

Cem ÖKSEL

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

OCAK 2023



**İSKENDERUN TEKNİK**  
UNİVERSİTESİ  
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

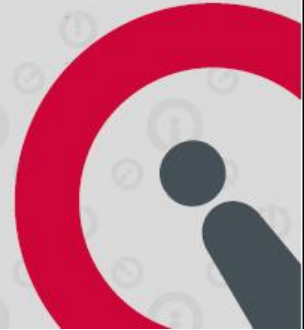
**DOKTORA  
TEZİ**

**ATIK ISININ KALINA  
ÇEVİRİMLERİ İLE GERİ  
DÖNÜŞTÜRÜLEBİLİRLİĞİNİN  
HESABI, ENERJİ VE EKSERJİ  
ANALİZİ**

**Cem ÖKSEL**

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ  
ANABİLİM DALI

OCAK 2023





**İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ**



**ATIK ISININ KALINA ÇEVİRİMLERİ İLE GERİ  
DÖNÜŞTÜRÜLEBİLİRLİĞİNİN HESABI, ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

**Cem ÖKSEL**

**DOKTORA TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**OCAK 2023**

Cem ÖKSEL tarafından hazırlanan “ATIK ISININ KALİNA ÇEVİRİMLERİ İLE GERİ DÖNÜŞTÜRÜLEBİLİRLİĞİNİN HESABI, ENERJİ 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:** Prof. Dr. Ali KOÇ:

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İskenderun Teknik Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

.....  
.....

**Başkan:** Prof. Dr. Ertuğrul BALTACIOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İskenderun Teknik Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

.....  
.....

**Üye:** Doç. Dr. Kaan BALTACIOĞLU

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı, İskenderun Teknik Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

.....  
.....

**Üye:** Doç. Dr. Hüseyin YAĞLI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Gaziantep Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

.....  
.....

**Üye:** Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN

Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı, Erciyes Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum

.....  
.....

Tez Savunma Tarihi: 18/01/2023

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

.....

Doç. Dr. Ersin BAHÇECİ

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

Cem ÖKSEL tarafından hazırlanan “ATIK İSİSİNİN KALİNA ÇEVİRİMLERİ İLE GERİ DÖNÜŞTÜRÜLEBİLİRLİĞİNİN HESABI, ENERJİ 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:** Prof. Dr. Ali KOÇ:

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İskenderun Teknik Üniversitesi

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

.....  
.....

**Başkan:** Prof. Dr. Ertuğrul BALTACIOĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İskenderun Teknik Üniversitesi

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

.....  
.....

**Üye:** Doç. Dr. Kaan BALTACIOĞLU

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı, İskenderun Teknik Üniversitesi

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

.....  
.....

**Üye:** Doç. Dr. Hüseyin YAĞLI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Gaziantep Üniversitesi

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

.....  
.....

**Üye:** Prof. Dr. Nafiz KAHRAMAN

Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı, Erciyes Üniversitesi

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

Tez Savunma Tarihi: 18/01/2023

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 görüntülendiğinde 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.

Cem ÖKSEL

18 /01/2023

# ATIK ISININ KALINA ÇEVİRİMLERİ İLE GERİ DÖNÜŞTÜRÜLEBİLİRLİĞİNİN HESABI, ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

(Doktora Tezi)

Cem ÖKSEL

ISKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

Ocak 2023

## ÖZET

Atık ısıyı elektriğe dönüştürmek, enerji verimliliğini artırma ve çevresel etkileri azaltma konusundaki muazzam potansiyeli nedeniyle bilim adamlarının yıllardır ilgisini çekmiştir. Kayıp enerjiyi geri kazanmak için çok sayıda uygulama olsa da bunlar genellikle gerçek dünyada bir etki yaratacak kadar verimli veya ucuz değildir. Bu çalışmanın amacı, Hatay'da faaliyet gösteren atık geri dönüşüm fabrikası için bir ısı geri kazanım sistemi geliştirmektir. Kombine bir ısı ve güç motorundan çıkan (CHP) egzoz gazını ve ceket suyu atığındaki ısıyı çıkarmak için Kalina Çevrimi (KC) Organik Rankine Çevrimi (ORC) ile birleştirilmiştir. KC'de çalışma sıvısı olarak çeşitli konsantrasyonlarda amonyak-su karışımı seçilirken, ORC için sırasıyla R123, R236ea ve R124 seçilmiş ve test edilmiştir. Çalışma sıvılarının seçimi, diğer çalışma sıvısı seçenekleri daha fazla araştırılmadan, küresel ısınma (GWP) ve ozon tabakasını inceltme potansiyeli (ODP) gibi belirli çevresel etkilere dayalı olarak yapılmıştır ve bu çalışmanın bir sınırlaması olarak kabul edilebilir. Kütle oranı, türbin giriş basıncı ve giriş sıcaklığı gibi KC parametrelerinin optimal değerleri sırasıyla %90, 430 °C ve 90 bar olarak bulunmuştur. KC, daha sonra, üç farklı çalışma sıvısı kullanılarak ORC ile birleştirilmiştir ve R123 akışkanın en iyi sonuçları verdiği görülmüştür. Kombine çevrimin net gücü, ekserjisi ve ısı verimi sırasıyla 211.03 kW, %52.83 ve %26.50 olarak hesaplanmış ve geri ödeme süresi ise 4,2 yıl olarak tahmin edilmiştir. Çalışmayı daha ileri seviyeye taşımak adına mevcut kombin çevrim R123 ve R600a çalışma akışkanları kullanılarak optimize edilen entegre CO<sub>2</sub> ve ORC kombin çevrimi ile de net güç, termal ve ekserji verimleri açısından da mukayese edilmiştir. Elde edilen sonuçların uygulanabilirlik alanının burada incelenen iklim koşulları ile sınırlı olduğu unutulmamakla beraber KC ve ORC kombinasyonunun atık ısı enerjisinin geri kazanılması için verimli bir şekilde kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler : Atık ısı kazanım, Enerji, Kalina, Organik Rankine, Çevrim

