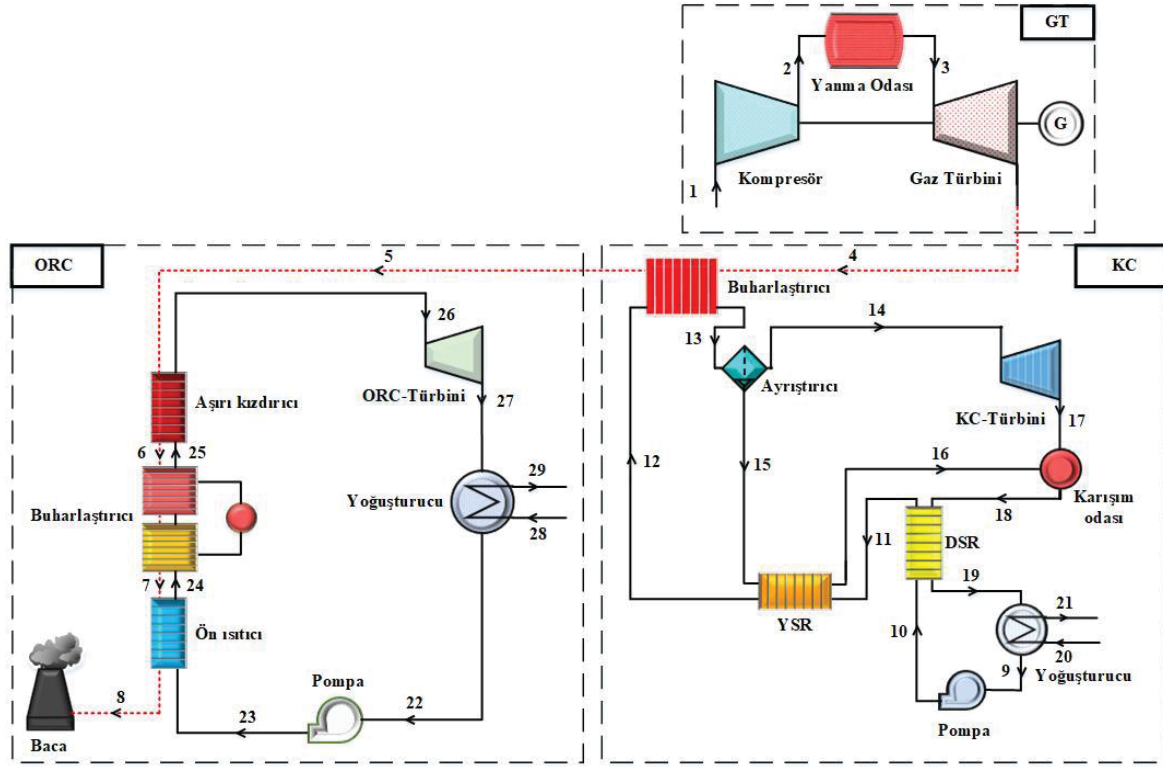
Çizelge 4.5. Maksimum performansın elde edildiği RC ve KC sistemlerindeki noktaların termodinamik özellikleri

Nokta	Akışkan	P bar	T °C	h kJ/kg	\dot{m} kg/s	s kJ/kgK	ψ kJ/kg
4	Egzoz gazı	1,20	500,00	545,52	21,80	8,0530	237,092
5	Egzoz gazı	1,20	255,00	271,23	21,80	7,6270	86,790
6	Egzoz gazı	1,20	100,00	105,13	21,80	7,2550	28,992
7	Su	0,50	81,32	340,48	1,91	1,0910	25,166
8	Su	100,00	82,49	353,27	1,91	1,0982	35,865
9	Su	100,00	480,00	3322,89	1,91	6,5310	1423,740
10	Su	0,50	81,32	2395,26	1,91	6,8878	392,210
11	Soğutma suyu	2,00	20,00	84,14	188,40	0,2966	0,128
12	Soğutma suyu	2,00	25,00	105,01	188,40	0,3673	0,396
13	Amonyak-su	6,60	15,17	301,43	2,36	1,5297	201,859
14	Amonyak-su	100,00	17,63	319,03	2,36	1,5418	215,929
15	Amonyak-su	100,00	75,95	602,20	2,36	2,4287	240,889
16	Amonyak-su	100,00	75,95	602,20	2,36	2,4292	240,745
17	Amonyak-su	100,00	245,00	2112,07	2,36	6,0050	709,517
18	Amonyak-su	100,00	245,00	2112,07	2,36	6,0050	709,517
19	Amonyak-su	100,00	245,00	2112,07	0,00	6,0050	709,517
20	Amonyak-su	100,00	244,45	2112,07	0,00	6,0091	708,314
21	Amonyak-su	6,60	81,64	1709,08	2,36	6,1760	256,735
22	Amonyak-su	6,60	81,64	1709,08	2,36	6,1760	256,735
23	Amonyak-su	6,60	49,21	1425,91	2,36	5,3419	216,407
24	Soğutma suyu	2,00	20,00	84,14	33,16	0,2966	0,128
25	Soğutma suyu	2,00	25,00	105,01	33,16	0,3673	0,396

4.4. Doğal Gaz Yakıtlı Bir GT'nin Egzoz Gazının Değerlendirilmesi İçin Tasarlanan GT-KC-ORC Kombine Sistemi

Önceki bölümlerde ana taşıyıcı olan gaz türbinine ilk olarak kojenerasyon sistemi entegre edildi. Ardından kombine çevrim sistemi doğrultusunda, tesisin güç üretimini arttırmak için gaz türbininden atmosfere bırakılan düşük sıcaklıklı atık ısının geri dönüşümünü sağlayan

yeni nesil sistemler (RC-ORC ve RC-KC) gaz türbinine dahil edilmiştir. Bu bölümde sistem tasarımlarının en sonuncusu (senaryo 3) olan KC-ORC sistemi gaz türbinine entegre edilecektir. GT-KC-ORC kombine sisteminin şematik gösterimi Şekil 4.24'te gösterilmektedir.



Şekil 4.24. GT-KC-ORC kombine sisteminin şematik gösterimi (Senaryo 3)

Egzoz gazı sıcaklığı $500\text{ }^{\circ}\text{C}$ olan GT'ye ilk olarak KC sistemi entegre edilmiş ve KC'nin buharlaştırıcısından (4→5) geçirilerek $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'deki egzoz gazı ORC'nin aşırı kızdırıcısı (5→6), buharlaştırıcısı (6→7) ve ön ısıtıcısından (7→8) geçerek bacadan atmosfere $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de bırakılmaktadır. KC'nin buharlaştırıcısında, doymuş buhar (veya kızgın buhar) fazına getirilen amonyak-su karışımındaki buharlaşmamış su damlacıkları bir ayrıştırıcı (13→15) ile ayrılmaktadır. Daha sonra buhar fazında olan amonyak-su karışımı KC-Türbininde mekanik güç (14→17) elde etmek için kullanılmakta ve karışım odasına gönderilmektedir. Bu sırada ayrıştırıcıdan ayrılan su damlacıkları YSR'den (15→16) geçirilmekte ve fazla ısıyı YSR'deki çalışma akışkanına (11→12) transfer edilmektedir. Devamında, su damlacıkları karışım odasına iletilmekte ve karışım odasında birleşen çalışma akışkanları DSR'den geçerek yoğuşturucuya (18→19) aktarılmaktadır. Bunun üzerine yoğuşturucuda (19→9), soğutma suyu tarafından yoğuşturulan amonyak-su karışımı (20→21), çalışma basınçlarını

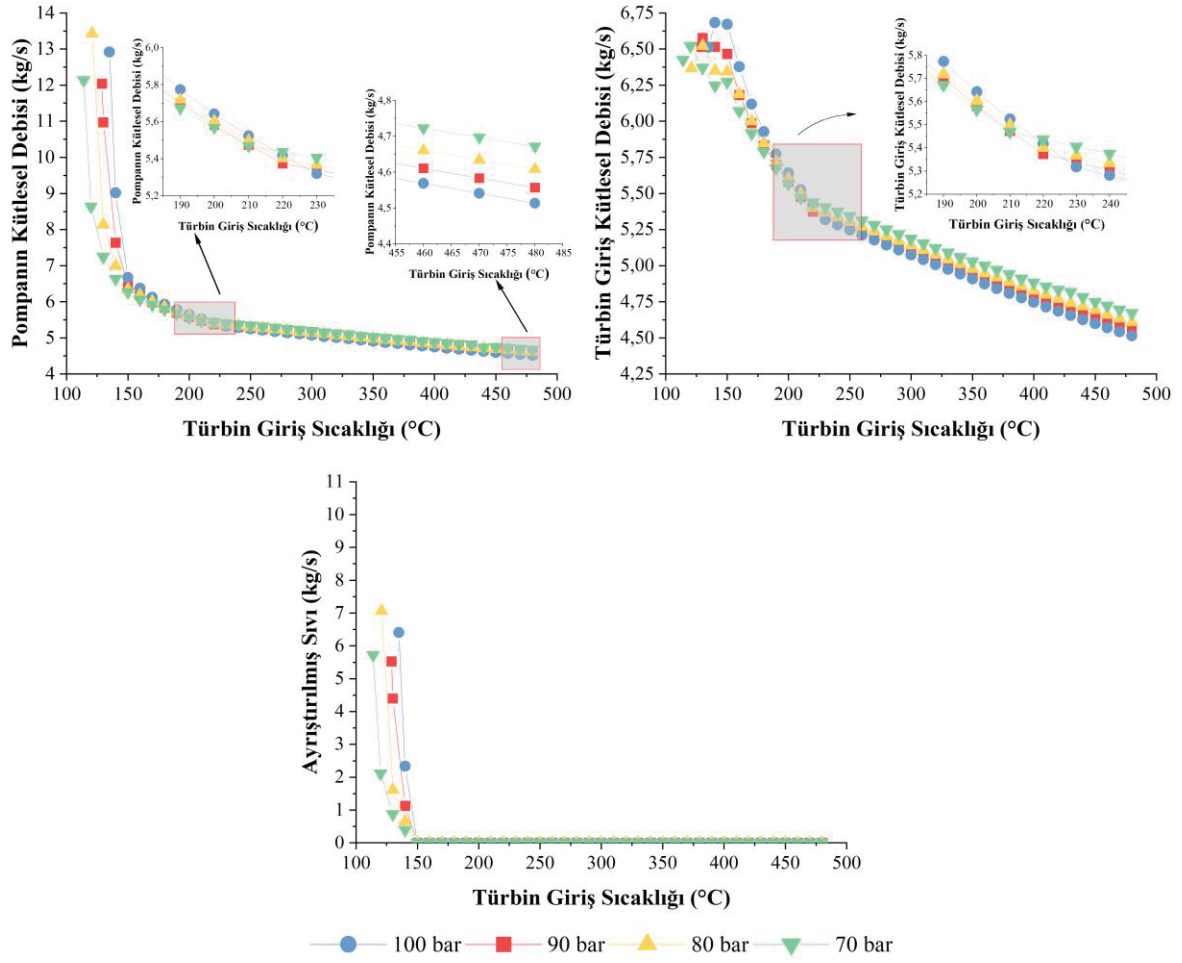
(9→10) arttırmak için pompa tarafından sıkıştırılmaktadır. Son olarak, Amonyak-su karışımı tekrar DSR ve YSR'den geçerek buharlaştırıcıya iletilmektedir. Ardından ön ısıtıcı ile aşırı kızdırıcı (23→26) arasında buhar ya da kızgın buhar haline getirilen organik çalışma akışkanı, mekanik güç üretmek için (26→27) ORC sisteminde kullanılan türbin'e iletilmekte ve son olarak ORC'nin yoğuşturucu ve pompa vasıtasıyla çevrim tamamlanmaktadır. KC ve ORC sistemleri için varsayılan nominal çalışma parametreleri Çizelge 4.6'de verilmektedir.

Çizelge 4.6. KC ve ORC sistemleri için varsayılan nominal çalışma parametreleri

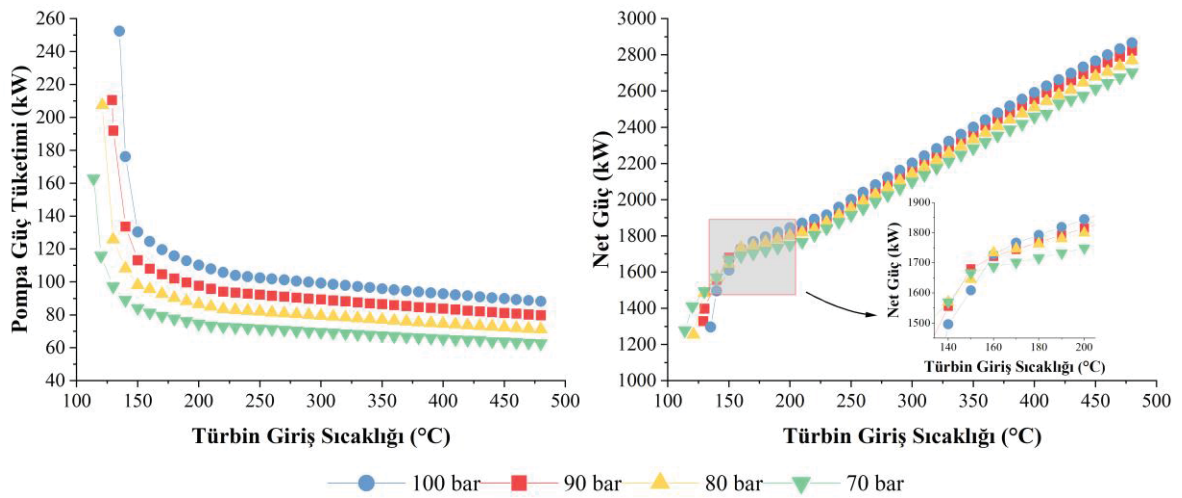
Parametreler	Değer	Birim
Pompa izentropik verim	80	%
Türbin izentropik verim	82	%
KC Soğutma suyu sıcaklığı	5	°C
ORC Soğutma suyu sıcaklığı	20	°C
Egzoz gazının kütleli debisi	21,8	kg/s
KC egzoz gazı giriş sıcaklığı	500	°C
KC egzoz gazı çıkış sıcaklığı	150	°C
ORC egzoz gazı giriş sıcaklığı	150	°C
ORC egzoz gazı çıkış sıcaklığı	120	°C
Amonyak-su yoğuşma basıncı	6,6	bar

4.4.1. Bir GT'ye entegre edilen KC sisteminin parametrik optimizasyonu

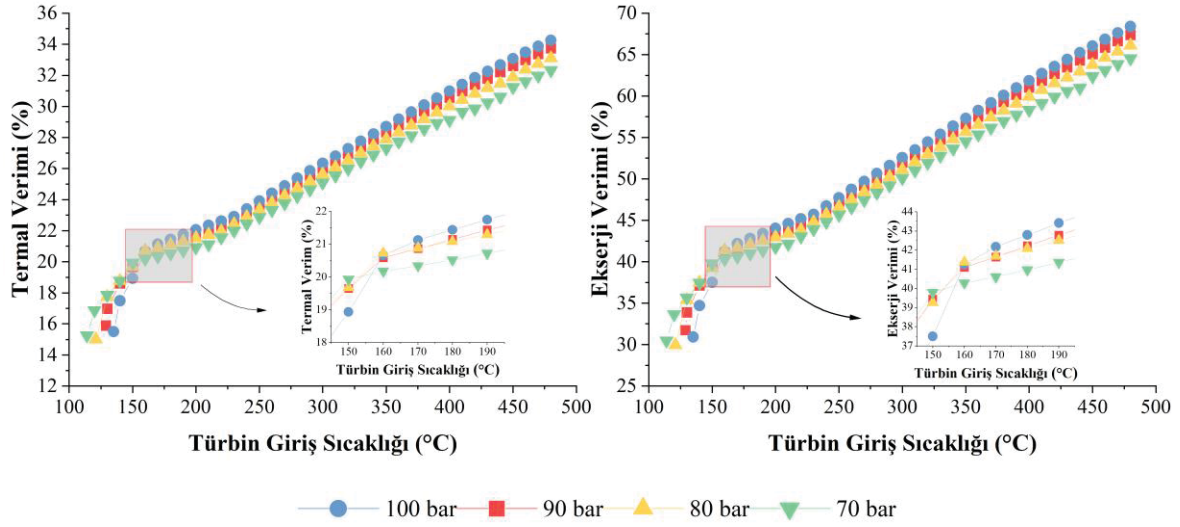
Bu bölümde, 500 °C'lik egzoz gazının atmosfere bırakıldığı GT'ye KC sistemi dahil edilmiştir. Ardından Kalina çevriminin termodinamik performansı türbin giriş sıcaklığı ve basıncına ve amonyak-su konsantrasyonuna bağlı olarak pompa güç tüketimi, pompanın kütleli debisi, türbin giriş kütleli debisi, ayrıştırılmış sıvının debisi, net güç, termal ve ekserji verimliliği irdelenmektedir. GT'ye entegre edilen KC'nin türbin giriş basıncı ve sıcaklığına bağlı termodinamik parametrelerin incelenmesi Şekil 4.25, Şekil 4.26 ve Şekil 4.27'de gösterilmektedir.