Sayfa Adedi : 80

Danışman : Prof. Dr. Ali KOÇ

MODELING OF A COMBINED KALINA AND ORGANIC RANKINE CYCLE  
SYSTEM FOR WASTE HEAT RECOVERY FROM BIOGAS ENGINE  
(Ph.D. Thesis)

Cem ÖKSEL

ISKENDERUN TECHNICAL UNIVERSITY  
INSTITUTE OF GRADUATE STUDIES

January 2023

ABSTRACT

Converting waste heat into electricity has captured the interest of scientists for years because of its enormous potential to improve energy efficiency and to lessen environmental impacts. While there are numerous applications to recover lost energy, they are often not efficient or cheap enough to make a real-world impact. The aim of this study is to develop a heat recovery system for the waste recycling factory operating in Hatay, Turkey.

We combined the Kalina Cycle (KC) with the Organic Rankine Cycle (ORC) to extract exhaust gas and jacket water waste heat from a combined heat and power engine (CHP). An ammonia-water mixture was selected as the working fluid in KC, while R123, R236ea and R124 were chosen and tested for the ORC. The selection of working fluids was made based on certain environmental impacts such as global warming potential (GWP) or ozone depletion potential (ODP), without further exploring other working fluid options, which could be considered a limitation of this study.

The optimal values of KC parameters, including mass fraction, turbine inlet pressure and inlet temperature, were found to be 90%, 430 °C and 90 bar, respectively. The KC was then combined with the ORC using three different working fluids, among which R123 yielded the best results. The net power, exergy and thermal efficiency of the combined cycle were calculated as 211.03 kW, 52.83% and 26.50%, respectively, while the payback period was estimated to be 4.2 years. In addition to this, system is also compared with combined CO<sub>2</sub> and ORC which uses R123 and R600a as working fluids in terms of net power, thermal and exergic efficiencies in order to improve the study. It should be noted that the applicability domain of the obtained results is limited to the climate conditions studied here. We concluded that the combination of the KC and ORC can be efficiently used for the recovery of waste heat energy.

Key Words : Waste heat recovery, Energy, Kalina, Organic Rankine, Cycle

Page Number : 80

Supervisor : Prof. Dr. Ali KOÇ



## TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde, değerli bilgilerini benimle paylaşan, kendisine ne zaman danışsam bana kıymetli zamanını ayırıp sabırla ve büyük bir ilgiyle bana faydalı olabilmek için elinden gelenden fazlasını sunan, her sorun yaşadığımda yanına çekinmeden gidebildiğim, güler yüzünü ve samimiyetini benden esirgemeyen ve gelecekteki mesleki hayatımda da bana verdiği değerli bilgilerden faydalanacağımı düşündüğüm kıymetli ve danışman hoca statüsünü hakkıyla yerine getiren ve benden hiçbir zaman umudunu kesmeyen değerli büyüğüm Prof. Dr. Ali KOÇ'a teşekkürü bir borç biliyor ve şükranlarımı sunuyorum. Yine çalışmamda konu, kaynak ve yöntem açısından bana sürekli yardımda bulunarak yol gösteren kıymetli Doç.Dr. Hüseyin YAĞLI, Doç.Dr.Kaan BALTACIOĞLU ve Arş. Gör. Özkan KÖSE'ye de sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca kıymetli zamanını ayırıp makale çalışmamda destek olan kız kardeşim Dr. Öğr. Üyesi Ceyda ÖKSEL KARAKUŞ'a ve her yönüyle bana destek olan sevgili aileme teşekkürü bir borç bilirim.

## İÇİNDEKİLER

|   | <b>Sayfa</b> |
|---|--------------|
| ÖZET .....  | iv           |
| ABSTRACT.....   | v            |
| TEŞEKKÜR.....   | vi           |
| İÇİNDEKİLER .....   | vii          |
| ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....                                     | ix           |
| ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....                                       | xv           |
| SİMGELER VE KISALTMALAR.....                                  | xvii         |
| <b>1. GİRİŞ.....</b>  | <b>1</b>     |
| 1.1. Genel Bilgiler .....                                     | 1            |
| 1.2. Tezin Amacı.....   | 2            |
| 1.3. Tezin Kapsamı .....                                      | 3            |
| <b>2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR .....</b>                             | <b>5</b>     |
| <b>3. MATERYAL VE YÖNTEM .....</b>                            | <b>12</b>    |
| 3.1. Materyal.....  | 12           |
| 3.1.1. Kojenerasyon veya CHP (Kombine ısı ve güç) .....       | 12           |
| 3.1.2. Organik Rankine Çevrimi (ORC).....                     | 14           |
| 3.1.3. Kalina Çevrimi (KC).....                               | 15           |
| 3.1.4. Karbondioksit-Rankine Çevrimi (CO <sub>2</sub> C)..... | 17           |
| 3.1.5. Kombine KC ve ORC.....                                 | 18           |
| 3.1.6. Kombine Co <sub>2</sub> ve ORC.....                    | 20           |
| 3.2. Yöntem.....  | 22           |
| 3.2.1. Organik Akışkanların Seçimi.....                       | 22           |
| 3.2.2. Amonyak Su Karışımı Seçimi.....                        | 24           |

|   |           |
|---|-----------|
| 3.2.3. Matematiksel Yöntem.....   | 25        |
| 3.2.4. Ekonomik Yöntem.....   | 30        |
| <b>4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....</b>  | <b>33</b> |
| 4.1. Çalışma Akışkanlarının Farklı Kütle Fraksiyonlarına Sahip Tek KC'nin Optimizasyonu.....      | 33        |
| 4.2. HEX'li ve HEX'siz Farklı Çalışma Akışkanları ile ORC Optimizasyonu.....                      | 40        |
| 4.3. Kombine En İyi Performans KC ve ORC'nin R123 Çalışma Sıvısı ile Sonuç Karşılaştırması .....  | 47        |
| 4.4. Karbondioksit-Rankine çevrimi optimizasyonu .....  | 50        |
| 4.5. R123 ve R600a akışkanlı ORC optimizasyonu.....   | 51        |
| 4.6. Kombine CO <sub>2</sub> + ORC (R123) ve CO <sub>2</sub> + RR600a) sistemi optimizasyonu..... | 62        |
| 4.7. Ekonomik Analiz.....   | 65        |
| <b>5. SONUÇ VE ÖNERİLER .....</b>   | <b>67</b> |
| <b>KAYNAKLAR.....</b>   | <b>69</b> |
| <b>EKLER.....</b>   | <b>76</b> |

## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

| Çizelge  | Sayfa |
|--|-------|
| Çizelge 3.1. Kombine ısı ve güç motorunun çalışma şartları.....  | 13    |
| Çizelge 3.2. Karbondioksit-Rankine diyagramı boru numaraları.....  | 21    |
| Çizelge 3.3. Organik Rankine çevrimi için seçilen akışkanların karakteristik özellikleri...                          | 23    |
| Çizelge 3.4. Çevrimlerin (KC, Co <sub>2</sub> ve ORC) bileşenleri için 1. Ve 2. yasa formülleri.....                 | 28    |
| Çizelge 3.5. Kalina, Organik Rankine ve CO <sub>2</sub> çevrimleri için her bir ekipman maliyeti<br>Denklemleri..... | 31    |
| Çizelge 3.6. Kısıtlamalar ve ekonomik tahminler.....   | 31    |
| Çizelge 4.1. Kalina ve Rankine çevrim elemanlarının ekserji yıkımları.....   | 35    |
| Çizelge 4.2. Kombine Kalina ve Organik Rankine (R123) çevrim noktalarının<br>Termodinamik özellikleri.....           | 48    |
| Çizelge 4.3. Kombine CO <sub>2</sub> ve Organik Rankine (R123) çevrim noktalarının termodinamik<br>Özellikleri.....  | 64    |
| Çizelge 4.4. Kalina ve Rankine çevrim ekipman maliyetleri.....   | 65    |
| Çizelge 4.5. Geri ödeme süresi hesabı.....   | 66    |

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

| Şekil  | Sayfa |
|--|-------|
| Şekil 1.1. Çalışmada izlenen adımları gösteren akış şeması.....  | 4     |
| Şekil 3.1. Kojenerasyon sistemi .....  | 12    |
| Şekil 3.2. Organik Rankine Çevrimi.....  | 14    |
| Şekil 3.3. Kalina Çevrimi.....   | 16    |
| Şekil 3.4. Karbondioksit-Rankine Çevrimi.....  | 17    |
| Şekil 3.5. Kombine Kalina ve Organik Rankine kojenerasyon çevrimi.....   | 18    |
| Şekil 3.6. Kombine sistemin sıcaklık-entropi diyagramı.....  | 20    |
| Şekil 3.7. Kombine Co <sub>2</sub> +ORC sistemin çevrim diyagramı.....   | 21    |
| Şekil 3.8. Farklı akışkanlar için sıcaklık-entropi diyagramları.....   | 23    |
| Şekil 4.1. Türbin giriş sıcaklığının farklı karışım oranlarında oluşan net güç üzerindeki Etkisi.....                                      | 34    |
| Şekil 4.2. Kalina ve Rankine çevrim elemanlarının ekserji yıkım dağılımları.....   | 36    |
| Şekil 4.3. Türbin giriş sıcaklığının, basıncın ve akışkanın karışım oranının Kalina çevrimi Termal verimi üzerindeki etkisi.....           | 37    |
| Şekil 4.4. Türbin giriş sıcaklığının, basıncın ve akışkanın karışım oranının Kalina çevrimi Ekserji verimi üzerindeki etkisi.....          | 39    |
| Şekil 4.5. Farklı çalışma akışkanlarına göre türbin giriş sıcaklığı ve basıncının Organik Rankine çevrimi net gücüne etkisi.....           | 42    |
| Şekil 4.6. Türbin giriş sıcaklığının, basıncın ve akışkanın karışım oranının Kalina çevrimi Ekserji verimi üzerindeki etkisi.....          | 44    |
| Şekil 4.7. Farklı çalışma akışkanlarına göre türbin giriş sıcaklığı ve basıncının Organik Rankine çevrimi termal verimliliğine etkisi..... | 46    |