Şekil 4.25. GT'ye entegre edilen KC'nin türbin giriş basıncı ve sıcaklığına bağlı kütleli debi değişiminin incelenmesi



Şekil 4.26. GT'ye entegre edilen KC'nin türbin giriş basıncı ve sıcaklığına bağlı pompa güç tüketimi ve net güç değerlerinin incelenmesi



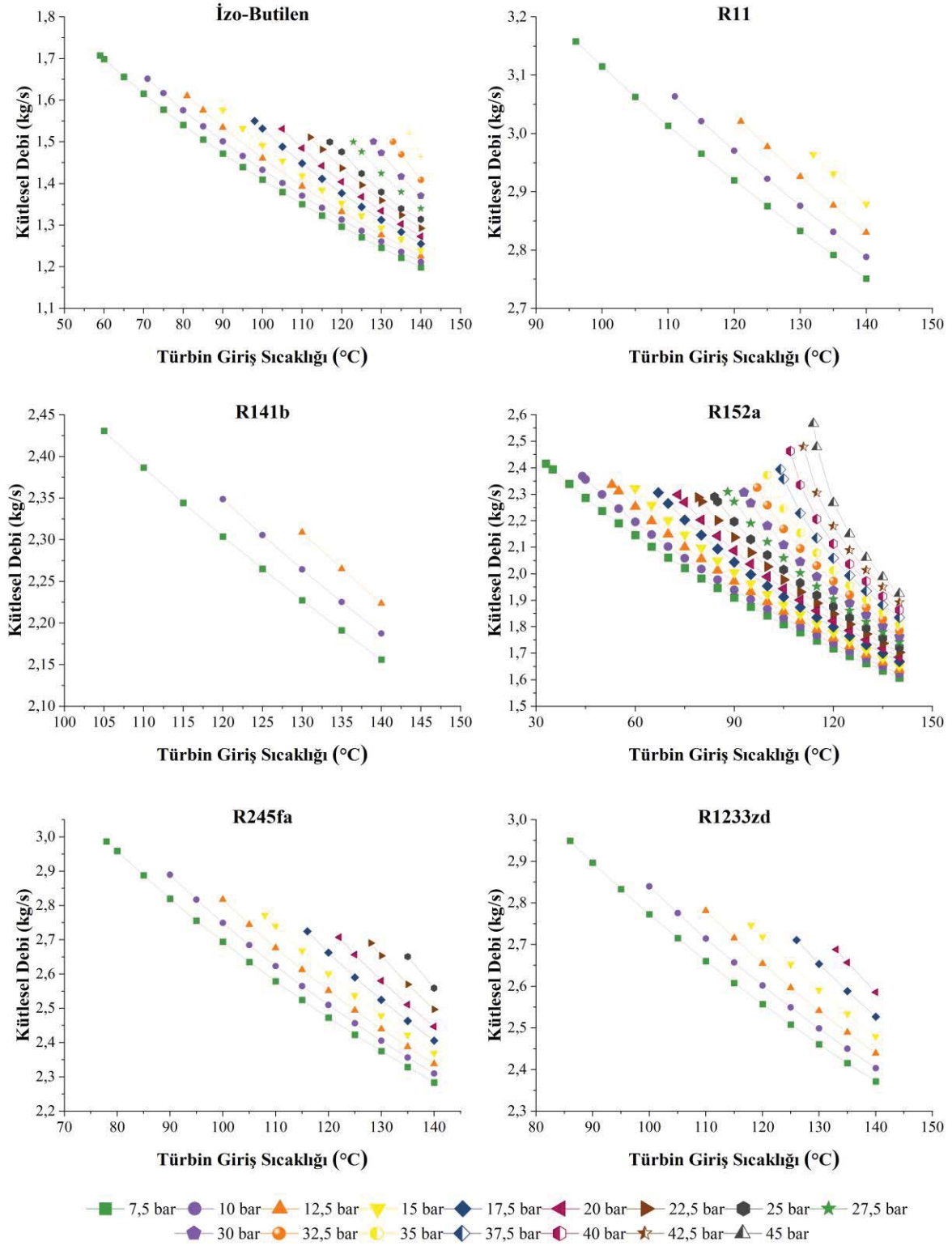
Şekil 4.27. GT'ye entegre edilen KC'nin türbin giriş basıncı ve sıcaklığına bağlı termal ve ekserji verim incelenmesi

Yapılan tüm analiz sonuçları verilmemektedir. Çünkü bu bölümde sistemin en iyi şartlarda nasıl bir performans göstereceği ana hedefimizdir. Analizlerin sonucunda seçilen 70, 80, 90 ve 100 bar türbin giriş basınçlarında %95 amonyak-su konsantrasyonunda maksimum performans değerine ulaştığı gözlemlenmiş ve grafikler bu değerler ışığında türbin giriş sıcaklığına göre çizilmiştir. Genel olarak grafiklere bakıldığında 150°C'den sonra noktaların artış ve azalış eğilimlerinde gözler görülür şekilde bir değişim olduğu dikkat çekmektedir. Bunun asıl sebebi, sıcaklık, basınç ve amonyak-su konsantrasyonuna bağlı olarak kabarcık ve damlacık ya da çiy nokta sıcaklıklarıdır. Kısaca amonyak-su karışımının sıcaklığı buharlaşma sıcaklığının üzerine çıkmakta (kızgın buhar ya da doymuş buhar) ve ayrıştırıcıdan çıkan sıvı miktarı hemen hemen sıfıra inmektedir. Bunun sonucunda 150°C'den sonra türbin giriş kütleli debisi ile pompa kütleli debisi birbirine eşitlenmektedir. Ayrıştırılmış sıvı grafiğinden bu durum net olarak görülmektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığı ve amonyak-su karışımında, pompa güç tüketimi ve pompa kütleli debisi belirli bir türbin giriş sıcaklığına doğru hızla düşme eğilimi göstermekte ve daha sonra küçük bir değişim ile birlikte maksimum türbin giriş sıcaklığına kadar azalmaktadır. Unutulmamalıdır ki, ayrıştırıcı etkisinin en aza indirilmesinden dolayı aşağı yönlü azalan eğilim değişmektedir. Maksimum pompa güç tüketimi ve pompa kütleli debi değerleri sırasıyla 252,33 kW ve 12,92 kg/s (100 bar, 175°C) olarak hesaplanırken, minimum pompa güç tüketimi ve pompa kütleli debi değeri sırasıyla 62,63 kW (70 bar, 480°C) ve 4,51 kg/s (100 bar, 480°C) olarak bulunmuştur. Sabit türbin giriş sıcaklığı ve amonyak-su oranında, pompa güç tüketimi belirli bir türbin giriş sıcaklığına doğru hızla düşüş eğilimi göstermekte

ve daha sonra küçük bir değişim ile birlikte maksimum türbin giriş sıcaklığına kadar düşmektedir. Bunun sebebi bilindiği gibi ayrıştırıcı etkisinin en aza indirilmesidir. Sabit ısı girişı ve amonyak-su karışım oranında artan türbin giriş sıcaklığı ile türbin giriş kütleli debi miktarı, ayrıştırıcıdan elde edilmiş doymuş sıvının sıfır olduğu noktaya kadar hızlı bir artış göstermektedir. Buna ek olarak sabit türbin giriş basıncı ve amonyak-su karışım oranında, düşük türbin giriş sıcaklığı ve basıncında türbin giriş kütleli debi miktarı, maksimum değerine ulaşmaktadır. Sabit amonyak-su karışım oranında türbin giriş basıncının artışıyla birlikte, daha yüksek türbin giriş sıcaklığında maksimum türbin giriş kütleli debi değeri elde edilmektedir. Sonuç olarak, maksimum türbin giriş kütleli debi 6,51 kg/s olarak hesaplanmaktadır (100 bar, 135°C, %95). 70, 80, 90 ve 100 bar türbin giriş basınçlarında %95 amonyak-su karışım oranında türbin giriş sıcaklığına göre değişen net güç değerleri incelendiğinde türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak net gücün arttığı görülmekte ve maksimum net güç 100 bar, 480°C'de 2865,53 kW olarak hesaplanmaktadır. Her bir türbin giriş basıncının maksimum değerleri incelenirse, maksimum net güç değerleri sırasıyla büyükten küçüğe doğru 2865,53 kW (100 bar), 2822,56 kW (90 bar), 2769,78 kW (80 bar), 2703,85 kW (70 bar) olarak ortaya çıkmaktadır. Aynı şekilde maksimum termal ve ekserji verimleri 100 bar türbin giriş basıncında, 480°C türbin giriş sıcaklığında %34,26 ve %68,39 olarak bulunurken, minimum termal ve ekserji verimi 70 bar türbin giriş basıncında, 480°C türbin giriş sıcaklığının sırasıyla %32,33 ve %64,53 olarak gerçekleşmektedir.

4.4.2. GT-KC sistemine entegre edilen ORC'nin parametrik optimizasyonu

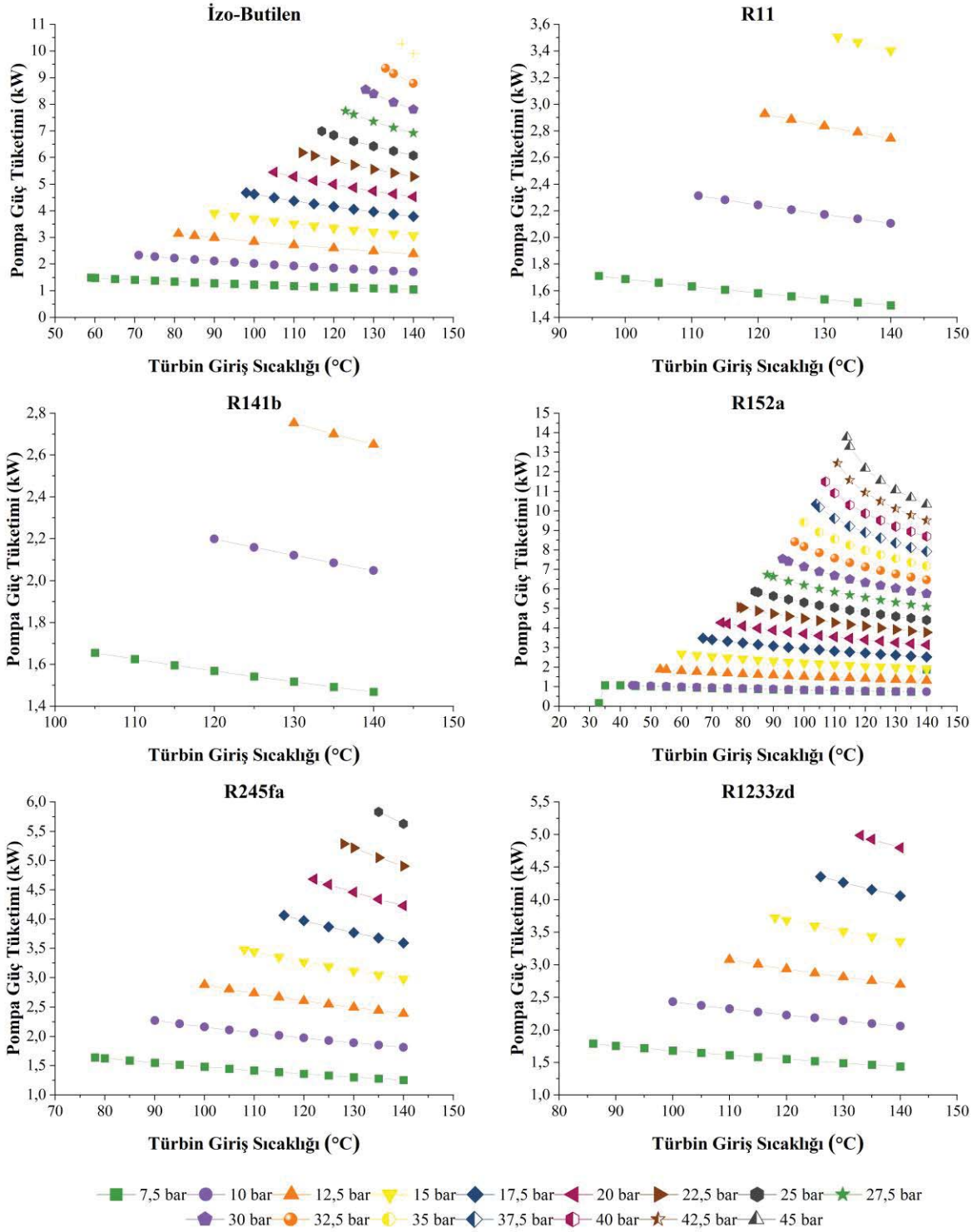
GT'ye Kalina sistemi entegre edildikten sonra atmosfere bırakılan 150 °C'lik egzoz çıkış sıcaklığından faydalanmak için GT-KC sistemine ORC sistemi entegre edilmektedir. Ayrıca, sistemin çalışma sıcaklığına uygun organik çalışma akışkanı araştırılmış ve bu çalışma aralığında bulunan İzo-Butilen, R11, R141b, R152a, R245fa ve R1233zd organik akışkanların termodinamik performansları türbin giriş sıcaklığına ve basıncına bağlı olarak kütleli debi, pompa güç tüketimi, net güç, termal ve ekserji verimleri açısından optimize edilmiş ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. GT-KC sistemine entegre edilen ORC sisteminin türbin giriş sıcaklığına ve basıncına bağlı olarak organik akışkanların kütleli debisindeki değişim Şekil 4.28'de gösterilmektedir.



Şekil 4.28. GT-KC sistemine entegre edilen organik Rankine çevriminin türbin giriş ve sıcaklığına bağlı olarak organik akışkanların kütleli debi değişimi

Şekil 4.28’de açıkça görüldüğü gibi, tüm organik çalışma akışkanlarının kütleli debisi sabit türbin giriş basıncında, türbin giriş sıcaklığı arttıkça azalmaktadır. Bunun en önemli sebebi, sisteme verilen sabit ısı kaynağıdır. Ayrıca sabit bir türbin giriş sıcaklığında artan türbin giriş

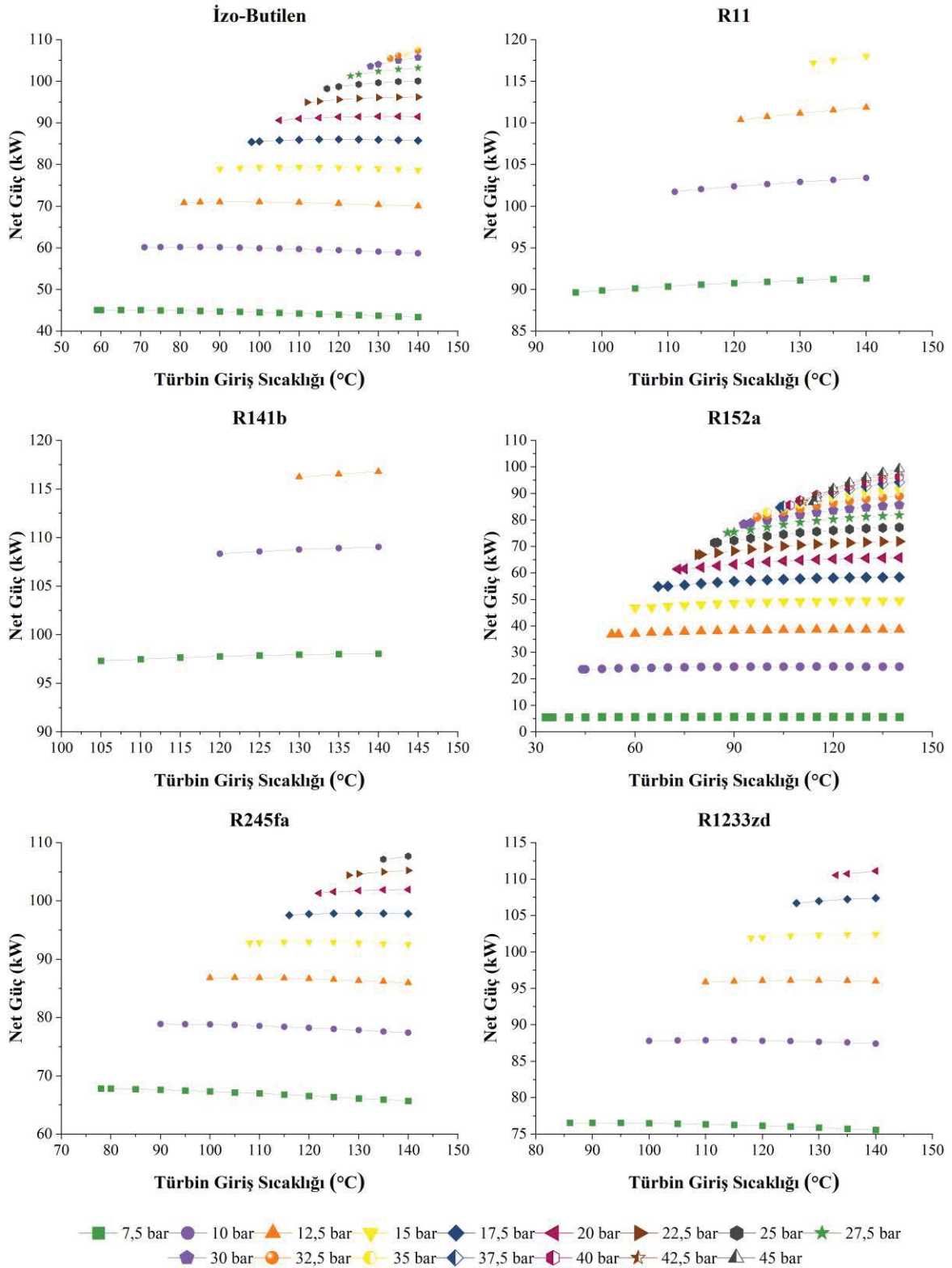
basıncıyla her bir çalışma akışkanının kütleli akış oranının arttığı net olarak görülmektedir. Bu nedenle, en düşük kütleli debi değeri her bir organik çalışma akışkanı için en düşük türbin giriş basıncı ve en yüksek türbin giriş sıcaklığında gerçekleşmektedir. Fakat en yüksek kütleli debi değeri, her zaman düşük türbin giriş sıcaklığı ve maksimum türbin giriş basıncında gerçekleşmemektedir. Bu sonucu R152a'nın grafiğini diğer akışkanlarla karşılaştırdığımızda daha net görülmektedir. Bunun en önemli sebeplerinden biri R152a'nın ıslak bir akışkan olmasıdır. Diğer yandan, organik çalışma akışkanları ayrı ayrı incelendiğinde en yüksek kütleli debi değeri R11 kullanıldığında hesaplanırken en küçük kütleli debi değeri İzo-Butilen kullanıldığında elde edilmektedir. Organik Rankine çevriminde kullanılan çalışma akışkanlarının maksimum kütle akış oranları büyükten küçüğe doğru R11, R245fa, R1233zd, R152a, R141b, İzo-Butilen şeklinde değişmektedir. Bu çalışma akışkanlarının maksimum kütleli debileri sırasıyla (7,5 bar, 96 °C'de 3,16 kg/s), (7,5 bar, 78 °C'de 2,99 kg/s), (7,5 bar, 86 °C'de 2,95 kg/s), (45 bar, 114 °C'de 2,57 kg/s), (7,5 bar, 105 °C'de 2,43 kg/s), (7,5 bar, 59 °C'de 1,71 kg/s) değerlerine karşılık gelmektedir. Bir ORC sisteminin kütle akış oranı, net güç değeri üzerinde ciddi bir etkisi olan pompaların güç tüketimiyle doğrudan bir ilişkiye sahiptir. Bu nedenle, net güç değeri üzerinden bir karşılaştırma yapabilmek ve organik Rankine çevrimi performans çıktıları hakkında net bir karara varmak için pompa güç tüketimlerini hesaplamak elzemdir. GT-KC sistemine entegre edilen organik Rankine çevriminin türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak organik akışkanların pompa güç tüketimindeki etkileri Şekil 4.29'da verilmektedir.



Şekil 4.29. GT-KC sistemine entegre edilen organik Rankine çevriminin türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak organik akışkanların pompa güç tüketimindeki değişim

Yukarıda her bir organik çalışma akışkanı için incelenen pompa güç tüketim değişimlerine göz atıldığında maksimum güç tüketiminin hiçbir akışkanda maksimum türbin giriş sıcaklığında gerçekleşmediği, maksimum basınçta gerçekleştiği dikkat çekmektedir.