|  |    |
|--|----|
| Şekil 4.8. Farklı türbin basınç ve sıcaklıklarına göre Kombine Kalina ve Organik Rankine (R123) çevriminin net güç, termal ve ekserji verimliliği sonuçları.....                                     | 47 |
| Şekil 4.9. Farklı türbin basınç ve sıcaklıklarına göre Kalina ve Organik Rankine çevriminin Soğutma suyu ile birleşiminden oluşan kojenerasyon sistemin termal ve ekserji Verimliliği sonuçları..... | 49 |
| Şekil 4.10. Kalina ve Organik Rankine çevrimi ekipman maliyetleri.....   | 50 |
| Şekil 4.11. Farklı türbin sıcaklıklarına ve basınçlarına göre karşılaştırmalı R123 ve R600a Akışkanlı Organik Rankine çevriminden elde edilen net güç grafikleri.....                                | 52 |
| Şekil 4.12. Farklı türbin sıcaklıklarına ve basınçlarına göre karşılaştırmalı R123 ve R600a Akışkanlı Organik Rankine çevriminden elde edilen net termal verim Grafikleri.....                       | 55 |
| Şekil 4.13. Farklı türbin sıcaklıklarına ve basınçlarına göre karşılaştırmalı R123 ve R600a Akışkanlı Organik Rankine çevriminden elde edilen ekserjik verim grafikleri.....                         | 59 |
| Şekil 4.14. Karşılaştırmalı kombine CO <sub>2</sub> -R123 ve CO <sub>2</sub> -R600a çevrimleri net güç, termal Ve ekserji verim grafikleri.....  | 62 |
| Şekil 4.15. Karşılaştırmalı kombine KC-ORC ve CO <sub>2</sub> -ORC çevrimleri net güç, termal ve Ekserji verim grafikleri.....   | 64 |
| Şekil 4.16. Kalina ve Organik Rankine çevrimi ekipman maliyetleri.....   | 66 |

## SİMGELER VE KISALTMALAR

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

### Simgeler

### Açıklamalar

|                                 |  |
|---------------------------------|--|
| <b>A</b>                        | Alan (m <sup>2</sup> )                       |
| <b><math>\dot{E}</math></b>     | Ekserji akışı (kW)                           |
| <b>h</b>                        | Entalpi (kJ/kg)                              |
| <b>i</b>                        | Faiz oranı (%)                               |
| <b><math>\dot{m}</math></b>     | Kütleli debi (kg/s)                          |
| <b>N</b>                        | Çalışma ömrü (yıl)                           |
| <b>n</b>                        | Yıllık çalışma saati (saat)                  |
| <b><math>\dot{Q}</math></b>     | Isı akışı (kW)                               |
| <b>P</b>                        | Basınç (bar)                                 |
| <b>s</b>                        | Entropi (kJ/kgK)                             |
| <b><math>T_0</math></b>         | Çevresel sıcaklık (°C)                       |
| <b><math>T</math></b>           | Sıcaklık (°C)                                |
| <b>U</b>                        | Isı transfer katsayısı (kW/m <sup>2</sup> K) |
| <b><math>\dot{W}</math></b>     | Güç (kW)                                     |
| <b>X</b>                        | Amonyak su karışım oranı (%)                 |
| <b><math>\psi</math></b>        | Spesifik ekserji (kJ/kg)                     |
| <b><math>\varepsilon</math></b> | Ekserji verimliliği (%)                      |
| <b><math>\epsilon</math></b>    | Yanma verimi (%)                             |
| <b><math>\eta</math></b>        | Termal verim (%)                             |
| <b><math>\Phi</math></b>        | Bakım faktörü                                |

**Kısaltmalar****Açıklamalar**

|               |   |
|---------------|---|
| <b>ASHRAE</b> | American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers |
| <b>CF</b>     | Capacity factor   |
| <b>CHP</b>    | Combined heat and power   |
| <b>CRF</b>    | Capital recovery factor   |
| <b>EPC</b>    | Electrical performance capacity   |
| <b>GT</b>     | Gas turbine   |
| <b>GWP</b>    | Global warming potential  |
| <b>HEX</b>    | Heat exchanger  |
| <b>HTR</b>    | High temperature recuperator  |
| <b>KC</b>     | Kalina Cycle  |
| <b>LHV</b>    | Low heating value   |
| <b>LMTD</b>   | Logarithmic mean temperature difference                                   |
| <b>LTR</b>    | Low temperature recuperator   |
| <b>MEP</b>    | Biogas engine electrical power  |
| <b>MPC</b>    | Biogas engine mechanical performance capability                           |
| <b>NOE</b>    | Number of engines   |
| <b>ODP</b>    | Ozone depletion potential   |
| <b>ORC</b>    | Organic Rankine Cycle   |
| <b>PB</b>     | Payback period  |
| <b>PEC</b>    | Purchased equipment cost  |
| <b>RC</b>     | Rankine cycle   |
| <b>TIT</b>    | Turbine inlet temperature   |
| <b>TPC</b>    | Thermal performance capacity  |
| <b>TIP</b>    | Turbine inlet pressure  |



## 1. GİRİŞ

Dünya çapında enerji talepleri fosil yakıt kaynaklarının kıtlığı ve küresel ısınma nedenli iklim değişikliği riski ile birlikte sürekli olarak artmaktadır. IEA raporundaki 6 °C senaryosuna (6DS) göre [1], dünya çapında enerji talebi ve ortalama sıcaklık 2050 yılına kadar %70 ve 6 °C artacak. Bu duruma hazırlanmak için, Rapor, önümüzdeki 40 yılda enerji taleplerinin %25'ini ve sera gazı emisyon salınımının %50'sini azaltmak için yenilenebilir enerji kullanımı, akıllı şebeke uygulaması ve sistem verimliliği iyileştirmeye dayalı çoklu bir plan önerdi.

### 1.1. Genel Bilgiler

Hızlı ekonomik gelişme ve sanayileşme, enerji ve ısı tüketimine yönelik talebin artmasına yol açtı ve bu da büyük miktarda kullanılmayan ısının (atık ısı olarak adlandırılan) atmosfere salınmasına neden oldu. Çoğu fosil yakıt enerjisinin yaklaşık üçte biri egzoz gazı yoluyla atmosfere atılır ve bu da büyük miktarda ısının kullanılmamasına neden olur [2]. Örneğin, demir, çelik, çimento ve cam gibi enerji yoğun endüstrilerde yalnızca sınırlı miktarda ısı pratik kullanıma konur, kalan kısmı ise baca gazları veya soğutma suyu yoluyla çevreye salınır. Bu nedenle günümüzde, atık ısıdan enerji geri kazanımı ve yetersiz kullanılan kaynaklar sorununun üstesinden gelme ihtiyacı büyük ilgi görmektedir.

Atık ısı geri kazanım sistemleri, normalde atmosfere salınacak ve kullanılmayacak ısıyı ekstra bir enerji kaynağına dönüştürür [2]. Atık ısı geri kazanım sistemleri en ekonomik enerji kaynağı olmasının yanı sıra, sera gazı emisyonlarını en aza indirerek ve çevresel etkileri azaltarak ek faydalar da sağlar. Özellikle, buhar kazanları ve fırınlar gibi geleneksel ısıtma ekipmanlarının kullanıldığı çok çeşitli endüstriyel tesislerde ekonomizör veya reküperatör kullanımı ile önemli miktarda atık ısı geri kazanılabilir [3]. Egzoz gazı türbini ve termoelektrik üretim sistemlerine ek olarak, Rankine Çevrimi (RC) veya Kalina Çevrimi (KC) gibi termodinamik çevrimler, endüstriyel süreçlerden ısı geri kazanımı için yaygın olarak kullanılmaktadır.

Gaz türbinleri ve geleneksel buhar kullanan Rankine çevrimi gibi nispeten fazla

sıcaklıklarda çalışan geleneksel enerji dönüştürme sistemleriyle, farklı sıcaklıklardaki atık ısıyı mekanik enerji olarak geri dönüştürmek tekniksel olarak mümkün değildir. Bundan dolayı, enerji üretimini optimum şekilde fazlaştırmak ve yakıt tüketimini bir dereceye kadar indirmek için Kalina ve organik Rankine çevrimleri gibi birçok yeşil enerji dönüştürme sistemi geliştirilmiştir. 1980'lerde tasarlanan KC, ısı kaynağından faydalı işin çıkarılması için farklı amonyak ve su karışımı bileşimleri kullanır [4]. Literatürde KC için amonyak ve suyun ikili karışımının kompozisyon optimizasyonuna odaklanan çok sayıda çalışma vardır [5]. Karma çalışma sıvıları olarak amonyak ve su dışı çözeltilerin kombinasyonunu kullanan KC sistemleri de vardır [6]. Bununla yarışan bir atık geri kazanım sistemi de, ısı kaynaklarını güce dönüştürmek için saf organik sıvılar kullanan Organik Rankine Çevrimi 'dür (ORC). KC sistemleri yüksek termal verim avantajına sahipken, ORC sistemleri düşük sıcaklık uygulamaları için çok uygundur [7]. KC ve ORC sistemlerinin kombine kullanımı da atık ısının daha etkin ve ekonomik bir şekilde geri kazanılması için kullanılabilir [8,9].