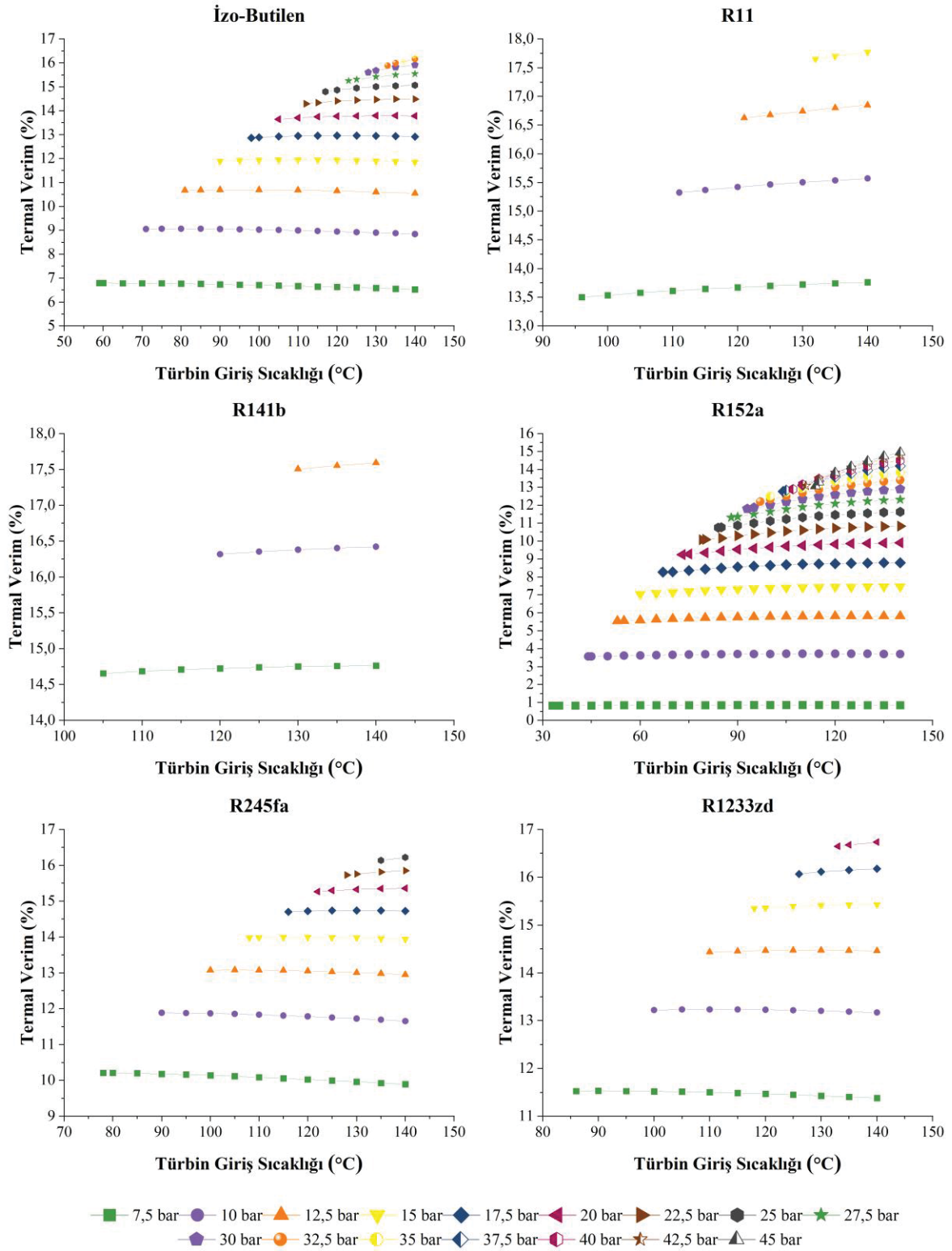
Zaten, her bir çalışma akışkanı için sabit bir türbin giriş sıcaklığı kabul edilip basınç artırıldığında pompa güç tüketiminin arttığı açık bir şekilde görülecektir. Dahası akışkanlar bir arada değerlendirildiğinde, sabit türbin giriş basıncında artan türbin giriş sıcaklığı ile ORC'nin pompa güç tüketiminde tüm akışkanlar için bir azalma eğilimi meydana geldiği not edilmelidir. ORC'nin minimum pompa güç tüketimi, çalışmanın maksimum sıcaklığına yakın ve 7,5 bar türbin giriş basıncında hesaplanmıştır. Ayrıca, ORC'nin maksimum pompa güç tüketimi, çalışma akışkanının sahip olduğu maksimum türbin giriş basıncında ve çalışma akışkanının maksimum türbin giriş basıncındaki kendine özgün termodinamik özelliği olan doyma sıcaklığında meydana geldiği çıkarımı yapılabilir. En yüksek pompa güç tüketimi R152a kullanıldığında gerçekleşmekte iken en düşük pompa güç tüketimi yine R152a kullanıldığında meydana gelmektedir. Çalışma akışkanlarının pompa güç tüketimleri büyükten küçüğe, R152a (13,78 kW, 45 bar, 114 °C) > İzo-Butilen (10,29 kW, 35 bar, 137 °C) > R245fa (5,83 kW, 25 bar, 135 °C) > R1233zd (4,99 kW, 20 bar, 133 °C) > R11 (3,51 kW, 15 bar, 132 °C) > R141b (2,75 kW, 12,5 bar, 130 °C) şeklinde sıralanmaktadır. Pompa güç tüketimi, ORC performansını etkileyen parametrelerden biri olduğu aşikardır. Bu nedenle, pompa güç tüketiminin ORC için en önemli performans parametrelerinden biri olan net güç çıktısı üzerindeki etkisini göstermek ve brüt güç üretimi üzerinde yorum yapabilmek için Şekil 4.30'da GT-KC sistemine entegre edilen organik Rankine çevriminin türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak organik akışkanların net güç değişimi incelenmektedir.



Şekil 4.30. GT-KC sistemine entegre edilen organik Rankine çevriminin türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak organik akışkanların net güç değişimi

Net güç, brüt güçten pompa güç tüketiminin çıkarılmasıyla bulunabilmektedir. Bu nedenle pompa güç tüketimi Şekil 4.30'da incelendi. Yukarıdaki net güç grafiği bize gösteriyor ki

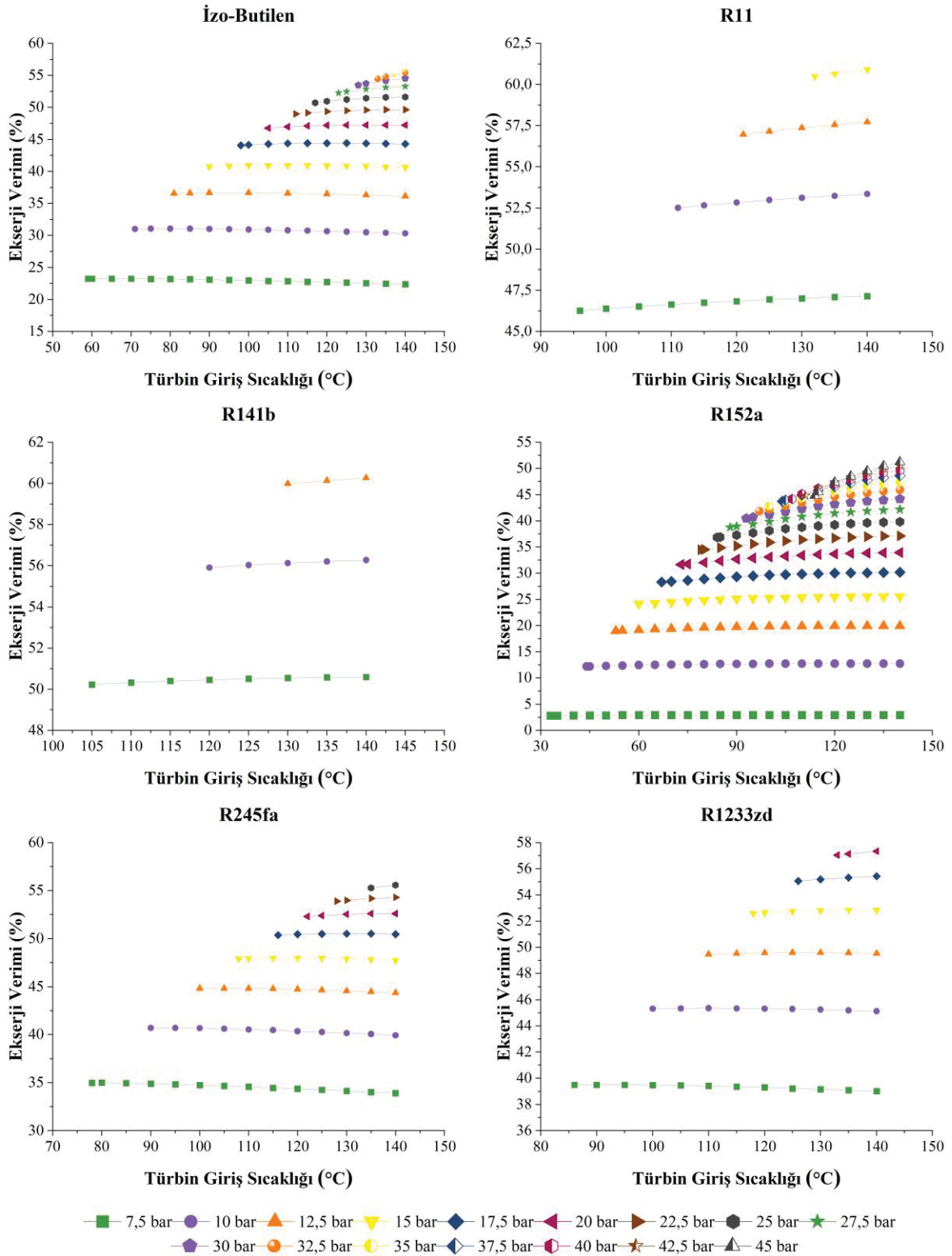
organik çalışma akışkanlarının kendi termofiziksel ve kimyasal özelliklerinden dolayı, türbin giriş sıcaklığı artışıyla net güç değişim eğilimi birbirinden farklı olduğu açıkça görülmektedir. Hatta bazı organik çalışma akışkanları yüksek türbin giriş basınçlarında net güç değişimi eğilimleri düşük basınçlardakinden farklı olabilmektedir. R1233zd 12,5 bar'a kadar türbin giriş sıcaklığı arttığında net gücün azaldığı görülürken R245fa ve İzo-Butilen 17,5 bar'dan sonra net güç türbin giriş sıcaklığıyla artış eğilimine geçtiği görülmektedir. En yüksek maksimum net güç R11 kullanıldığında 118,04 kW olarak hesaplanmaktadır. En düşük maksimum net güç ise R152a kullanıldığında 99,28 kW olduğu bulunmuştur. Not edilmelidir ki, çalışma sıcaklığımız oldukça düşük olduğundan maksimum ve minimum net güç değerleri arasındaki yüzdelik fark fazla olmamasına rağmen analiz edilen organik çalışma akışkanlarının net güç değerleri birbirine yakındır. Her bir organik çalışma akışkanının en yüksek net gücü büyükten küçüğe doğru R11 > R141b > R1233zd > İzo-Butilen > R245fa > R152a şeklinde sıralanmaktadır. Buna karşılık sırasıyla, (15 bar, 140 °C), (12,5 bar, 140 °C), (20 bar, 140 °C), (35 bar, 140 °C), (25 bar, 140 °C), (45 bar, 140 °C) noktalarında meydana gelmektedir. GT-KC sistemine entegre edilen organik Rankine çevriminin türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak organik akışkanların termal verim değişimi Şekil 4.31'de gösterilmektedir.



Şekil 4.31. GT-KC sistemine entegre edilen organik Rankine çevriminin türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak organik akışkanların termal verim değişimi

Termal verim net güç değerinin giren ısıya oranıyla bulunduğu bilinmektedir. Bu nedenle çıkan sonuçlarda grafik eğilimlerinin net güç değerinin hesaplandığı grafiklerle termal verim grafiklerinin türbin giriş sıcaklığına göre artış ve azalış eğilimleri benzer olmalıdır. Şekil

4.31'a baktığımızda da termal verim değişimlerinin net güç çizgileriyle benzerlik gösterdiği açık bir şekilde görülmektedir. ORC sisteminde kullanılan organik çalışma akışkanları içinden en yüksek maksimum termal verime sahip çalışma akışkanı %17,78 ile R11 olduğu ortaya çıkmaktadır. R11, 15 bar ve 140 °C'de maksimum termal verime ulaşmaktadır. En düşük maksimum termal verim R152a kullanıldığında 45 bar ve 140 °C'de %14,95 olarak bulunmuştur. Her organik çalışma akışkanı, türbin giriş basıncı ve sıcaklığına karşı farklı davranışlar gösterebilir. Her bir akışkanın sıcaklık değişimi göz önüne alındığında, her bir çalışma akışkanının sıcaklığındaki artışın termal verimi daima artıracak anlamına gelmediği yukarıdaki termal verim grafiğinde net bir şekilde açığa çıkmaktadır. Bununla birlikte, artan basınçla tüm çalışma akışkanlarının termal veriminin arttığı gözden kaçmamalıdır. Organik akışkanların maksimum termal verimleri, her bir organik akışkanın maksimum türbin giriş sıcaklığı ve basıncında meydana gelmiş ve sırasıyla maksimum termal verimler büyükten küçüğe doğru R11 (%17,78), R141b (%17,59), R1233zd (%16,74), İzo-Butilen (%16,26), R245fa (%16,22), R152a (%14,95). Burada, Hung ve diğerleri (2010) ve Mago ve diğerleri (2008) termodinamik performans açısından en iyi çalışma akışkanının izentropik akışkanlar olduğu ve ıslak akışkanların da daha zayıf bir performans gösterdiği söylemişlerdir. Bu ifade hem izentropik akışkan olan R11 hem de ıslak akışkan olan R152a ile örtüşmektedir. Diğer yandan, GT-KC sistemine entegre edilen organik Rankine çevriminin türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak organik akışkanların ekserji verim değişimi Şekil 4.32'de gösterilmektedir.



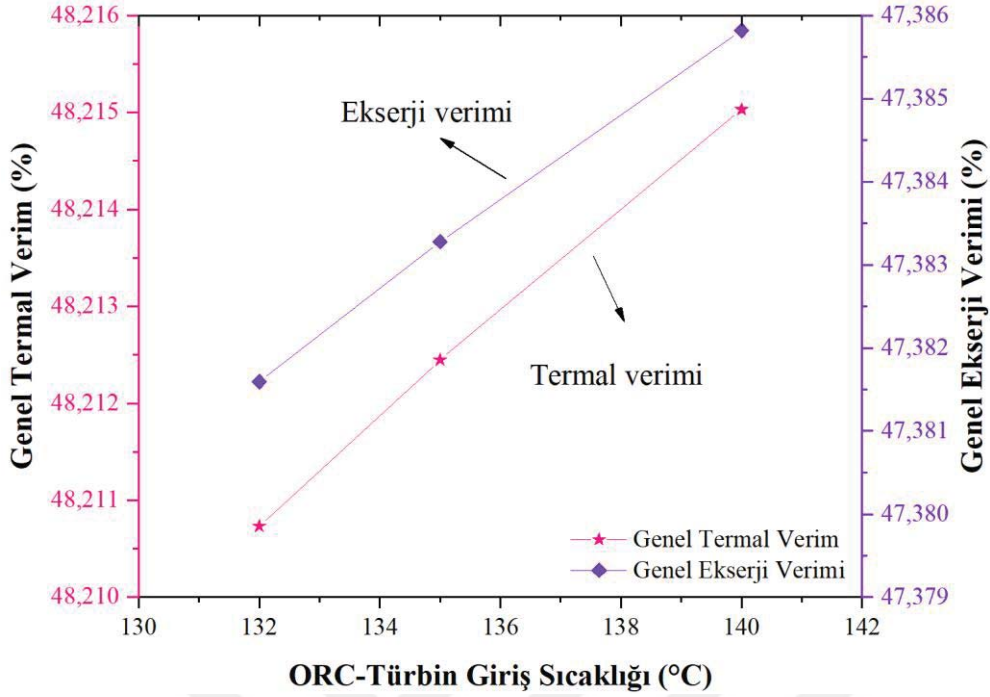
Şekil 4.32. GT-KC sistemine entegre edilen organik Rankine çevriminin türbin giriş sıcaklığı ve basıncına bağlı olarak organik akışkanların ekserji verim değişimi

Ekserji bir sistemden faydalanabilecek maksimum iş anlamına gelmektedir. Bu nedenle, ORC sistemine verilen ısının ekserji değeri matematiksel model kısmında verilen formülizasyonlar vasıtasıyla bulunmuştur. Sisteme giren ısı miktarı gibi, ekserji miktarında

da değişim olmadığı ve yalnızca net güç değerleri üzerinde bir değişiklik olduğu dikkate alınınca, ekserji veriminin de seçilen organik akışkanların net güç değerleriyle aynı eğilimi göstermesi gerektiği unutulmamalıdır. En yüksek ekserji verimine sahip iki akışkan R11 ve R141b birbirlerine oldukça yakın olmasına rağmen R11’li ORC sisteminin ekserji veriminin daha yüksek olduğu hesaplanmaktadır. R11 ve R141b çalışma akışkanlarının sırasıyla ekserji verimlerinin %60,91 (15 bar, 140 °C) ve %60,27 (12,5 bar, 140 °C) olduğu bulunmaktadır. Aynı doğrultuda İzo-Butilen ve R245fa’lı ORC sistemi ekserji verimleri birbirlerine yakın olup sırasıyla %55,73 (35 bar, 140 °C) ve %55,57 (25 bar, 140 °C) olarak hesaplanmaktadır. Minimum ekserji verimi R152a kullanıldığında bulunması beklenen bir sonuçtur ve %51,23 (45 bar, 140 °C) olarak hesaplanmaktadır. Son olarak R1233zd’li ORC sisteminin ekserji verimi %57,34 (20 bar, 140 °C) olarak gerçekleşmektedir. Lecompte (2016) içten yanmalı motorların atık ısını geri kazanmak için ORC uygulaması üzerinde çalışıp 67 çalışma akışkanı ikinci yasa verimliliği açısından analiz ettiler. Ekserji verimlerinin bu çalışmanın sonuçlarıyla uyumlu olduğu gözlenmiştir.

4.4.3. GT-KC-ORC kombine sisteminin enerji ve ekserji verimlerinin incelenmesi

Öncelikle üst alt başlıklarda KC sisteminin RC sistemi yerine kullanılıp kullanılmayacağı üzerine bir analiz gerçekleştirilmiştir. Doğal gaz destekli GT'den KC sistemine 500 °C’de girip 150 °C’ye kadar kullanılmış ve KC sistemi detaylı olarak analiz edilmiştir. Daha sonra düşük sıcaklıklı egzoz gazı atmosfere atılmadan ORC sisteminden geçirilmiş ve egzoz gazı 120 °C’ye kadar kullanılmış ve ORC sistemi için uygun akışkan seçimi de dahil olmak üzere ayrıntılı olarak gözden geçirilmiştir. Son olarak, GT-KC-ORC kombine sisteminin genel termal ve ekserji verimi Şekil 4.33’de gösterilmektedir.