## 1.2. Tezin Amacı

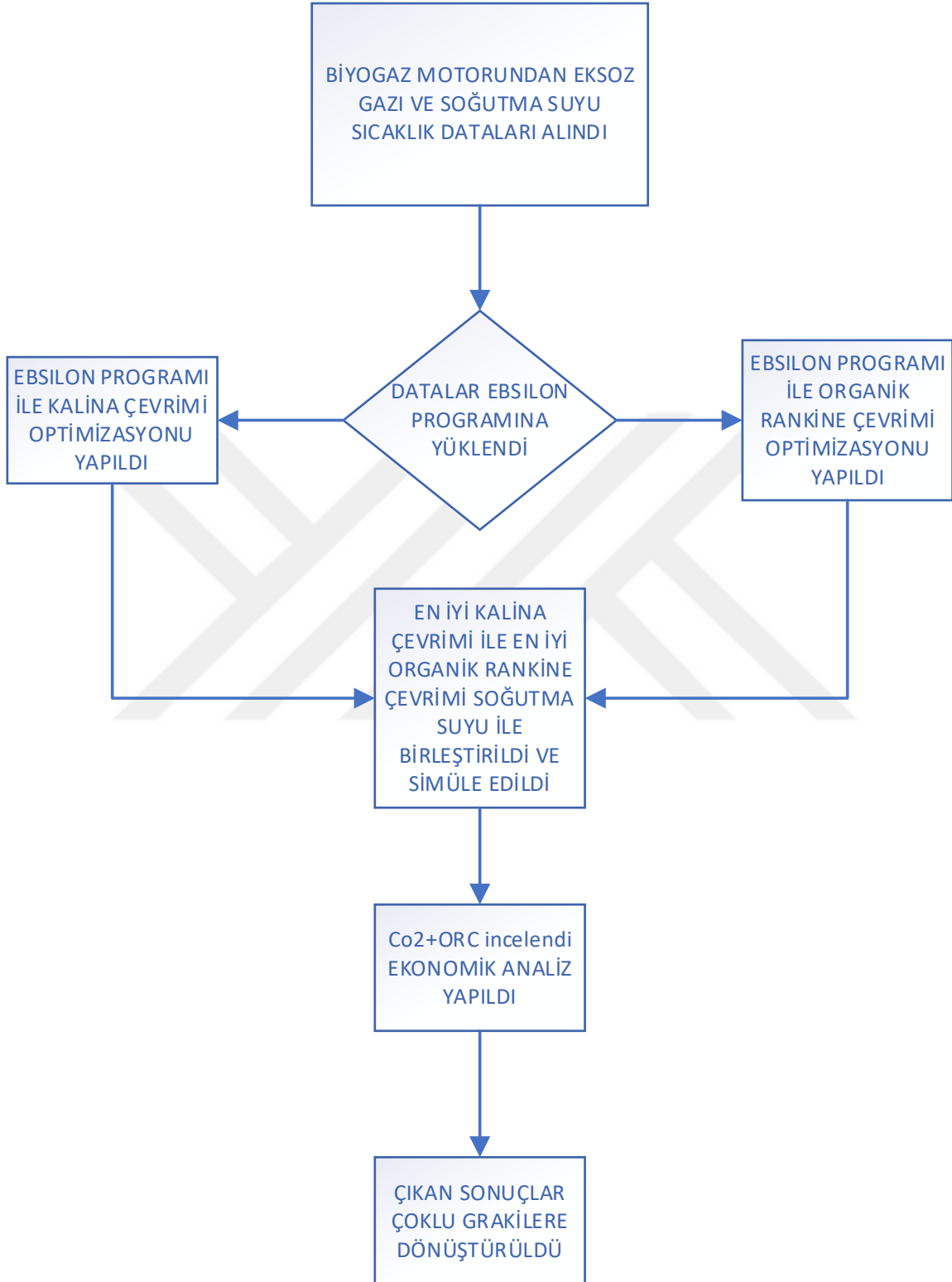
Evsel ve hayvansal atıklardan biyogaz üretimi tüm dünyada artmaktadır. Ayrıca, bu biyogaz güç planları için en yaygın elektrik üretimi CHP (birleştirilmiş ısı ve enerji) motorlarıdır. Ancak literatürde görüldüğü gibi [10-46], CHP motorlarının atık ısısının geri kazanılması, düşük verimlilikleri (%30 ile %40 arasında) nedeniyle önemlidir. Bu nedenle, literatürdeki çalışmaların ana odak noktası, ORC veya KC yardımı ile bir CHP motorunun atık ısısını geri kazanmaktır. Ancak CHP motorları, yüksek sıcaklıktaki atık ısı ile birlikte düşük sıcaklıkta atık ısıya da (ceket suyu) sahiptir. Bu nedenle, özellikle yüksek sıcaklıklı atık ısı geri kazanım süreçlerinde, CHP motorlarına sadece tek bir alt çevrimin entegre edilmesi, istenilen miktarda atık ısının geri kazanılması için yeterli olmayacaktır. Bu bağlamda, mevcut çalışma, en yüksek miktarda ısının geri kazanılması için bir kombine çevrim elde etmek için ORC ve KC'nin entegre edilmesiyle ilgilidir. CHP motorları için bir kombine çevrim tasarlanmasının yanı sıra, bu çalışmanın esas yeniliği, üreticiler ve yatırımcılar için en iyi performans gösteren ve en karlı tasarımı ortaya çıkarabilmek için tasarlanan kombine çevrimin performans, termodinamik, enerji ve çevresel yönlerini değerlendirmektir.

Çalışmayı daha da ileri seviyeye götürebilmek adına ORC ve KC kombine sistemin yanı sıra

kombine ORC ve Co2 çevrimi de çalışmaya ilave edilmiş olup mevcut sistem ile net güç, termal verim ve ekserji verimi açısından karşılaştırılmıştır.