Şekil 4.33. Maksimum performansın elde edildiği türbin giriş basıncında ORC sistemine bağlı olarak GT-KC-ORC kombine sisteminin termal ve ekserji verimi

Yukarıdaki grafikte görüldüğü gibi GT-KC-ORC sisteminin genel termal ve ekserji verimi gösterilmiş ve ORC sistemine göre analizi yapılmıştır. Görüldüğü gibi, termal ve ekserji verim değişimleri oldukça birbirine yakındır. Bunun sebebi ORC sisteminin maksimum performansının elde edildiği basınç noktasındaki türbin giriş sıcaklıklarında elde edilen net güç değerlerinin birbirine oldukça yakın olmasından kaynaklanmaktadır. Sonuç olarak, maksimum termal ve ekserji verim sırasıyla %48,215 ve %47,386 olarak hesaplanmış ve bu sonuçlar KC sisteminin 100 bar, 480 °C’de ve ORC sistemi 15 bar, 140 °C’de çalıştığında elde edilmektedir. Maksimum performansın elde edildiği KC ve ORC sistemlerindeki noktaların termodinamik özellikleri Çizelge 4.7’de verilmektedir.

Çizelge 4.7. Maksimum performansın elde edildiği KC ve ORC sistemlerindeki noktaların termodinamik özellikleri

Nokta	Akışkan	P <i>bar</i>	T $^{\circ}C$	h <i>kJ/kg</i>	\dot{m} <i>kg/s</i>	s <i>kJ/kgK</i>	ψ <i>kJ/kg</i>
4	Egzoz gazı	1,20	500,00	545,52	21,80	8,0530	237,092
5	Egzoz gazı	1,20	150,00	158,20	21,80	7,3890	43,206
6	Egzoz gazı	1,20	148,96	157,09	21,80	7,3860	42,861
7	Egzoz gazı	1,20	132,79	139,89	21,80	7,3450	37,756
8	Egzoz gazı	1,20	120,00	126,31	21,80	7,3110	34,073
9	Amonyak-su	6,60	13,58	349,17	4,51	1,6122	238,191
10	Amonyak-su	100,00	16,30	367,70	4,51	1,6250	252,989
11	Amonyak-su	100,00	127,81	974,94	4,51	3,3779	349,897
12	Amonyak-su	100,00	127,72	974,94	4,51	3,3785	349,725
13	Amonyak-su	100,00	480,00	2828,09	4,51	7,1464	1105,850
14	Amonyak-su	100,00	480,00	2828,09	4,51	7,1464	1105,850
15	Amonyak-su	100,00	131,21	1007,28	0,00	3,4588	358,678
16	Amonyak-su	100,00	130,62	1007,28	0,00	3,4594	358,500
17	Amonyak-su	6,60	217,66	2160,35	4,51	7,3585	376,336
18	Amonyak-su	6,60	217,66	2160,35	4,51	7,3585	376,336
19	Amonyak-su	6,60	44,30	1553,11	4,51	5,7500	237,401
20	Soğutma suyu	1,00	5,00	21,12	259,41	0,0763	1,254
21	Soğutma suyu	1,50	10,00	42,19	259,41	0,1512	0,517
22	R11	1,26	30,01	226,19	2,88	1,0908	0,229
23	R11	15,00	30,80	227,37	2,88	1,0915	1,183
24	R11	15,00	130,49	325,57	2,88	1,3687	18,672
25	R11	15,00	130,49	449,98	2,88	1,6770	53,343
26	R11	15,00	140,00	457,95	2,88	1,6966	55,587
27	R11	1,26	47,03	415,69	2,88	1,7149	8,009
28	Soğutma suyu	2,00	20,00	84,14	26,19	0,2966	0,128
29	Soğutma suyu	2,00	25,00	105,01	26,19	0,3673	0,396

4.5. Eksergoekonomik Analiz

Buraya kadarki bölümde üç farklı kombine sistemin termodinamik performans incelemesi gerçekleştirilmiştir. Fakat bu sistemlerin tek başına performans değerlendirmesinin yapılması çalışmayı eksik bırakacağı, ekonomik sonuçlarının bilinmemesi ise bu sistemlerin avantaj ve dezavantajlarını değerlendirmede ve gerçekçi sonuçlara ulaşmakta zayıf kalacağı oldukça açıktır. Bu nedenle güç sistemlerinin değerlendirilmesinde ekonomik analiz anahtar rol oynamaktadır. Bu bölümde, önerilmiş üç farklı sistemin eksergoekonomik analizi için pratik bir metot olan Spesifik Ekserji Maliyet Yöntemi (SPECOC) kullanılmaktadır.

4.5.1. Doğal gaz yakıtlı GT'ye entegre edilen alt sistem ekipmanlarının eksergoekonomik parametrelerinin incelenmesi

Bu bölümde Senaryo 1, Senaryo 2 ve Senaryo 3'te GT'ye entegre edilen enerji dönüşüm sistemlerinin tek tek ekipmanların eksergoekonomik göstergeleri irdelenecektir. İlk adımda, maliyet denklemleri kullanılarak ekipmanların satın alınan ekipman maliyetleri, yıllık maliyetleri ve sermaye maliyet oranları hesaplanmıştır. İkinci adımda, her bir bileşen sınırına giren ve çıkan enerji ve ekserji akışları tanımlandıktan sonra kombine sistemde kullanılan her bir bileşenin doğru bir şekilde analiz edilmesi için yakıt ve ürün belirlenmektedir. Üçüncü adımda, önerilen üç sistemin her bileşeninin eksergoekonomik parametreleri değerlendirilmektedir. Çizelge 4.8'de maksimum performans noktasında, gaz türbinine entegre edilen sistemlerde kullanılan ekipmanların satın alınan ekipman maliyeti, yıllık maliyeti ve sermaye maliyet oranı verilmektedir.

Çizelge 4.8. Maksimum performans noktasında, gaz türbinine entegre edilen sistemlerde kullanılan ekipmanların satın alınan ekipman maliyeti, yıllık maliyeti ve sermaye maliyet oranı

RC (Senaryo 1 ve Senaryo2)						
Akışkan	Parametreler	Ekipmanlar				
		Türbin	Yoğuşturucu	Pompa	Buharlaştırıcı	
Su	PEC (\$)	1127104,85	509991,89	9710,15	11783,24	
	Ç(\$/Yıl)	180067,40	81476,81	1551,30	1882,50	
	Ž(\$/h)	24,4707	11,0725	0,2108	0,2558	

ORC (Senaryo 1)							
Akışkan	Parametreler	Ekipmanlar					
		Türbin	Yoğuşturucu	Pompa	Ön ısıtıcı	Buharlaştırıcı	Aşırı kızdırıcı
R141b	PEC (\$)	657684,11	17670,13	48478,84	18745,02	22274,51	20675,94
	Ç(\$/Yıl)	105072,27	2823,00	7745,03	2994,72	3558,60	3303,21
	Ž(\$/h)	14,2791	0,3836	1,0525	0,4070	0,4836	0,4489

KC (Senaryo 2)							
Akışkan	Parametreler	Ekipmanlar					
		Türbin	Yoğuşturucu	Pompa	DSR	Buharlaştırıcı	YSR
Amonyak su	PEC (\$)	527782,50	248950,00	22106,45	33702,13	46153,28	-
	Ç(\$/Yıl)	84319,06	39772,50	3531,75	5384,29	7373,49	-
	Ž(\$/h)	11,4587	5,4050	0,4800	0,7317	1,0020	-

Çizelge 4.8. (devam) Maksimum performans noktasında, gaz türbinine entegre edilen sistemlerde kullanılan ekipmanların satın alınan ekipman maliyeti, yıllık maliyeti ve sermaye maliyet oranı

KC (Senaryo 3)							
Akışkan	Parametreler	Ekipmanlar					
		Türbin	Yoğuşturucu	Pompa	DSR	Buharlaştırıcı	YSR
Amonyak su	PEC (\$)	1183592,61	515960,20	40315,14	40042,02	50462,35	-
	\dot{C} (\$/Yıl)	189091,94	82430,32	6440,79	6397,15	8061,92	-
	\dot{Z} (\$/h)	25,6971	11,2021	0,8753	0,8694	1,0956	-

ORC (Senaryo 3)							
Akışkan	Parametreler	Ekipmanlar					
		Türbin	Yoğuşturucu	Pompa	Ön ısıtıcı	Buharlaştırıcı	Aşırı kızdırıcı
R11	PEC (\$)	172669,23	5105,38	8450,28	10087,99	19466,84	10439,06
	\dot{C} (\$/Yıl)	27585,81	815,64	1350,03	1611,67	3110,04	1667,75
	\dot{Z} (\$/h)	3,7488	0,1108	0,1835	0,2190	0,4226	0,2266

Çizelge 4.8’de çalışmanın odak noktası olan yeni nesil Kalina ve organik Rankine çevrimi özellikle incelenmekte ve gaz türbinine entegre edilerek oluşturulan üç senaryonun satın alınan ekipman maliyeti, yıllık maliyeti ve sermaye maliyet oranı verilmektedir. Birinci ve ikinci senaryoda aynı özelliklerde RC sistemi kullanılmakta ve iki senaryo arasındaki tek fark ORC yerine KC sisteminin kullanılmasıdır. Özellikle bilinmelidir ki, türbin maliyeti toplam maliyeti ciddi oranda etkileyen ekipmanların en önemlilerinden biridir. Bu iki senaryo incelendiğinde, KC sisteminde kullanılan türbinin daha uygun olduğunu görebiliyoruz. Bunun en önemli sebeplerinden biri akışkanların sahip oldukları buharlaşma ısılarının farklı olması ve bunun sonucunda sahip oldukları kütleli debilerdir. Fakat ORC sisteminin yoğuşturucu ekipmanı KC sisteminde kullanılanlardan daha uygun olduğu açık bir şekilde görülmektedir. Ayrıca ORC sisteminde pompa maliyetinin KC sisteminden daha yüksek olduğu dikkat çekmektedir. Bunun sebebi ise akışkanların termodinamik özelliklerinden kaynaklanmaktadır. 3. Senaryoda RC’nin yerine kullanılan KC kullanılmakta ve KC’nin ardına entegre edilen ORC incelenmektedir. 3. Senaryoda KC’nin türbin maliyetinin RC’den çok az miktarda yüksek olmasına rağmen, RC’nin net güç miktarının KC’den oldukça düşük olduğu bölüm 4.3’te açık bir şekilde görülmektedir. Son olarak 3. Senaryoda kullanılan ORC’nin maliyetinin düşük olması ise, çalışma sıcaklığı ve basıncının düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Sırasıyla toplam üç senaryonun satın alınan ekipman maliyeti büyükten küçüğe doğru RC-KC, RC-ORC, KC-ORC olduğu ortaya

çıkılmaktadır. Bunlara karşılık gelen değerler 2 537 284,49\$, 2 444 118,70\$, 2 056 591,10\$ şeklinde sıralanmaktadır. Bunların dışında bu sistemlerde kullanılan ekipmanların ekonomik yönünün gözlemlenebilmesi için eksergoekonomik parametrelerin analizi oldukça önem arz etmektedir. Maksimum performans noktasında, gaz türbinine entegre edilen sistemlerin eksergoekonomik parametrelerin çıktıları Çizelge 4.9’da sunulmaktadır.

Çizelge 4.9. Maksimum performans noktasında, gaz türbinine entegre edilen sistemlerin eksergoekonomik parametrelerin çıktıları

<i>Akışkan</i>	<i>Ekipmanlar</i>	\dot{E}_D <i>kW</i>	c_F <i>\$/GJ</i>	c_P <i>\$/GJ</i>	\dot{C}_D <i>\$/h</i>	r <i>%</i>	$f(\%)$ <i>%</i>	$\dot{Z} + \dot{C}_D$ <i>\$/h</i>
ORC R141b (Senaryo 1)	<i>Türbin</i>	94,20	11,414	17,558	3,871	53,83	78,97	18,15
	<i>Yoğuşturucu</i>	120,20	11,414	54,457	4,939	377,12	7,21	5,32
	<i>Pompa</i>	7,64	18,260	31,657	0,502	73,37	67,69	1,55
	<i>Ön ısıtıcı</i>	133,60	9,687	12,021	4,659	24,10	8,43	5,09
	<i>Buharlaştırıcı</i>	12,51	7,729	8,920	0,348	15,41	62,97	0,94
	<i>Aşırı kızdırıcı</i>	22,23	7,729	9,182	0,618	18,80	44,32	1,11
								41,50
KC Amonyak-su (Senaryo 2)	<i>Türbin</i>	136,50	9,941	14,814	4,885	49,014	70,10	16,34
	<i>Yoğuşturucu</i>	25,42	9,941	206,938	0,910	1981,59	85,60	6,31
	<i>Pompa</i>	8,41	18,260	26,902	0,553	47,33	46,50	1,03
	<i>DSR</i>	36,26	9,941	19,514	1,298	96,29	37,30	2,03
	<i>Buharlaştırıcı</i>	134,36	7,729	8,920	3,739	15,40	21,10	4,74
	<i>YSR</i>	-	-	-	-	-	-	-
							43,50	34,65
KC Amonyak-su (Senaryo 3)	<i>Türbin</i>	339,11	10,575	14,205	12,909	34,33	66,60	38,61
	<i>Yoğuşturucu</i>	187,61	10,575	16,079	7,142	52,01	61,10	18,34
	<i>Pompa</i>	21,37	18,260	27,743	1,405	51,93	38,4	2,28
	<i>DSR</i>	189,70	10,575	15,713	7,221	48,59	10,7	8,09
	<i>Buharlaştırıcı</i>	777,02	7,729	9,578	21,62	23,92	4,8	22,72
	<i>YSR</i>	-	-	-	-	-	-	-
ORC R11 (Senaryo 3)	<i>Türbin</i>	15,56	25,809	37,689	1,445	46,03	72,17	5,19
	<i>Yoğuşturucu</i>	15,39	25,809	86,800	1,429	236,32	7,20	1,54
	<i>Pompa</i>	0,66	18,260	41,184	0,043	125,54	80,92	0,23
	<i>Ön ısıtıcı</i>	28,16	36,536	58,176	3,704	59,23	5,58	3,92
	<i>Buharlaştırıcı</i>	6,45	7,729	9,404	0,180	21,68	70,19	0,60
	<i>Aşırı kızdırıcı</i>	2,51	7,729	20,476	0,070	164,93	76,46	0,30
							43,90	101,88

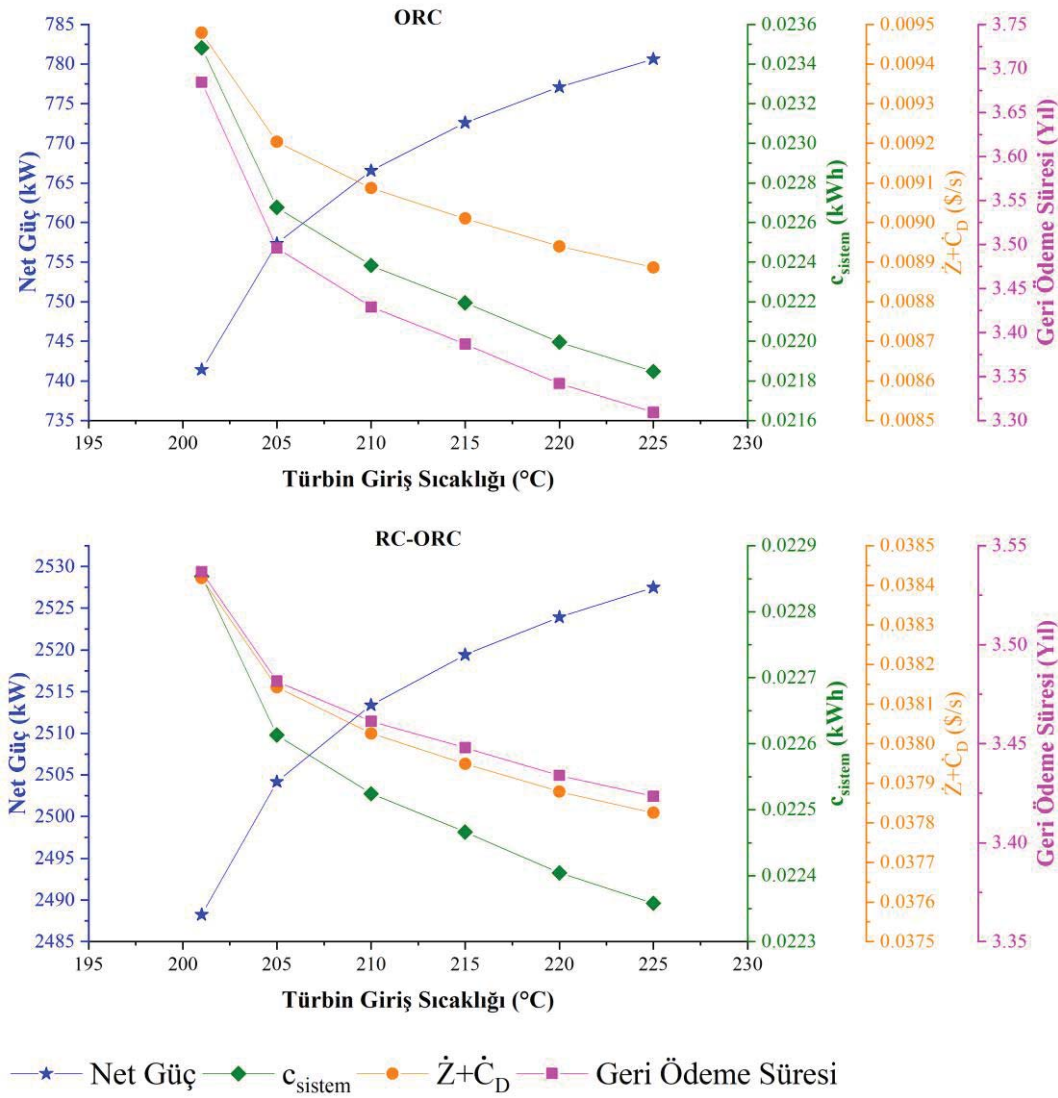
Eksergoekonomik analiz boyunca yukarıdaki çizelgede ekserji yıkımı, ekserji yıkımı maliyet oranı (\dot{C}_D), yakıtın ekserji birimi başına ortalama maliyeti (c_F), ürünün ekserji birimi başına ortalama maliyet (c_P), nispi maliyet farkı (r), eksergoekonomik faktör (f) ve yıkım ve sermaye maliyet toplamı oranı ($\dot{Z} + \dot{C}_D$) gibi parametreler tüm senaryolarda kullanılan sistemlerin ekipmanları için irdelenmektedir. $\dot{Z} + \dot{C}_D$, f ve r gibi eksergoekonomik parametreler güç sistemlerinde kullanılan bileşenlerin iyileştirilebilme potansiyeli hakkında

önemli bilgiler vermektedir. Özellikle $\dot{Z} + \dot{C}_D$ değeri yüksek olan bileşenlerin eksergoekonomik analiz açısından güç sistemleri için oldukça önemli bir parametre olduğu söylenebilir. Çizelge 4.9'da görüldüğü gibi tüm senaryolarda, en yüksek $\dot{Z} + \dot{C}_D$ değeri maliyeti en yüksek olan türbin ekipmanında ortaya çıkmaktadır (Khan ve diğerleri, 2021). Fakat diğer ekipmanlar incelendiğinde, özellikle ısı değiştiricilerinde ekserji yıkım maliyet oranlarının yüksek olması $\dot{Z} + \dot{C}_D$ değerini büyük oranda etkilemektedir. Tüm Senaryolar göz önüne alındığında, 1. Senaryoda ORC'nin yoğunlaştırıcısı, 2. Senaryoda KC'nin buharlaştırıcısı ve 3. Senaryoda KC'de buharlaştırıcısı ve ORC'de ön ısıtıcısı ekserji yıkım maliyetleri sermaye maliyet oranına kıyasla oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Bu durum belirtilen ısı değiştiricilerinde iyileştirilme potansiyelinin olduğunu göstermektedir. Ayrıca r ve f değerleri eksergoekonomik değerlendirme sırasında kullanılan en önemli parametrelerdir. r değeri, ekipman sınırlarında tanımlanan c_F ve c_P arasındaki ortalama ekserji birimi başına maliyetteki artışı ifade ederken, f değeri güç sistemlerinde kullanılan ekipman sermaye maliyet oranı üzerinde $\dot{Z} + \dot{C}_D$ değerinin etkisini ifade etmektedir. Güç sistemlerinde kullanılan ana bileşen için f değerinin düşük olması, bileşenin sermaye maliyeti oranı artacak olsa da bileşenin verimliliği artırılarak güç sistemlerinde maliyet tasarrufunun sağlanabileceğini göstermektedir. Ayrıca, yüksek bir f değerinin sermaye maliyeti oranını düşürme ihtiyacı olduğu sonucuna varılabilir. Bejan, Tsatsaronis ve Moran (1996) eksergoekonomik faktörün pompalar, ısı eşanjörleri ve türbinler için sırasıyla %70'in üzerinde, %55'in altında ve %35 ile %75 arasında olduğunu belirtmektedir. Çizelge 4.9'daki eksergoekonomik faktörler incelendiğinde çoğu ekipmanın bu çalışmayla uyumlu olduğu, bazı ekipmanlarda maliyette ya da ekserji yıkım maliyetinde iyileşmelerin yapılması gerektiği görülmektedir.