### 1.3. Tezin Kapsamı

Bu çalışmada, Hatay, Türkiye'de faaliyet gösteren bir atık geri dönüşüm fabrikasının egzoz gazından atık ısının (450 °C, 2 kg/s'de) geri kazanımını araştırdık. Kombine bir ısı ve güç (CHP) motorundan atık ısıyı geri kazanmanın ekonomik ve verimli bir yolunu sağlamak için KC ve ORC'yi biyogaz motorunun ceket suyuyla (soğutma) birleştirdik. Bildiğimiz kadarıyla, bu, çok bileşenli çalışma sıvıları kullanan KC-ORC alt sistemi ile ceket suyunun ilk kez birleştirilmesidir. ORC için Küresel Isınma Potansiyeli (GWP) ve Ozon Tüketim Potansiyeli (ODP) gibi çeşitli parametrelere dayalı olarak üç farklı çalışma sıvısı (R123, R236ea ve R124) seçilmiş ve çevrim verimliliği açısından karşılaştırılmıştır. Benzer şekilde, üç farklı amonyak-su karışımı bileşimi (kütle oranına göre %70:30, 80:20 veya 90:10 ağırlık) KC için test edilmiştir. Hem KC hem de ORC için farklı türbin giriş sıcaklığı ve türbin giriş basıncı aralıkları da incelenmiştir. Her durumda, optimizasyon amacı net gücü, enerji verimliliğini ve ekserji (enerjinin kullanılabilir hale getirilen kısmı) verimliliğini en üst düzeye çıkarmaktır. Çalışmayı daha ileri seviyeye taşımak adına mevcut kombin çevrim R123 ve R600a çalışma akışkanları kullanılarak optimize edilen entegre CO2 ve ORC kombin çevrimi ile de net güç, termal ve ekserji verimleri açısından da mukayese edilmiştir. Termodinamik hesaplamalar için simülasyon yazılımı EBSILON Professional kullanılmıştır. İşletme maliyetlerini ve geri ödeme süresini tahmin etmek için tekno-ekonomik değerlendirme yapılmıştır. Bu çalışmada izlenen adımları görsel olarak temsil eden bir iş akış şeması Şekil 1.1'de verilmiştir.



Şekil 1.1. Çalışmada izlenen adımları gösteren akış şeması

## 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Özgür A.E. ve Ceylan V., 2021'de yaptıkları bir çalışmada Brayton çevrimini termodinamik olarak araştırmak için süperkritik CO<sub>2</sub> kullandılar. Bu çalışmaya göre, türbin giriş parametrelerindeki bir artış, güç üretim verimliliğinde bir artış anlamına gelir ve verimlilikteki bir artış, sistemdeki emisyonlarda bir azalmaya yol açar. Bu nedenle türbin girişindeki sıcaklık ve basıncın artırılması, enerjinin verimli kullanılması ve çevrenin korunması açısından oldukça önemlidir [10].

Özahi E. Ve Tozlu A. 2018 yılında yaptıkları Organik Rankine çevrimi ile birleştirilmiş S-CO<sub>2</sub> kullanılan bir gaz türbin çevrimini termodinamik ve termo ekonomik analizi adlı bir çalışmanın termodinamik incelenmesi sonucunda, önerilen sistemin elektrik üretim kapasitesi, enerji ve ekserji verimleri sırasıyla 1530,87 kW, % 23,32 ve % 59,59 olarak hesaplanmıştır [11].

Kılıç B. 2018 yılında yaptığı Kritik Nokta Üzeri Çalışan Karbondioksitli Soğutma Çevrimlerinin Karşılaştırmalı Performans Analizi adlı çalışması sonucu olarak, analizi yapılan çalışma şartları arasında en yüksek soğutma performans katsayısı değeri kritik nokta üzeri çalışan iki kademeli karbondioksitli soğutma çevrimi için 0°C evaporator sıcaklığı, 30°C gaz soğutucu çıkış sıcaklığında 3.811 olarak bulunmuştur [12].

Kaşka Ö, Bor O. Ve Tokgöz N. 2018 yılında yayınlanan Organik Rankine- Brayton kombine çevriminin enerji ve ekserji analizi adlı çalışmalarının sonucu olarak Brayton çevrimine ORC çevrimi entegre edilmesiyle ORC'den basınç oranına bağlı olarak, 605 kW-11794 kW güç üretimi sağlanırken bileşik sistem veriminin Brayton çevrimi verimine göre %0,21 ile %2,51 oranında arttığı belirlenmiştir. Organik Rankine çevriminin ısı verimi ise %1.1-%12.1 arasında değişmektedir. Basınç oranına bağlı olarak organik Rankine çevriminin ikinci yasa verimi % 10.1-%55.1 arasında değişmektedir [13].

Datta, Ganguly ve Sarkar 2009 yılında bir dıştan yanmalı gaz türbininin enerji ve ekserji verimliliğinin daha yüksek türbin giriş sıcaklıklarında arttığını keşfettiler. 1200 Kelvin ile 1350 Kelvin arasındaki türbin giriş sıcaklığının etkilerini özel olarak incelediler. Sonuçlar, kompresör ve yanma odasının veriminin sırasıyla yaklaşık %92 ve %88'e yükseldiğini gösterdi [14].

Ertesvag, Bolland ve Kvamsdal bir gaz türbini birleşik çevrim santralının ekserji analizi üzerinde çalışma yapmışlardır. Yapılan çalışmada gaz türbin sistemi ve kojenerasyon sistemi değerleri tek tek incelenmiştir. Yapılan incelemeler sırasında gaz türbininin ekserji performansını ölçmek için farklı sıkıştırma oranı değerleri araştırılmıştır. 15,61 bar ve 1251 °C türbin giriş değerleri için gaz türbini çevriminin türbin ekserji veriminin %69,25 olduğunu bulmuşlardır [16].