4.5.2. Doğal gaz yakıtlı GT'ye entegre edilen alt sistemlerin ekonomik görünümünün değerlendirilmesi ve karşılaştırılması

Öncelikle incelenen alt sistemlerin işletmede çalışmakta olan GT'ye entegre edildiğinden dolayı yakıt maliyetlerinin olmadığı, ekipman ve işletme maliyetlerinin olduğu unutulmamalıdır. Bu bölümde, önerilen üç sistemin birim maliyeti, toplam maliyeti ve geri ödeme süreleri maksimum termodinamik performansın elde edildiği akışkanların sahip olduğu türbin giriş basıncı altında, türbin giriş sıcaklığına ve net güç çıkışına bağlı olarak detaylı bir şekilde incelenmekte ve birbiriyle karşılaştırılmaktadır. Şekil 4.34'te gaz

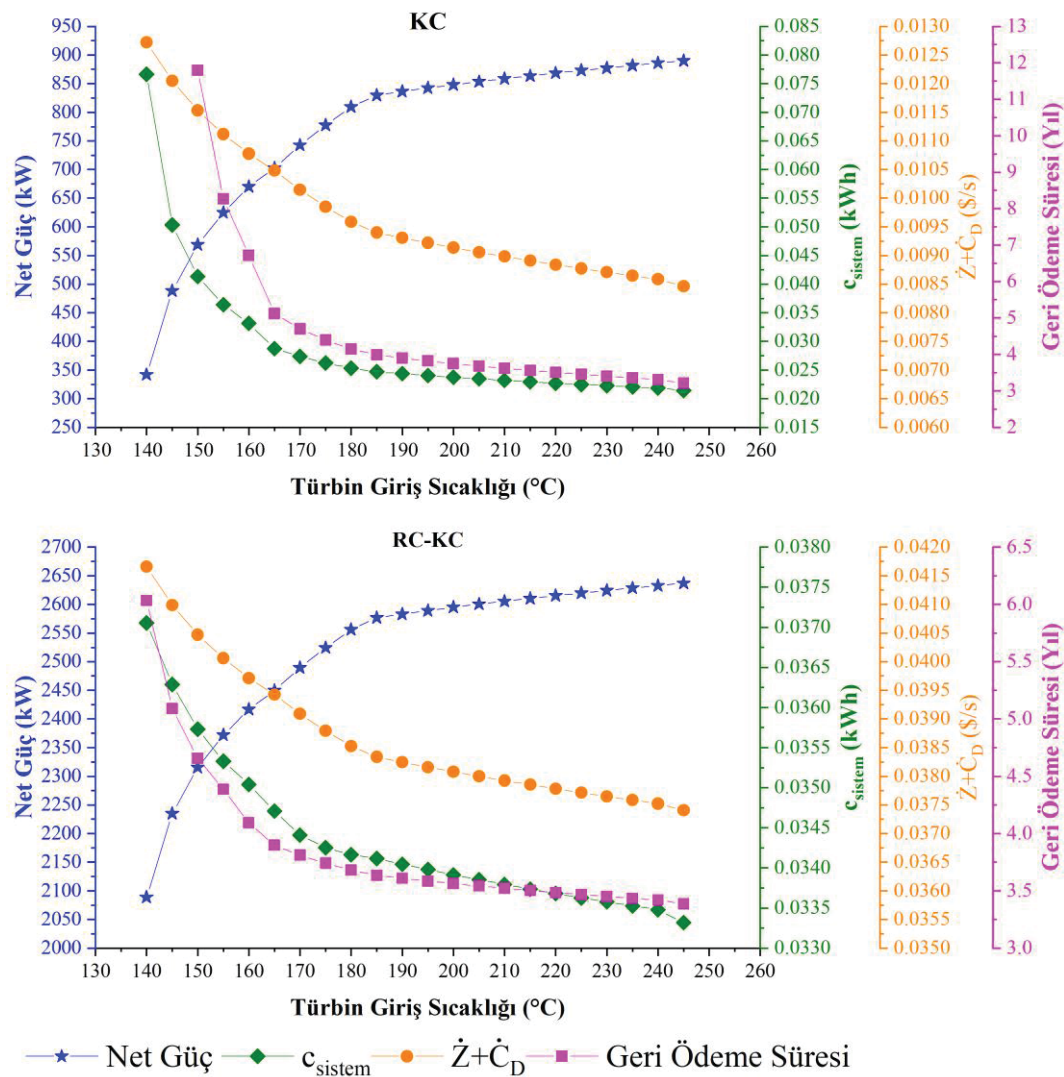
türbinine 1. Senaryoda entegre edilen ORC ve RC-ORC'nin ekonomik değerlendirilmesi bulunmaktadır.



Şekil 4.34. Maksimum performansın gerçekleştiği türbin giriş basınç noktasında, gaz türbinine entegre edilen ORC ve RC-ORC sisteminin ekonomik görünümü

Yukarıdaki grafikte gaz türbinine entegre edilen RC ve ORC sistemi incelenmektedir. Bu sistemler önceki bölümde ayrıntılı olarak tek tek incelenmiş ve en iyi performansın elde edildiği R141b organik akışkanı seçildiği belirlenmiştir. Burada ORC sisteminin tek olarak incelenmesi sonucunda net güç 741,42 ile 780,65 kW arasında değişirken RC-ORC'nin net güç değeri 2488,24 ile 2527,47 kW arasında değişmektedir. Ayrıca bu net güç değerleri arttıkça kWh başına düşen birim maliyet azalmaktadır. Sırasıyla ORC ve RC-ORC'nin en iyi kWh başına düşen birim maliyeti 0,0218\$ ve 0,0224\$ olduğu hesaplanmaktadır.

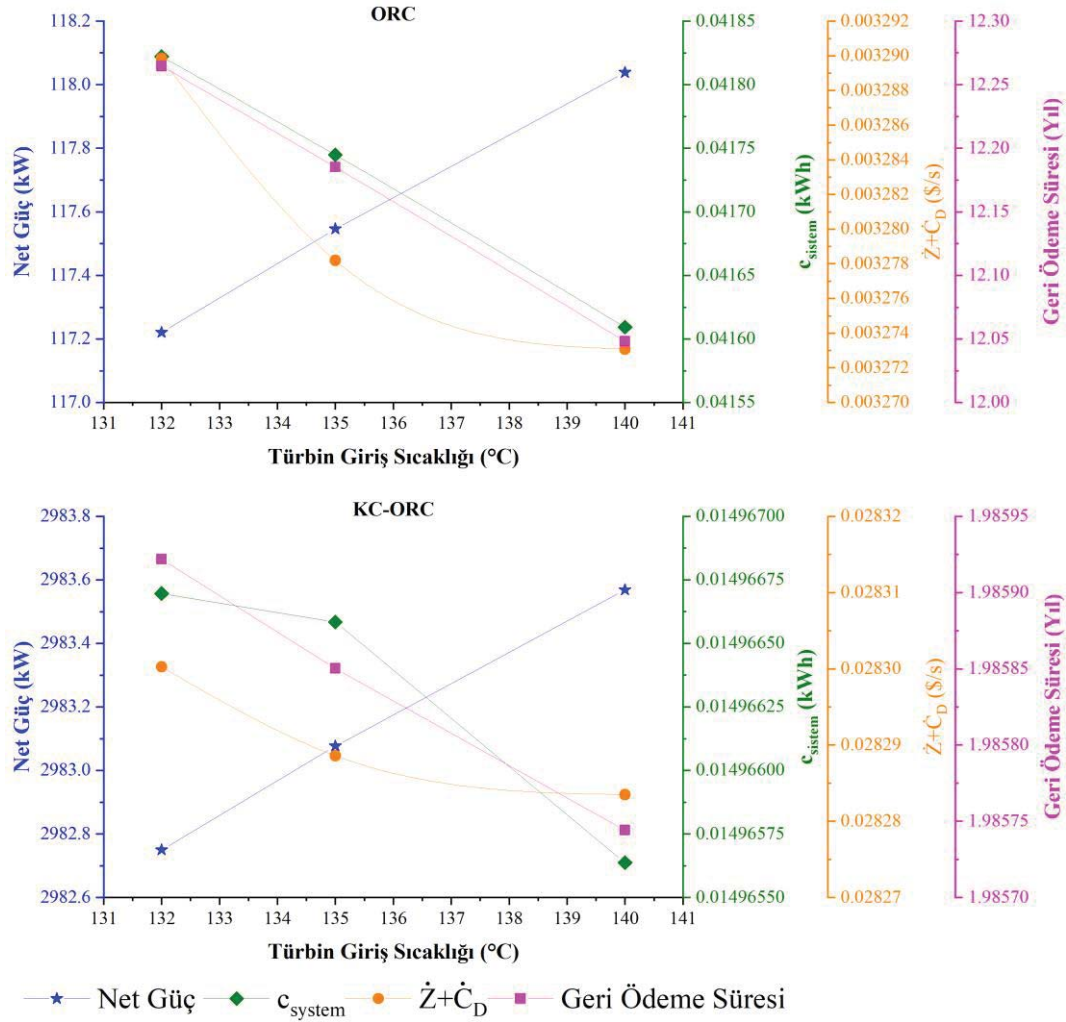
$\dot{Z} + \dot{C}_D$ değerleri göz önüne alındığında saatlik ORC 32\$ maksimum toplam sermaye yatırım maliyetine sahipken RC-ORC entegre edildiğinde saatlik 136,19\$ toplam sermaye yatırım maliyetine sahip olmaktadır. Nihayetinde, ORC tek başına düşünüldüğünde en iyi 3,31 yıl geri ödeme süresine sahipken RC-ORC entegre edildiğinde 3,42 yıl geri ödeme süresine sahip olduğu bulunmaktadır. Gaz türbinine 2. Senaryoda entegre edilen KC ve KC-ORC sistemlerinin ekonomik değerlendirmesi Şekil 4.35'te sunulmaktadır.



Şekil 4.35. Maksimum performansın gerçekleştiği türbin giriş basıncında, gaz türbinine entegre edilen KC ve RC-KC sisteminin ekonomik görünümü

Şekil 4.35'te gaz türbinine entegre edilen sistemlerin ekonomik göstergeleri maksimum türbin giriş basıncı ve KC için optimum değer olan %90 amonyak-su karışım oranında türbin giriş sıcaklığına göre incelenmektedir. KC ve RC-KC'nin maksimum net güç ve en iyi geri ödeme süresi sırasıyla (890,15 kW, 3,22 yıl) ve (2636,97 kW, 3,39 yıl) olarak hesaplanırken

bunlara denk gelen $\dot{Z} + \dot{C}_D$ ve c_{sistem} değerleri sırasıyla (30,46\$/h, 0,02143\$) ve (134,64\$/h, 0,03331\$) olarak ortaya çıkmaktadır. Şekil 4.36'da gaz türbinine 3. Senaryoda entegre edilen KC ve KC-ORC'nin ekonomik değerlendirilmesi gösterilmektedir.



Şekil 4.36. Maksimum performansın gerçekleştiği türbin giriş basınç noktasında, gaz türbinine entegre edilen ORC ve KC-ORC sisteminin ekonomik görünümü

Gaz türbinine entegre edilen ORC ve KC-ORC sisteminin ekonomik incelenmesi yukarıda görülmektedir. ORC sisteminin düşük sıcaklık aralığında çalışmasından dolayı sınırlı organik akışkan içerisinde R11'li ORC sisteminin maksimum performansa sahip olduğu ve KC'nin %95 amonyak-su oranında maksimuma ulaştığı görülmektedir. Analiz sonuçlarında ORC'nin düşük bir net güce (118,04 kW) ve yüksek bir geri ödeme süresine (12,05 yıl) sahip olmasına rağmen, KC-ORC'nin yüksek net güç (2983,57 kW) ve düşük geri ödeme süresinin (1,99) olması oldukça dikkat çekmektedir. ORC ve KC-ORC'nin $\dot{Z} + \dot{C}_D$ ve c_{sistem} değerleri sırasıyla (11,77\$/h, 0,0416\$), (101,81\$/h, 0,0147\$) olarak elde edilmektedir.

5. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bilindiği gibi RC'nin özellikle kuruluk derecesinin ayarlanması, ORC'de kullanılacak çalışma akışkanı seçimi ve KC sisteminde amonyak-su karışım oranı termodinamik performansın iyileştirilmesinde kritik bir rol oynar. Bu nedenle, bu sistemlerin tasarımından önce kritik kuruluk derecesinin üzerinde olması, doğru çalışma akışkanı ve en iyi amonyak-su karışımının seçimi, hem termodinamik verimsizlikleri en aza indirmeye hem de daha yüksek net güç ve daha düşük sermaye maliyeti sağlamaya yardımcı olacaktır. Bu nedenle, en iyi performans gösteren çevrim koşullarını bulmak için kapsamlı bir optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada ilk adımda ana taşıyıcı olarak kullanılan gaz türbinine bağlı olan kojenerasyon sisteminin aylık bazda bir yıl boyunca deneysel çalışmalar yapılmış, termodinamik parametreler incelenmiştir. İkinci adımda ana taşıyıcı olarak bir gaz türbininin kullanıldığı, yeni nesil ORC ve KC sistemlerinin ve geleneksel RC sisteminin kullanıldığı 3 farklı senaryoda 1, 2 ve 3. senaryolara denk gelen GT-RC-ORC, GT-RC-KC ve GT-KC-ORC kombine sistemlerin termodinamik parametreler incelenmiştir. Bu sistemler hem yalnızca tek tek incelenmiş hem de tüm sistemler bir arada olduğunda kombine çevrim olarak incelenmiştir. Son adımda, SPECO metodunun kullanıldığı eksergoekonomik analiz çerçevesinde detaylı bir ekonomik analiz gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamlı optimizasyon çalışması ile birçok dikkat çekici sonuç elde edilmiştir;

Kojenerasyon sistem sonuçları

- Kompresör güç tüketiminin brüt güce oranı olarak tanımlanan geri iş oranının yıl içerisinde %47 ile %55 arasında değiştiği görülmüştür. Bu aralığın düşük ve orta kapasiteli gaz türbini çevrimleri için uygun olduğu bilinmektedir.
- Maksimum deneysel ve teorik net güç üretimi Aralık ayında bulunmuş ve sırasıyla 7493 kW ve 9007,07 kW olarak hesaplanmıştır. Aksine Şubat ayında deneysel ve teorik olarak minimum net güç üretimi sırasıyla 6200 kW ve 6287,13 kW olarak elde edilmiştir.
- Gaz türbini ve kojenerasyon sisteminin yıl boyunca her ay teorik ve deneysel termal verimleri göz önüne alındığında, teorik termal verimleri minimum Şubat ayında, maksimum ise Aralık ayında belirlenmiştir.
- Gaz türbininin termal verimi teorik hesaplamalara göre %34,32 ile %43,82 arasında, deneysel hesaplamalara göre ise %33,72 ile %36,45 arasında değiştiği ortaya çıkmıştır.

Kojenerasyon sisteminin termal verimi ise maksimum deneysel ve teorik termal verimler sırasıyla %79 ve %83,92 olarak bulunmuştur.

- Ekserji analizi sırasında referans (ortam) sıcaklığı Balıkesir bölgesi için kaydedilen aylık ortalama sıcaklıklar olarak kabul edilmiştir. Şubat ayında kompresör giriş sıcaklığı ortam sıcaklığına eşittir. Bu nedenle Şubat ayında kompresör giriş havası ile atmosfer havasının sıcaklıklarının eşit olması nedeniyle kompresör giriş havası için sıfır ekserji değeri hesaplanmıştır. Ayrıca kompresör giriş sıcaklığı ortam sıcaklığının altında olduğu için giriş havasının Aralık ayı ekserji değeri $-0,13$ kW olarak hesaplanmıştır.
- Gaz türbini ve kojenerasyon sisteminin teorik ekserji veriminin yıl boyunca birbiriyle orantılı olarak dalgalandığı görülmüştür. Gaz türbininin deneysel ve teorik ekserji verimleri yaklaşık %50,50 ve %60,70'e çıkarken, kojenerasyon çevriminin deneysel ve teorik ekserji verimlerinin sırasıyla %84,19 ve %91,64'e ulaştığı görülmüştür.

GT-RC-ORC kombine sistem sonuçları

- RC'nin maksimum net güç değeri 100 bar ve 480 °C'de 1746,80 kW olarak bulunmuştur. Net güç, kütle debisinin 1,91 kg/s olarak hesaplandığı maksimum noktaya ulaşılmıştır. Ayrıca, aynı noktada, RC'nin maksimum termal ve ekserji verimleri sırasıyla %30,74 ve %56,04 olduğu hesaplanmış ve bu değerler arzu edilen kurulum derecesinin (%90) üzerinde olduğu görülmüştür.
- GT-RC sisteminden üretilen toplam net güç, artan RC'nin türbin giriş sıcaklığı ve basıncı ile artmıştır. GT-RC sisteminden elde edilen toplam maksimum net güç, termal ve ekserji verimleri 100 bar türbin giriş basıncında ve 480 °C türbin giriş sıcaklığında 7946,82 kW, %41,72 ve %41,01 olarak bulunmuştur.
- Çalışma koşullarında R141b en iyi çalışma akışkanı olmasına rağmen (en yüksek maksimum net güç R141b kullanıldığında 780,65 kW), düşük türbin giriş basıncı seviyelerinde (15 bar'a kadar) Aseton R141b'den daha yüksek termal ve ekserji verimine sahip olduğu ortaya çıkmıştır. Bu durum türbin girişinde kullanılan sıcaklığa göre organik akışkanların termodinamik performanslarının değişebileceğini, hatta düşük sıcaklık ve basınçta da diğer organik akışkanlara göre daha yüksek termodinamik performans gösterebileceği net olarak açığa çıkmaktadır.

- GT-RC-ORC sisteminin maksimum verimleri, R141b'nin kullanıldığı ORC'nin 40 bar 225 °C'deki çalışma koşulunda elde edilmiştir. GT-RC-ORC çevriminin maksimum termal ve ekserji verimleri sırasıyla %47,65 ve %67,35 olarak hesaplanmıştır.
- Termodinamik performans değerler iyi olsa da, çevre ve güvenlik açısından çalışma akışkanlarının üstünlükleri ve zayıflıklarının olduğu not edilmelidir. Bu nedenle en iyi performans gösteren iki çalışma akışkanı (R141b ve Aseton), güvenlik ve çevre açısından değerlendirildiğinde, en yüksek performans çalışma akışkanı R141b, yanıcı değildir ve güvenlidir ancak yüksek GWP değerine sahiptir. Öte yandan, en iyi performans gösteren ikinci akışkan olan Aseton, son derece yanıcıdır. Bu nedenle, öncelik çevrim performansı olarak alınırsa, daha yüksek performansa sahip R141b'nin kullanımı önerilmektedir. Ancak çalışma sırasında çevre üzerindeki riskleri ortadan kaldırmak için gerekli önlemler alınmalıdır (örn. iyi izolasyon, hidrokarbon sensörleri ve alarmlar). Diğer yandan öncelik ortam olarak alınırsa, yanıcılık için gerekli önlemler alındığında (yani cebri havalandırma ve mikro elektronik sistemler) çalışma akışkanı olarak Aseton önerilir.

GT-RC-KC kombine sistem sonuçları

- Kalina çevriminde sabit ısı girişi ve amonyak-su karışım oranında, artan türbin giriş sıcaklığı ile türbin giriş kütleli debisi ayrıştırıcıda ayrılan kütle akışın hemen hemen sıfır olduğu noktaya kadar hızlı bir artış gözlemlenmiştir. Daha sonra sabit türbin giriş basıncı ve amonyak-su karışım oranında bir tepe noktasına ulaştıktan sonra maksimum sıcaklığa kadar az miktarda azalma görülmüştür. Ana hattan gelen çalışma akışkanı, türbin giriş sıcaklığının artmasıyla ayrıştırıcıda tamamen doymuş buhar (veya kızgın buhar) haline gelmiştir. Maksimum türbin giriş kütle debi 100 bar türbin giriş sıcaklığı ve %90 amonyak-su karışım oranında 165°C'de 2,70 kg/s olarak hesaplanırken, maksimum sıcaklığa doğru azalma eğilimi göstermiş ve 245 °C'de 2,36 kg/s'ye kadar azalmıştır.
- Kalina sistemi için, belirli bir türbin giriş sıcaklığının üzerinde yüksek türbin giriş basıncı kullanılması daha yüksek net güç anlamına gelirken, belirli bir türbin giriş sıcaklığı altında düşük türbin giriş basıncı kullanırken daha fazla net güçle sonuçlandı.
- Yüksek amonyak-su karışımı, bir Kalina sistemi için her zaman yüksek verim anlamına gelmez. Aksine, yüksek türbin giriş basınç değeri her zaman verimliliği artırmaz. Yani sonuç olarak 100 bar türbin giriş basınç ve 200 °C türbin giriş sıcaklığı şartlarında,

%85'lik bir amonyak-su karışım oranı kullanıldığında elde edilen net güç, %90'lık amonyak-su karışım oranı kullanıldığında elde edilen net güçten daha yüksek olduğu hesaplanmıştır.

- Kalina çevriminin maksimum net gücü 100 bar, 245 °C ve %90 amonyak-su karışım oranında 890,14 kW olarak hesaplanmıştır. Bu noktada KC'nin maksimum termal ve ekserji verimleri sırasıyla %24,99 ve %71,77 olarak bulunmuştur. Minimum termal ve ekserji verimi de en düşük amonyak-su karışım oranında gerçekleştirilmiştir. Sabit türbin giriş sıcaklığı ve basıncında amonyak-su oranı arttıkça daha fazla net güç değeri elde edildi.
- GT-RC-KC'nin maksimum toplam termal ve ekserji verimleri 100 bar, 245 °C ve %90 amonyak-su karışımına sahip KC çalışma koşullarında %46,39 ve %45,59 olarak bulunmuştur.

GT-KC-ORC kombine sistem sonuçları

- Yalnızca Kalina çevrimi göz önüne alınırsa, çalışma akışkanının buharlaşma sıcaklığı amonyak-su karışım oranı, basınç ve sıcaklığa göre değiştiğinden, grafiklerde tüm basınçlar için 150 °C'den sonra çalışma akışkanının buharlaşma sıcaklığının üzerine çıkmakta ve kızgın buhar ya da doymuş buhar haline geçmektedir. Bu nedenle ayrıştırıcıdan çıkan sıvı miktarı hemen hemen sıfıra inmiştir. Nihayetinde 150 °C'den sonra türbin giriş kütleli debisi ile pompa kütleli debisi birbirine denk duruma gelmiştir.
- KC sisteminde, maksimum pompa güç tüketimi ve pompa kütleli debi değerleri sırasıyla 252,33 kW ve 12,92 kg/s (100 bar, 175°C) olarak hesaplanmıştır. Ayrıca minimum pompa güç tüketimi ve pompa kütleli debi değeri sırasıyla 62,63 kW (70 bar, 480°C) ve 4,51 kg/s olarak (100 bar, 480°C) bulunmuştur.
- KC sisteminde sabit ısı girişi ve amonyak-su karışım oranında artan türbin giriş sıcaklığı ile türbin girişi kütleli debi miktarı, ayrıştırıcıdan elde edilmiş doymuş sıvının sıfır olduğu noktaya kadar hızlı bir artış göstermiştir. Maksimum türbin giriş kütleli debi 6,51 kg/s olarak hesaplanmıştır (100 bar, 135°C, %95).
- KC sistemi 100 bar türbin giriş basıncında, %95 amonyak-su karışım oranında ve 480°C türbin giriş sıcaklığında maksimum net güç değerine varmış ve 2865,53 kW olarak hesaplanmıştır.

- R152a organik akışkanın aksine, ORC sisteminde kullanılan diğer tüm organik akışkanların en düşük kütleli debi her bir organik çalışma akışkanının doyma sıcaklığına en yakın basınç ve maksimum yüksek giriş sıcaklığında gerçekleşmektedir. Bunun sebebi, organik çalışma akışkanlarının termofiziksel özelliklerinin farklı olmasından kaynaklandığı çıkarımı yapılmaktadır.
- ORC’de kullanılan organik akışkanların maksimum performans noktaları dikkate alınıp ayrı ayrı incelendiğinde en yüksek kütleli debi R11 (7,5 bar, 96 °C’de 3,16 kg/s) kullanıldığında hesaplanırken en küçük kütleli debi İzo-Butilen (7,5 bar, 59 °C’de 1,71 kg/s) kullanıldığında elde edilmektedir.
- Sabit ısı girişinden dolayı, sıcaklığın artması kütleli debiyi azaltmaktadır. Bu yüzden ORC'nin pompa güç tüketiminde tüm akışkanlar için bir azalma eğilimi görülmektedir. Maksimum pompa güç tüketimleri göz önüne alındığında en yüksek pompa güç tüketimi R152a (13,78 kW, 45 bar, 114 °C) kullanıldığında gerçekleşmekte iken en düşük pompa güç tüketimi yine R141b (2,75 kW, 12,5 bar, 130 °C) kullanıldığında hesaplanmaktadır.
- Her organik çalışma akışkanının türbin giriş sıcaklığı arttıkça termodinamik performans göstergelerinin daima artacağı anlamına gelmediği net güç grafiğindeki eğilimlere bakıldığında görülmektedir. Özellikle R1233zd 12,5 bar’a kadar türbin giriş sıcaklığı arttığında net gücün azaldığı görülürken R245fa ve İzo-Butilen 17,5 bar’dan sonra net güç türbin giriş sıcaklığıyla artış eğilimine geçtiği görülmektedir.
- ORC sistemi incelendiğinde en yüksek maksimum net güç R11 (15 bar, 140 °C) kullanıldığında 118,04 kW olarak hesaplanmaktadır. En düşük maksimum net güç ise R152a (45 bar, 140 °C) kullanıldığında 99,28 kW olduğu gözlemlenmiştir.
- En yüksek ve en düşük maksimum termal verime sahip çalışma akışkanı sırasıyla R11 (%17,78) ve R152a (%14,95) iken en yüksek ve en düşük maksimum ekserji verimi, beklenildiği gibi, sırasıyla R11 (%60,91) ve R152a (%51,23) olarak bulunmuştur.
- GT-KC-ORC sistemi dikkatli bir şekilde bakılırsa maksimum net güç, termal verim ve ekserji verimi 100 bar türbin giriş basıncı, 480°C türbin giriş sıcaklığı ve %95 amonyak-su kullanılan Kalina çevrimi ve 15 bar türbin giriş basıncı ve 140 °C türbin giriş sıcaklığına sahip R11’in kullanıldığı ORC sisteminde gerçekleşmektedir. Nihayetinde maksimum net güç, termal verim ve ekserji verimi 2983,57 kW, %48,22 ve %47,39 olarak elde edilmiştir.

Eksergoekonomik analiz sonuçları

- 1. ve 2. senaryoda aynı özelliklerde RC sistemi kullanılmakta ve iki senaryo arasındaki tek fark ORC yerine KC sisteminin kullanılmasıdır. Toplam maliyeti ciddi oranda etkileyen ekipmanların en önemlilerinden biri olan türbin maliyeti 1. ve 2. senaryolarda incelendiğinde KC sisteminde kullanılan türbinin daha uygun olduğunu görebiliyoruz. Bunun en önemli sebeplerinden biri akışkanların sahip oldukları buharlaşma ısılarının farklı olması ve bunun sonucunda sahip oldukları kütleli debilerdir. Fakat ORC sisteminin yoğunlaştırıcı ekipmanı KC sisteminde kullanılanlardan daha uygun olduğu açık bir şekilde görülmektedir.
- 3. Senaryoda KC'nin türbin maliyetinin RC'den çok az miktarda yüksek olmasına rağmen, RC'nin net güç miktarının KC'den oldukça düşük olduğu açık bir şekilde görülmektedir.
- 3. Senaryoda kullanılan ORC'nin maliyetinin düşük olması ise, çalışma sıcaklığı ve basıncının düşük olmasından kaynaklanmaktadır.
- Gaz türbinine entegre edilecek sistemler için, üç senaryonun satın alınan ekipman maliyeti büyükten küçüğe doğru RC-KC, RC-ORC, KC-ORC olduğu ortaya çıkmaktadır. Bunlara karşılık gelen satın alınmış ekipman maliyeti (*PEC*) değerleri sırasıyla 2 537 284,49\$, 2 444 118,70\$, 2 056 591,10\$ olarak hesaplanmaktadır.
- En yüksek $\dot{Z} + \dot{C}_D$ değeri, ekipman maliyeti en yüksek olan türbin ekipmanında ortaya çıkmıştır. Fakat ekserji yıkım maliyetinin de yüksek olması bu değeri etkileyebilir. Diğer ekipmanlar incelendiğinde, özellikle ısı değiştiricilerinde ekserji yıkım maliyet oranlarının yüksek olması $\dot{Z} + \dot{C}_D$ değerinin büyük olmasına neden olmuştur.
- 1. Senaryoda ORC'nin yoğunlaştırıcısı, 2. Senaryoda KC'nin buharlaştırıcısı ve 3. Senaryoda KC'de buharlaştırıcı ve ORC'de ön ısıtıcısı ekserji yıkım maliyetleri sermaye maliyet oranına kıyasla oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Bu durum belirtilen ısı değiştiricilerinde iyileştirilme potansiyelinin olduğunu göstermektedir.
- Güç sistemlerinde kullanılan ana bileşen için f değerinin düşük olması, ekipmanların iyileştirilme potansiyelinin olduğu ve verimin artırılarak güç sistemlerinde maliyet tasarrufunun sağlanabileceğini göstermektedir. Bu durumda türbin ve pompa ekipmanlarının arzu edilen değerler arasında olduğu sonucuna varılmıştır.
- Yüksek nispi maliyet farkı ve düşük bir eksergoekonomik faktör, güç sistemlerinde kullanılan bileşenlerin performansının, verimliliklerini artırarak iyileştirilebileceği

anlamına gelir. Bu nedenle özellikle 1, 2, ve 3. Senaryolarda sırasıyla ORC, KC ve ORC sistemlerinde kullanılan yoğuşturucuların iyileştirilmesi gerektiği net olarak görülmektedir.

- 1. senaryoda ORC ve RC-ORC'nin en iyi kWh başına düşen birim maliyeti 0,0218\$ ve 0,0224\$ olduğu hesaplanmaktadır. Maksimum performans şartlarında, $\dot{Z} + \dot{C}_D$ değerleri göz önüne alındığında ORC sistemi 32\$/h'lik toplam sermaye yatırım maliyetine sahipken RC-ORC entegre edildiğinde saatlik 136,19\$ toplam sermaye yatırım maliyetine sahip olmaktadır. Nihayetinde, ORC tek başına düşünüldüğünde en iyi 3,31 yıl geri ödeme süresine sahipken RC-ORC entegre edildiğinde 3,42 yıl geri ödeme süresine sahip olduğu bulunmaktadır.
- 2. senaryoda KC ve RC-KC'nin maksimum performans şartlarında en iyi geri ödeme süreleri sırasıyla 3,22 yıl ve 3,39 yıl bulunurken, en iyi şartlarda $\dot{Z} + \dot{C}_D$ ve c_{sistem} değerleri sırasıyla (30,46\$/h, 0,02143\$) ve (134,64\$/h, 0,03331\$) olarak ortaya çıkmaktadır.
- 3. Senaryoda ORC sistemi tek olarak ele alındığında düşük net güç değerinden dolayı yüksek bir geri ödeme süresine sahi olduğu görülmüştür (12,05 yıl). Fakat KC-ORC sistemi birlikte düşünülürse geri ödeme süresi 1,99 yıla düşmesi dikkat çekicidir. Ek olarak ORC ve KC-ORC'nin $\dot{Z} + \dot{C}_D$ ve c_{sistem} değerleri sırasıyla (11,77\$/h, 0,0416\$), (101,81\$/h, 0,0147\$) olarak ortaya çıkmaktadır.

Ek Katkılar: Doktora tezinden çıkan makaleler aşağıda verilmektedir:

- Koç, Y., Köse, Ö. ve Yağlı, H. (2019). Exergy analysis of a natural gas fuelled gas turbine based cogeneration cycle. *International Journal of Exergy*, 30(2), 103-125.
- Köse, Ö., Koç, Y. ve Yağlı, H. (2020). Performance improvement of the bottoming steam Rankine cycle (SRC) and organic Rankine cycle (ORC) systems for a triple combined system using gas turbine (GT) as topping cycle. *Energy Conversion and Management*, 211, 112745.
- Köse, Ö., Koç, Y. ve Yağlı, H. (2021). Energy, exergy, economy and environmental (4E) analysis and optimization of single, dual and triple configurations of the power systems: Rankine Cycle/Kalina Cycle, driven by a gas turbine. *Energy Conversion and Management*, 227, 113604.

KAYNAKLAR

- Abbasi, H. R., Pourrahmani, H., Yavarinasab, A., Emadi, M. A. ve Hoorfar, M. (2019). Exergoeconomic optimization of a solar driven system with reverse osmosis desalination unit and phase change material thermal energy storages. *Energy Conversion and Management*, 199(September), 112042.
- Abid, M., Adebayo, V. O. ve Atikol, U. (2019). Energetic and exergetic analysis of a novel multi-generation system using solar power tower. *International Journal of Exergy*, 29(2-4), 211-235.
- Achinas, S. ve Euverink, G. J. W. (2019). Elevated biogas production from the anaerobic co-digestion of farmhouse waste: Insight into the process performance and kinetics. *Waste Management and Research*, 37(12), 1240-1249.
- Achinas, S., Krooneman, J. ve Euverink, G. J. W. (2019). Enhanced Biogas Production from the Anaerobic Batch Treatment of Banana Peels. *Engineering*, 5(5), 970-978. Chinese Academy of Engineering.
- Agromayor, R. ve Nord, L. O. (2017). Fluid selection and thermodynamic optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery applications. *Energy Procedia*, 129, 527-534.
- Ahmadi, A., El Haj Assad, M., Jamali, D. H., Kumar, R., Li, Z. X., Salameh, T., Al-Shabi, M., et al. (2020). Applications of geothermal organic Rankine Cycle for electricity production. *Journal of Cleaner Production*, 274.
- Ahmadi, M. H., Mehrpooya, M. ve Pourfayaz, F. (2016). Exergoeconomic analysis and multi objective optimization of performance of a Carbon dioxide power cycle driven by geothermal energy with liquefied natural gas as its heat sink. *Energy Conversion and Management*, 119, 422-434.
- Ait-Ali, M. A. (1997). Optimum Power Boosting of Gas Turbine Cycles With Compressor Inlet Air Refrigeration. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 119(1), 124.
- Akkaya, A. ve Sahin, B. (2009). A study on performance of solid oxide fuel cell-organic Rankine cycle combined system. *Archives of Thermodynamics*, 33(6), 553-564.
- Al-Sulaiman, F. A., Hamdullahpur, F. ve Dincer, I. (2011). Trigeneration: A comprehensive review based on prime prime movers. *Archives of Thermodynamics*, 35(4), 233-258.
- Andersen, W. C. ve Bruno, T. J. (2005). Rapid screening of fluids for chemical stability in organic rankine cycle applications. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 44(15), 5560-5566.
- Ansarinassab, H., Hajabdollahi, H. ve Fatimah, M. (2021). Life cycle assessment (LCA) of a novel geothermal-based multigeneration system using LNG cold energy- integration of Kalina cycle, stirling engine, desalination unit and magnetic refrigeration system. *Energy*, 231, 120888.

- Ayub, A., Sheikh, N. A., Tariq, R., Khan, M. M. ve Invernizzi, C. M. (2018). Exergetic optimization and comparison of combined gas turbine supercritical CO₂ power cycles. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 10(4).
- Baakeem, S., Orfi, J., Alaqel, S. ve Al-Ansary, H. (2017). Impact of Ambient Conditions of Arab Gulf Countries on the Performance of Gas Turbines Using Energy and Exergy Analysis. *Entropy*, 19(1), 32.
- Bao, J. ve Zhao, L. (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 325–342.
- Bejan, A. (2016). *Advanced Engineering Thermodynamics*.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G. ve Moran, M. (1996). *Thermal Design and Optimization-John Wiley & Sons*.
- Benato, A. ve Macor, A. (2017). Biogas engine waste heat recovery using organic Rankine cycle. *Energies*, 10(3), 1–18.
- Bharadwaj, A., Kaushik, A. V., Aditya, S. N. ve Tandon, A. (2014). Thermodynamic Analysis of HFC R152a Refrigerant as an Alternative to HFC. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 3(3), 27–31.
- Bilgen, E. (2000). Exergetic and engineering analyses of gas turbine based cogeneration systems. *Energy*, 25(12), 1215–1229.
- Bombarda, P., Invernizzi, C. M. ve Pietra, C. (2010). Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. *Applied Thermal Engineering*, 30(2–3), 212–219.
- Calise, F., Capuozzo, C., Carotenuto, A. ve Vanoli, L. (2014). Thermoeconomic analysis and off-design performance of an organic Rankine cycle powered by medium-temperature heat sources. *Solar Energy*, 103, 595–609.
- Cao, L., Wang, J. ve Dai, Y. (2014). Thermodynamic analysis of a biomass-fired Kalina cycle with regenerative heater. *Energy*, 77, 760–770.
- Cavalcanti, E. J. C. ve Motta, H. P. (2015). Exergoeconomic analysis of a solar-powered/fuel assisted Rankine cycle for power generation. *Energy*, 88, 555–562.
- Çengel, Yunus A., Boles, Michael A., Kanoğlu, M. (2019). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill.
- Chatzopoulou, M. A. ve Markides, C. N. (2018). Thermodynamic optimisation of a high-electrical efficiency integrated internal combustion engine – Organic Rankine cycle combined heat and power system. *Applied Energy*, 226(July), 1229–1251.
- 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.
- Coskun, A., Bolatturk, A. ve Kanoglu, M. (2014). Thermodynamic and economic analysis and optimization of power cycles for a medium temperature geothermal resource. *Energy Conversion and Management*, 78, 39–49.

- Cruz, I. G. D. (2021). Comparative analysis of Ormat and Kalina Cycle for the geothermal resource in Mabini, Batangas using thermoeconomic analysis. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 1109(1), 012040.
- Datta, A., Ganguly, R. ve Sarkar, L. (2009). Energy and exergy analyses of an externally fired gas turbine (EFGT) cycle integrated with biomass gasifier for distributed power generation. *Energy*, 35(1), 341–350.
- Desai, N. B. ve Bandyopadhyay, S. (2009). Process integration of organic Rankine cycle. *Energy*, 34(10), 1674–1686.
- Dincer, I. ve Rosen, M. A. (2015). *A Exergy analysis of heating, refrigerating and air conditioning methods and applications*. Elsevier.
- Du, Y., Jiang, N., Zhang, Y., Wang, X., Zhao, P., Wang, J. ve Dai, Y. (2021). Multi-objective optimization of an innovative power-cooling integrated system based on gas turbine cycle with compressor inlet air precooling, Kalina cycle and ejector refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*, 244, 114473.
- Ertesvåg, I. S., Kvamsdal, H. M. ve Bolland, O. (2005). Exergy analysis of a gas-turbine combined-cycle power plant with precombustion CO₂capture. *Energy*, 30(1), 5–39.
- Fallah, M., Mahmoudi, S. M. S., Yari, M. ve Akbarpour Ghiasi, R. (2016). Advanced exergy analysis of the Kalina cycle applied for low temperature enhanced geothermal system. *Energy Conversion and Management*, 108, 190–201.
- Feng, Y., Du, Z., Shreka, M., Zhu, Y., Zhou, S., Zhang, W., Zhou, C., et al. (2020). Thermodynamic analysis and performance optimization of the supercritical carbon dioxide Brayton cycle combined with the Kalina cycle for waste heat recovery from a marine low-speed diesel engine. *Energy Conversion and Management*, 206(January), 112483.
- Freitas, W. R. C. (2015). *Performance Analysis of a Helium Cooled VHTR Powered Brayton Cycle Topping Unit on an Existing Steam Cycle Using Numerical Propulsion System Simulation*.
- Ganesh, N. Shankar ve Srinivas, T. (2017). Development of thermo-physical properties of aqua ammonia for Kalina cycle system. *International Journal of Materials and Product Technology*, 55(1–3), 113–141.
- Ganesh, Narayanan Shankar ve Srinivas, T. (2019). Nuclear energy-driven Kalina cycle system suitable for Indian climatic conditions. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects*, 41(3), 298–308.
- Gao, H., Liu, C., He, C., Xu, X., Wu, S. ve Li, Y. (2012). Performance analysis and working fluid selection of a supercritical organic rankine cycle for low grade waste heat recovery. *Energies*, 5(9), 3233–3247.
- Ghaebi, H., Namin, A. S. ve Rostamzadeh, H. (2018). Exergoeconomic optimization of a novel cascade Kalina/Kalina cycle using geothermal heat source and LNG cold energy recovery. *Journal of Cleaner Production*, 189, 279–296.

- Ghaebi, H., Yari, M., Gargari, S. G. ve Rostamzadeh, H. (2019). Thermodynamic modeling and optimization of a combined biogas steam reforming system and organic Rankine cycle for coproduction of power and hydrogen. *Renewable Energy*, 130, 87–102. Elsevier Ltd.
- Gholamian, E. ve Zare, V. (2016). A comparative thermodynamic investigation with environmental analysis of SOFC waste heat to power conversion employing Kalina and Organic Rankine Cycles. *Energy Conversion and Management*, 117, 150–161.
- Gholizadeh, T., Vajdi, M. ve Mohammadkhani, F. (2019). Thermodynamic and thermo-economic analysis of basic and modified power generation systems fueled by biogas. *Energy Conversion and Management*, 181(August 2018), 463–475.
- Gholizadeh, T., Vajdi, M. ve Rostamzadeh, H. (2019). A new biogas-fueled bi-evaporator electricity/cooling cogeneration system: Exergoeconomic optimization. *Energy Conversion and Management*, 196(February), 1193–1207.
- Ghorbani, S., Khoshgoftar-Manesh, M. H., Nourpour, M. ve Blanco-Marigorta, A. M. (2020). Exergoeconomic and exergoenvironmental analyses of an integrated SOFC-GT-ORC hybrid system. *Energy*, 206, 118151. Elsevier Ltd. Retrieved from <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118151>
- Gil, B. ve Kasperski, J. (2018). Performance estimation of ejector cycles using ethers and fluorinated ethers as refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 133(June 2017), 269–275. Elsevier.
- Granryd, E. (2001). Hydrocarbons as refrigerants - an overview. *International Journal of Refrigeration*, 24(1), 15–24.
- Groniewsky, A., Györke, G. ve Imre, A. R. (2017). Description of wet-to-dry transition in model ORC working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 125, 963–971.
- Gu, Z. ve Sato, H. (2002). Performance of supercritical cycles for geothermal binary design. *Energy Conversion and Management*, 43(7), 961–971.
- Guo, T., Wang, H. X. ve Zhang, S. J. (2011). Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources. *Energy*, 36(5), 2639–2649.
- Guzović, Z., Lončar, D. ve Ferdelji, N. (2010). Possibilities of electricity generation in the Republic of Croatia by means of geothermal energy. *Energy*, 35(8), 3429–3440.
- Hærvig, J., Sørensen, K. ve Condra, T. J. (2016). Guidelines for optimal selection of working fluid for an organic Rankine cycle in relation to waste heat recovery. *Energy*, 96, 592–602.
- Haghighat Mamaghani, A., Najafi, B., Shirazi, A. ve Rinaldi, F. (2015). 4E analysis and multi-objective optimization of an integrated MCFC (molten carbonate fuel cell) and ORC (organic Rankine cycle) system. *Energy*, 82, 650–663.
- He, M., Zhang, X., Zeng, K. ve Gao, K. (2011). A combined thermodynamic cycle used for waste heat recovery of internal combustion engine. *Energy*, 36(12), 6821–6829.

- Heberle, F. ve Brüggemann, D. (2010). Exergy based fluid selection for a geothermal Organic Rankine Cycle for combined heat and power generation. *Applied Thermal Engineering*, 30(11–12), 1326–1332.
- Hosseinpour, J., Sadeghi, M., Chitsaz, A., Ranjbar, F. ve Rosen, M. A. (2017). Exergy assessment and optimization of a cogeneration system based on a solid oxide fuel cell integrated with a Stirling engine. *Energy Conversion and Management*, 143, 448–458.
- Huang, Y., Wang, H., Zhang, X., Zhang, Q., Wang, C. ve Ma, L. (2022). Accurate prediction of chemical exergy of technical lignins for exergy-based assessment on sustainable utilization processes. *Energy*, 243, 123041.
- Hung, T. C., Wang, S. K., Kuo, C. H., Pei, B. S. ve Tsai, K. F. (2010). A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources. *Energy*, 35(3), 1403–1411.
- IEA. (2019). World Energy Outlook 2019.
- IEA. (2021). *Turkey 2021 Energy Policy Review*.
- IICEC. (2020). *Turkey Energy Outlook 2020*.
- Imran, M., Haglind, F., Asim, M. ve Zeb Alvi, J. (2018). Recent research trends in organic Rankine cycle technology: A bibliometric approach. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81(July 2017), 552–562.
- Jalili, M., Ghasempour, R., Ahmadi, M. H., Chitsaz, A. ve Ghazanfari Holagh, S. (2022). Exergetic, exergo-economic, and exergo-environmental analyses of a trigeneration system driven by biomass and natural gas. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 147(6), 4303–4323.
- Jang, Y. ve Lee, J. (2018). Optimizations of the organic Rankine cycle-based domestic CHP using biomass fuel. *Energy Conversion and Management*, 160(November 2017), 31–47.
- Javad Dehghani, M. (2021). Enhancing energo-exergo-economic performance of Kalina cycle for low- to high-grade waste heat recovery: Design and optimization through deep learning methods. *Applied Thermal Engineering*, 195(May), 117221.
- Ji-chao, Y. ve Sobhani, B. (2021). Integration of biomass gasification with a supercritical CO₂ and Kalina cycles in a combined heating and power system: A thermodynamic and exergoeconomic analysis. *Energy*, 222, 119980.
- Kakaras, E., Doukelis, A. ve Karellas, S. (2004). Compressor intake-air cooling in gas turbine plants. *Energy*, 29(12-15 SPEC. ISS.), 2347–2358.
- Kanoglu, M. ve Dincer, I. (2009). Performance assessment of cogeneration plants. *Energy Conversion and Management*, 50(1), 76–81.
- Khaljani, M., Khoshbakhti Saray, R. ve Bahlouli, K. (2015). Comprehensive analysis of energy, exergy and exergo-economic of cogeneration of heat and power in a combined gas turbine and organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 97, 154–165.

- Khan, M. S., Abid, M., Bashir, M. A., Amber, K. P., Khanmohammadi, S. ve Yan, M. (2021). Thermodynamic and exergoeconomic analysis of a novel solar-assisted multigenerational system utilizing high temperature phase change material and hybrid nanofluid. *Energy Conversion and Management*, 236, 113948.
- Kitto, J. B. ve Stultz, S. C. (2005). *Steam: Its Generation and Use 41st Edition*. Babcock and Wilcox Company.
- Kober, T., Schiffer, H. W., Densing, M. ve Panos, E. (2020). Global energy perspectives to 2060 – WEC’s World Energy Scenarios 2019. *Energy Strategy Reviews*, 31(July), 100523.
- Koç, Y., Köse, Ö. ve Yağlı, H. (2019). Exergy analysis of a natural gas fuelled gas turbine based cogeneration cycle. *International Journal of Exergy*, 30(2), 103-125.
- Koç, A., Yağlı, H., Bilgic, H. H., Koç, Y. ve Özdemir, A. (2020). Performance analysis of a novel organic fluid filled regenerative heat exchanger used heat recovery ventilation (OHeX-HRV) system. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 41(January), 100787.
- Koç, A., Yağlı, H., Koç, Y. ve Uğurlu, İ. (2018). Dünyada ve Türkiye ’de Enerji Görünümünün Genel Değerlendirilmesi General Evaluation of Energy Outlook in Turkey and the World. *Mühendis ve Makina Dergisi*, 59(692), 84–112.
- Koç, Y., Aksar, M. ve Yağlı, H. (2020). First and second law-based thermal optimisation of the Kalina cycle integrated into an existing burner-based cogeneration system using waste chips as fuel. *International Journal of Exergy*, 33(2), 165–182.
- Koç, Y. ve Yağlı, H. (2019). Isı-Güç Kombine Sistemlerinde Kullanılan Kalina Çevriminin Enerji ve Ekserji Analizi. *Journal of Polytechnic*, 0900(1), 181–188.
- Koç, Y., Yağlı, H. ve Kalay, I. (2020). Energy, Exergy, and Parametric Analysis of Simple and Recuperative Organic Rankine Cycles Using a Gas Turbine–Based Combined Cycle. *Journal of Energy Engineering*, 146(5), 04020041.
- Köse, Ö., Koç, Y. ve Yağlı, H. (2020). Performance improvement of the bottoming steam Rankine cycle (SRC) and organic Rankine cycle (ORC) systems for a triple combined system using gas turbine (GT) as topping cycle. *Energy Conversion and Management*, 211, 112745.
- Köse, Ö., Koç, Y. ve Yağlı, H. (2021). Energy, exergy, economy and environmental (4E) analysis and optimization of single, dual and triple configurations of the power systems: Rankine Cycle/Kalina Cycle, driven by a gas turbine. *Energy Conversion and Management*, 227, 113604.
- Lahoud, C. (2018). Review of cogeneration and trigeneration systems. *African Journal of Engineering Research*, 6(3), 39–54.
- Lecompte, S.; Criens, C.; Siera, I; Van den Broek, M, D. P. M. . (2016). Thermodynamic Screening of Organic Rankine Cycle Working Fluids and Architectures: Application To Automotive Internal Combustion Engines. *12th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 2016* (pp. 879–886).

- Li, Y. R., Du, M. T., Wu, C. M., Wu, S. Y. ve Liu, C. (2014). Potential of organic Rankine cycle using zeotropic mixtures as working fluids for waste heat recovery. *Energy*, 77, 509–519.
- Lin, D., Zhu, Q. ve Li, X. (2015). Thermodynamic Comparative Analyses between (organic) Rankine Cycle and Kalina Cycle. *Energy Procedia*, 75, 1618–1623.
- Liu, C. ve Gao, T. (2019). Off-design performance analysis of basic ORC, ORC using zeotropic mixtures and composition-adjustable ORC under optimal control strategy. *Energy*, 171, 95–108. Elsevier Ltd.
- Lolos, P. A. ve Rogdakis, E. D. (2009). A Kalina power cycle driven by renewable energy sources. *Energy*, 34(4), 457–464.
- Madenoglu, G. (2017). *Jet Motoru Güç Türbini Kanatçıklarının Akışkan Yapı Etkileşimi Analizleri ile İncelenmesi*. Eskişehir Osmangazi Üniversitesi.
- Madhawa Hettiarachchi, H. D., Golubovic, M., Worek, W. M. ve Ikegami, Y. (2007). Optimum design criteria for an Organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy*, 32(9), 1698–1706.
- Mago, P. J., Chamra, L. M., Srinivasan, K. ve Somayaji, C. (2008). An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Applied Thermal Engineering*, 28(8–9), 998–1007.
- Maheshwari, M. ve Singh, O. (2017). Performance evaluation of heat recovery generator for ammonia–water mixture in combined cycle power plants. *International Journal of Ambient Energy*, 38(7), 719–726.
- Mahmoudi, A., Fazli, M. ve Morad, M. R. (2018). A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, 143(July), 660–675.
- Mahmoudi, S. M. S., Pourreza, A., Akbari, A. D. ve Yari, M. (2016). Exergoeconomic evaluation and optimization of a novel combined augmented Kalina cycle/gas turbine-modular helium reactor. *Applied Thermal Engineering*, 109, 109–120.
- Majdi Yazdi, M. R., Ommi, F., Ehyaei, M. A. ve Rosen, M. A. (2020). Comparison of gas turbine inlet air cooling systems for several climates in Iran using energy, exergy, economic, and environmental (4E) analyses. *Energy Conversion and Management*, 216(March), 112944.
- Malik, M. Z., Musharavati, F., Khanmohammadi, S., Pakseresht, A. H., Khanmohammadi, S. ve Nguyen, D. D. (2020). Design and comparative exergy and exergo-economic analyses of a novel integrated Kalina cycle improved with fuel cell and thermoelectric module. *Energy Conversion and Management*, 220(January), 113081.
- Maraver, D., Royo, J., Lemort, V. ve Quoilin, S. (2014). Systematic optimization of subcritical and transcritical organic Rankine cycles (ORCs) constrained by technical parameters in multiple applications. *Applied Energy*, 117, 11–29.
- Mehrpooya, M. ve Mousavi, S. A. (2018). Advanced exergoeconomic assessment of a solar-driven Kalina cycle. *Energy Conversion and Management*, 178(October), 78–91.

- Micak, H. A. (1996). *Introduction to the Kalina cycle*. American Society of Mechanical Engineers, Power Division (Publication) PWR (Vol. 30). American Society of Mechanical Engineers.
- Mikielewicz, D. ve Mikielewicz, J. (2010). A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP. *Applied Thermal Engineering*, 30(16), 2357–2362.
- Mikielewicz, D. ve Mikielewicz, J. (2016). Criteria for selection of working fluid in low-temperature ORC. *Chemical and Process Engineering - Inzynieria Chemiczna i Procesowa*, 37(3), 429–440.
- Milewski, J. ve Krasucki, J. (2017). Comparison of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery in the steel industry. *Journal of Power Technologies*, 97(4), 302–307.
- Mirzaei, M., Ahmadi, M. H., Mobin, M., Nazari, M. A. ve Alayi, R. (2018). Energy, exergy and economics analysis of an ORC working with several fluids and utilizes smelting furnace gases as heat source. *Thermal Science and Engineering Progress*, 5(September 2017), 230–237.
- Mohammadi, A., Ashouri, M., Ahmadi, M. H., Bidi, M., Sadeghzadeh, M. ve Ming, T. (2018). Thermo-economic analysis and multiobjective optimization of a combined gas turbine, steam, and organic Rankine cycle. *Energy Science and Engineering*, 6(5), 506–522.
- Mohammadkhani, F., Yari, M. ve Ranjbar, F. (2019). A zero-dimensional model for simulation of a Diesel engine and exergoeconomic analysis of waste heat recovery from its exhaust and coolant employing a high-temperature Kalina cycle. *Energy Conversion and Management*, 198(May), 111782.
- Mohammadkhani, F., Shokati, N., Mahmoudi, S. M. S., Yari, M. ve Rosen, M. A. (2014). Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles. *Energy*, 65, 533–543. Elsevier Ltd.
- Mosaffa, A. H., Hasani Mokarram, N. ve Garousi Farshi, L. (2017). Thermo-economic analysis of a new combination of ammonia/water power generation cycle with GT-MHR cycle and LNG cryogenic exergy. *Applied Thermal Engineering*, 124, 1343–1353.
- Mwesigye, A. ve Dworkin, S. B. (2018). Performance analysis and optimization of an ejector refrigeration system using alternative working fluids under critical and subcritical operation modes. *Energy Conversion and Management*, 176(July), 209–226.
- Nami, H., Mahmoudi, S. M. S. ve Nemati, A. (2017). Exergy, economic and environmental impact assessment and optimization of a novel cogeneration system including a gas turbine, a supercritical CO₂ and an organic Rankine cycle (GT-HRSG/SCO₂). *Applied Thermal Engineering*, 110, 1315–1330.
- Nandaliarasyad, N., Maulana, D. T. ve Darmanto, P. S. (2020). Study of Development Scenarios for Bottoming Unit Binary Cycle to Utilize Exhaust Steam from Back Pressure Turbine Geothermal Power Plant. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 417(1).

- Nazari, N., Heidarnejad, P. ve Porkhial, S. (2016). Multi-objective optimization of a combined steam-organic Rankine cycle based on exergy and exergo-economic analysis for waste heat recovery application. *Energy Conversion and Management*, 127, 366–379.
- NEEAP. (2018). www.yegm.gov.tr A. Retrieved from <https://enerji.gov.tr/bilgi-merkezi-enerji-verimliligi-ulusal-enerji-verimliligi-eylem-planı>
- Nemati, A., Nami, H., Ranjbar, F. ve Yari, M. (2017). A comparative thermodynamic analysis of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery: A case study for CGAM cogeneration system. *Case Studies in Thermal Engineering*, 9(September 2016), 1–13.
- Nguyen, T. Van, Knudsen, T., Larsen, U. ve Haglind, F. (2014). Thermodynamic evaluation of the Kalina split-cycle concepts for waste heat recovery applications. *Energy*, 71, 277–288. Elsevier Ltd. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.04.060>
- Ni, M., Yang, T., Xiao, G., Ni, D., Zhou, X., Liu, H., Sultan, U., et al. (2017). Thermodynamic analysis of a gas turbine cycle combined with fuel reforming for solar thermal power generation. *Energy*, 137, 20–30.
- Nondy, J. ve Gogoi, T. K. (2019). Exergy Analysis of a Combined Gas Turbine and Organic Rankine Cycle Based Power and Absorption Cooling Systems. In Gas Turbine India Conference. *In Gas Turbine India Conference* (p. 11).
- Nondy, J. ve Gogoi, T. K. (2020). Comparative performance analysis of four different combined power and cooling systems integrated with a topping gas turbine plant. *Energy Conversion and Management*, 223(113242).
- Oyedepo, S. O. ve Fakeye, A. B. (2020). Electric power conversion of exhaust waste heat recovery from gas turbine power plant using organic Rankine cycle. *International Journal of Energy and Water Resources*, 4(2), 139–150.
- Oyedepo, S. O., Fakeye, B. A., Mabinuori, B., Babalola, P. O., Leramo, R. O., Kilanko, O., Dirisu, J. O., et al. (2020). Thermodynamics analysis and performance optimization of a reheat – Regenerative steam turbine power plant with feed water heaters. *Fuel*, 280(July), 118577.
- Özahi, E. ve Tozlu, A. (2020). Optimization of an adapted Kalina cycle to an actual municipal solid waste power plant by using NSGA-II method. *Renewable Energy*, 149, 1146–1156.
- Özahi, E., Tozlu, A. ve Abuşoğlu, A. (2018). Thermoeconomic multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) adapted to an existing solid waste power plant. *Energy Conversion and Management*, 168(April), 308–319.
- Pourpasha, H., Mohammadfam, Y., Khani, L., Mohammadpourfard, M. ve Zeinali Heris, S. (2020). Thermodynamic and thermoeconomic analyses of a new dual-loop organic Rankine – Generator absorber heat exchanger power and cooling cogeneration system. *Energy Conversion and Management*, 224(August), 113356.
- Quoilin, S., Orosz, M., Hemond, H. ve Lemort, V. (2011). Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation. *Solar Energy*, 85(5), 955–966.

- Richardson, E. S. (2016). Thermodynamic performance of new thermofluidic feed pumps for Organic Rankine Cycle applications. *Applied Energy*, 161, 75–84.
- Rodríguez, C. E. C., Palacio, J. C. E., Venturini, O. J., Lora, E. E. S., Cobas, V. M., dos Santos, D. M. & Gialluca, V. (2013). Exergetic and economic comparison of ORC and Kalina cycle for low temperature enhanced geothermal system in Brazil. *Applied Thermal Engineering*, 52(1), 109–119.
- Rosen, M. A., Le, M. N. ve Dincer, I. (2005). Efficiency analysis of a cogeneration and district energy system. *Applied Thermal Engineering*, 25(1), 147–159.
- Roy, J. P., Mishra, M. K. ve Misra, A. (2010). Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle. *Energy*, 35(12), 5049–5062.
- Sachdeva, J. ve Singh, O. (2019). Thermodynamic analysis of solar powered triple combined Brayton, Rankine and organic Rankine cycle for carbon free power. *Renewable Energy*, 139(2019), 765–780.
- Sadeghi, S., Maghsoudi, P., Shabani, B., Gorgani, H. H. ve Shabani, N. (2019). Performance analysis and multi-objective optimization of an organic Rankine cycle with binary zeotropic working fluid employing modified artificial bee colony algorithm. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 136(4), 1645–1665.
- Safari, F. ve Dincer, I. (2019). Development and analysis of a novel biomass-based integrated system for multigeneration with hydrogen production. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(7), 3511–3526.
- Sahint, B., Kodalt, A. ve Yavuzs, H. (1995). Efficiency of a Joule-Brayton engine at maximum power density. *Journal of Physics D*, 28, 1309.
- Sarkar, J. (2018). Generalized pinch point design method of subcritical-supercritical organic Rankine cycle for maximum heat recovery. *Energy*, 143, 141–150.
- Sartori da Silva, F. ve Matelli, J. A. (2019). Exergoeconomic analysis and determination of power cost in MCFC – steam turbine combined cycle. *International Journal of Hydrogen Energy*, 44(33), 18293–18307.
- Shankar Ganesh, N. ve Srinivas, T. (2012). Design and modeling of low temperature solar thermal power station. *Applied Energy*, 91(1), 180–186. Elsevier Ltd. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.09.021>
- Shengjun, Z., Huaixin, W. ve Tao, G. (2011). Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation. *Applied Energy*, 88(8), 2740–2754.
- Shirazi, A., Aminyavari, M., Najafi, B., Rinaldi, F. ve Razaghi, M. (2012). Thermal-economic-environmental analysis and multi-objective optimization of an internal-reforming solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid system. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37(24), 19111–19124.

- Shukla, A. K., Sharma, A., Sharma, M. ve Nandan, G. (2019). Thermodynamic investigation of solar energy-based triple combined power cycle. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization and Environmental Effects*, 41(10), 1161–1179.
- Shukla, A. K. ve Singh, O. (2017). Thermodynamic investigation of parameters affecting the execution of steam injected cooled gas turbine based combined cycle power plant with vapor absorption inlet air cooling. *Applied Thermal Engineering*, 122, 380–388. Elsevier Ltd.
- Singh, O. K. ve Kaushik, S. C. (2013). Energy and exergy analysis and optimization of Kalina cycle coupled with a coal fired steam power plant. *Applied Thermal Engineering*, 51(1–2), 787–800.
- Sirchis, J. (2005). *Combined Production of Heat and Power (Cogeneration)*. Taylor Francis.
- Sohani, A., Hoseinzadeh, S. ve Berenjkar, K. (2021). Experimental analysis of innovative designs for solar still desalination technologies; An in-depth technical and economic assessment. *Journal of Energy Storage*, 33(September 2020), 101862.
- Soltani, M., Nabat, M. H., Razmi, A. R., Dusseault, M. B. ve Nathwani, J. (2020). A comparative study between ORC and Kalina based waste heat recovery cycles applied to a green compressed air energy storage (CAES) system. *Energy Conversion and Management*, 222(July), 113203.
- Somayaji, C., Mago, P. J. ve Chamra, L. M. (2006). Second law analysis and optimization of organic rankine cycle. *American Society of Mechanical Engineers, Power Division (Publication) PWR*, 2006, 1–6.
- Song, T. W., Sohn, J. L., Kim, J. H., Kim, T. S. ve Ro, S. T. (2002). Exergy-based performance analysis of the heavy-duty gas turbine in part-load operating conditions. *Exergy, An International Journal*, 2(2), 105–112.
- Sotomonte, C. A. R., Ribeiro, S., Oliveira, E., Lora, E. E. S. ve Venturini, O. J. (2011). Organic Rankine Cycle Associated With an Absorption Chiller for Biomass Applications. *Revista de Engenharia Térmica*, 10(1–2), 15.
- Spath, P. L. ve Mann, M. K. (2000). *Life Cycle Assessment of a Natural Gas Combined-Cycle Power Generation System - National Renewable Energy Laboratory - NREL/TP-570-27715*. National Renewable Energy Laboratory.
- Sprouse, C. ve Depcik, C. (2013). Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 51(1–2), 711–722.
- Sue, D.-C. ve Chuang, C.-C. (2004). Engineering design and exergy analyses for combustion gas turbine based power generation system. *Energy*, 29(8), 1183–1205.
- Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G. ve Frangoudakis, A. (2009). Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29(11–12), 2468–2476. Elsevier Ltd.

- Tempesti, D. ve Fiaschi, D. (2013). Thermo-economic assessment of a micro CHP system fuelled by geothermal and solar energy. *Energy*, 58, 45–51.
- Tian, H., Shu, G., Wei, H., Liang, X. ve Liu, L. (2012). Fluids and parameters optimization for the organic Rankine cycles (ORCs) used in exhaust heat recovery of Internal Combustion Engine (ICE). *Energy*, 47(1), 125–136.
- Tian, M. W., Parikhani, T., Jermsittiparsert, K. ve Ashraf, M. A. (2020). Exergoeconomic optimization of a new double-flash geothermal-based combined cooling and power (CCP) system at two different cooling temperatures assisted by boosters. *Journal of Cleaner Production*, 261, 120921.
- Tiwari, D., Sherwani, A. F. ve Atheaya, D. (2021). Thermodynamic analysis of solar power organic Rankine cycle based on experimental data. *International Journal of Ambient Energy*, 42(2), 179–186. Taylor & Francis.
- TSKB. (2020). Enerji görünümü, 1–94. Retrieved from <https://www.tskb.com.tr/i/assets/document/pdf/enerji-sektor-gorunumu-2020.pdf>
- Ünal, B. B., Onaygil, S., Acuner, E. ve Cin, R. (2022). Application of energy efficiency obligation scheme for electricity distribution companies in Turkey. *Energy Policy*, 163(July 2021), 112851. Elsevier Ltd.
- Vaja, I. ve Gambarotta, A. (2010). Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy*, 35(2), 1084–1093. Elsevier Ltd. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2009.06.001>
- Varga, Z. ve Palotai, B. (2017). Comparison of low temperature waste heat recovery methods. *Energy*, 137, 1286–1292.
- Vélez, F., Segovia, J. J., Martín, M. C., Antolín, G., Chejne, F. ve Quijano, A. (2012). A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(6), 4175–4189.
- Victor, R. A., Kim, J. K. ve Smith, R. (2013). Composition optimisation of working fluids for organic rankine cycles and kalina cycles. *Energy*, 55, 114–126.
- Vivian, J., Manente, G. ve Lazzaretto, A. (2015). A general framework to select working fluid and configuration of ORCs for low-to-medium temperature heat sources. *Applied Energy*, 156, 727–746. Elsevier Ltd.
- Wang, J., Yan, Z., Zhou, E. ve Dai, Y. (2013). Parametric analysis and optimization of a Kalina cycle driven by solar energy. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 408–415. Elsevier Ltd.
- Wang, X. ve Dai, Y. (2016). Exergoeconomic analysis of utilizing the transcritical CO₂ cycle and the ORC for a recompression supercritical CO₂ cycle waste heat recovery: A comparative study. *Applied Energy*, 170, 193–207.
- Wang, Y., Tang, Q., Wang, M. ve Feng, X. (2017). Thermodynamic performance comparison between ORC and Kalina cycles for multi-stream waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 143, 482–492.

- Wang, Z., Han, W., Zhang, N., Liu, M. ve Jin, H. (2017). Proposal and assessment of a new CCHP system integrating gas turbine and heat-driven cooling/power cogeneration. *Energy Conversion and Management*, 144, 1–9.
- Wang, Z. Q., Zhou, N. J., Guo, J. ve Wang, X. Y. (2012). Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperature waste heat. *Energy*, 40(1), 107–115.
- White, M. T., Oyewunmi, O. A., Haslam, A. J. ve Markides, C. N. (2017). Industrial waste-heat recovery through integrated computer-aided working-fluid and ORC system optimisation using SAFT- Γ Mie. *Energy Conversion and Management*, 150, 851–869. The Authors.
- World Energy Council. (2016). Turkish Energy Market Outlook: Achievements, Overview and Opportunities,.
- Xi, H., Li, M. J., He, Y. L. ve Tao, W. Q. (2015). A graphical criterion for working fluid selection and thermodynamic system comparison in waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 89, 772–782. Elsevier Ltd.
- Xu, W., Deng, S., Zhao, L., Su, W., Zhang, Y., Li, S. ve Ma, M. (2018). How to quantitatively describe the role of the pure working fluids in subcritical organic Rankine cycle: A limitation on efficiency. *Energy Conversion and Management*, 172(July), 316–327.
- Yağlı, H. (2018). Basit ve Rejeneratif Organik Rankine Çevrimi (ORC) Tasarımları Kullanılarak Biogaz Yakıtlı Isı-Güç Kombine (CHP) Motorunun Atık Isısının Geri Dönüştürülebilirliği, Enerji ve Ekserji Analizi. *İskenderun Teknik Üniversitesi*.
- Yağlı, H., Karakuş, C., Koç, Y., Çevik, M., Uğurlu, İ. ve Koç, A. (2019). Designing and exergetic analysis of a solar power tower system for Iskenderun region. *International Journal of Exergy*, 28(1), 96–112.
- Yang, A., Su, Y., Chien, I. L., Jin, S., Yan, C., Wei, S. ve Shen, W. (2019). Investigation of an energy-saving double-thermally coupled extractive distillation for separating ternary system benzene/toluene/cyclohexane. *Energy*, 186, 115756.
- Yang, A., Su, Y., Shen, W., Chien, I. L. ve Ren, J. (2019). Multi-objective optimization of organic Rankine cycle system for the waste heat recovery in the heat pump assisted reactive dividing wall column. *Energy Conversion and Management*, 199(August), 112041.
- Yang, X., Yang, S., Wang, H., Yu, Z., Liu, Z. ve Zhang, W. (2022). Parametric assessment, multi-objective optimization and advanced exergy analysis of a combined thermal-compressed air energy storage with an ejector-assisted Kalina cycle. *Energy*, 239, 122148.
- Yu, Z., Su, R. ve Feng, C. (2020). Thermodynamic analysis and multi-objective optimization of a novel power generation system driven by geothermal energy. *Energy*, 199, 117381. Elsevier Ltd.
- Yue, C., Han, D., Pu, W. ve He, W. (2015). Comparative analysis of a bottoming transcritical ORC and a Kalina cycle for engine exhaust heat recovery. *Energy Conversion and Management*, 89, 764–774.

- Zare, V. ve Moalemiyan, A. (2017). Parabolic trough solar collectors integrated with a Kalina cycle for high temperature applications: Energy, exergy and economic analyses. *Energy Conversion and Management*, 151(July), 681–692.
- Zheng, S., Chen, K., Du, Y., Fan, G., Dai, Y., Zhao, P. ve Wang, J. (2021). Comparative analysis on off-design performance of a novel parallel dual-pressure Kalina cycle for low-grade heat utilization. *Energy Conversion and Management*, 234, 113912.
- Zhou, C., Zhuang, Y., Zhang, L., Liu, L., Du, J. ve Shen, S. (2020). A novel pinch-based method for process integration and optimization of Kalina cycle. *Energy Conversion and Management*, 209(2), 112630.



DİZİN

A

Amonyak 4, 10, 21, 25, 26, 27, 34, 73, 76, 79, 81
 Aseton 4, 22, 23, 58, 60, 62, 64, 66, 70, 71
 Atık Isı 2, 3, 4, 7, 8, 9, 11, 13, 25, 53, 70, 84, 99
 Atmosfer Sıcaklığı 28, 37

B

Basınç 4, 18, 22, 26, 30, 46, 48, 74, 92, 106
 Buharlaşma 4, 21, 25, 27, 73, 76, 88, 103

C

Ciddi 1, 2, 18, 23, 45, 55, 81

Ç

Çalışma Akışkanı 4, 18, 20, 22, 23, 25, 26, 57, 58, 77, 89
 Çevrim 3, 16, 32, 34, 55, 109

D

DeneySEL Veri 28, 50, 51
 Değer 2, 16, 23, 25, 31, 68, 81

E

Egzoz Gazı 4, 45, 55, 82, 86
 Ekserji 4, 5, 27, 28, 30, 33, 34, 37, 71, 82, 100
 Emisyon 1, 2, 16, 17
 Enerji 1, 16, 27, 28, 33, 35
 Entalpi 11, 21, 25, 27, 76

F

Faydalı İş 29
 Formül 34, 35, 38, 41

G

Gaz Türbini 3, 4, 17, 28, 40, 45, 53
 Geleneksel 2, 3, 26, 74, 82
 Grafik 48, 61, 71, 100

H

Hava 3, 18, 45, 46, 53
 Homojen 21, 25

İ

İyileştirme 46, 83
 İdeal 19, 30
 İzentropik 23, 24, 46, 55, 64, 74

K

Kızgın Buhar 19, 21, 73, 78, 85, 88
 Kuruluk Derecesi 19, 56, 57, 109

L

Literatür 51, 52, 57, 68

M

Mekanik Güç 3, 18, 20, 46, 54, 73, 85
 Molekül 23, 25, 27, 31

N

Net Güç 31, 46, 49, 55, 64, 79, 89, 94, 100
 Nötr 26

O

Optimizasyon 3, 5, 37, 56, 86
 Organik 4, 22, 23, 24, 25, 32, 33
 ODP 23

Ö

Önlem 24, 25, 111
 Özgül Isı 25

P

Performans 4, 31, 34, 37, 47, 71, 75, 88

S

Sıvı 17, 22
 Sıcaklık 17, 22, 23, 24, 25, 26, 29, 41
 Su 18, 19, 20

T

Tasarım 21, 31, 34, 54, 55, 84, 109
 Teorik 4, 46, 47, 48, 49, 50, 54
 Termal 66, 71, 80, 82, 88, 96

Ü

Ürün 30, 41, 42, 44, 104

V

Verim 1, 4, 17, 21, 27, 29, 34, 45, 46, 51, 52, 55, 67, 69, 80, 82, 88, 96, 98

Y

Yatırım 37, 38, 40, 42, 44, 107
 Yoğuşma 25, 26, 27, 74

Z

Zayıf 13, 37, 68, 97



TEKNOVERSITE



teknoversite AYRICALIĞINDASINIZ

İSTE