Wang, Liu ve Jin'in hem Vanadis hem de Bischoff çevrimlerini tek bir çevrimde birleştirerek gazla çalışan yeni bir kombin sistem önerdiler. Önerilen sistem ile ısı, elektrik ve soğutma sağlayan diğer sistemler karşılaştırıldığında doğal gaz kullanımında %31'lik bir avantaj sağlandığı gözlemlenmiştir [17].

Shukla ve Singh buhar enjeksiyonu ile soğutulan iki adet basınçlı ısı geri kazanımlı buhar jeneratörü ile gaz türbini tabanlı bir kombine çevrim enerji santralının termodinamik çalışmasını incelemişlerdir. Çalışma sonucunda gaz türbininin veriminin %6,93'e kadar arttığını buldular [18].

Bilgen, gaz türbini tabanlı kojenerasyon sistemlerinin mühendislik sistemlerini inceledi ve mühendisliğini yaptı. Makalede ayrıntıları verilen kojenerasyon sistemi analiz etti. Önerilen çalışmada bir gaz türbini sistemi ve ayrıca bir kojenerasyon sistemi yer almaktadır. Gaz türbininin verimliliği ayrı ayrı incelendi ve sonuç olarak sistemin ekserjetik verimliliğini %52 olarak hesaplandı [18].

Baakeem, Orfi, Alaqel ve Al-Ansary, gaz türbinlerinin farklı ortam sıcaklıklarındaki performanslarını enerji ve ekserji analizi metodu kullanarak incelediler. Ekibin bulguları arasında türbin, yanma odası ve kompresörün her birinin ekserji verimlilikleri ardışık olarak %94, %71 ve %94 şeklinde bulunmuştur [19].

Fallah, Yari, Akbarpour Ghiasi ve Mahmoudi, birden fazla gaz türbini çevrimini karşılaştıran 2016 tarihli bir çalışmanın parçası olarak enerji ve ekserji denklemleri aracılığı ile kompresör ve türbin verimliliğinin sırasıyla %93 ve %91 olduğu sonucuna vardı [20].

Shirazi, Aminyavari, Najafi, Rinaldi ve Razaghi , hibrit bir gaz türbini ile çalışan katı oksit yakıt hücresini teorik ve deneysel olarak inceledi. Teorik ve deneysel hesaplamalarının sistem için %82 ve %83 termal verimle sonuçlandığını buldular. Ayrıca önerilen hibrit sistem için geri ödeme süresinin 6,14 yıl olduğunu belirlemişlerdir [21].

Kanoğlu ve Dinçer , dört farklı kojenerasyon sistemini inceledi: buhar türbini sistemleri, gaz türbini sistemleri, dizel motor sistemleri ve yerel ev ısıtmasına entegre edilmiş jeotermal sistemler. Sistemlerin net ısı verimlerinin sırasıyla %47, %46, %78 ve %16 olduğunu bulmuşlardır [22].

Ni ve diğerleri, SACRGT adı verilen iki aşamalı solarize edilmiş bir yakıt dönüştürme sistemi önerdi. Sonuçları analiz ettikten sonra, tercih ettikleri konfigürasyonun termodinamik performansının en iyisi olduğu sonucuna vardılar. SACRGT sisteminin termal verimliliği, ekserji verimliliği ve güneş enerjisi üretimindeki payı sırasıyla %47 %57 ve %75 olarak gerçekleşti [23].

Kalina ve organik Rankine çevriminin termodinamik performans değerleri, farklı kaynak sıcaklıklarında Wang, Tang, Wang ve Feng tarafından optimize edilmiştir. Kalina çevriminin, 181°C'nin, üzerindeki sıcaklıklarda organik Rankine çevriminden daha iyi çalışma performansı gösterdiğini buldular [24].

Lin, Li ve Zhu tarafından yapılan çalışmada, Kalina çevriminin 136°C ile 200 °C arasındaki bir güç kaynağı sıcaklığında organik Rankine çevriminden daha iyi termal verimlilik

değerleri elde edildiğini önerdiler [25].

Zheng ve diğerleri, paralel çift cebri borulu Kalina çevriminin ve tek Kalina çevriminin tasarım dışı koşullar altında termodinamik analizini gerçekleştirmiştir. Sonuç olarak, paralel ikili basınçlı Kalina çevriminin ve tek Kalina çevriminin net güç değerlerinin sırasıyla 329,5 kW ve 274,5 kW olduğunu bulmuşlardır [26].

Yue, Han, Pu ve He, trans kritik ORC'nin içten yanmalı bir motordan çıkan atık gazlarını değerlendiren KC'ye mukayese ile daha az türbin çalışma basıncında daha iyi verimlilik gösterdiğini önerdiler [27].

Ganesh ve Srinivas, Wang, Yan, Zhou bir güneş enerjisi kaynağından toplanan atık ısıyı kullanarak Kalina çevriminde güç üretimi için kullanmanın fizibilitesini araştırdılar. Çalışma sonucu olarak Kalina çevriminin termal ve ekserjik ısı verimlerini %7,45 ve %8,45 olarak hesapladılar [28].

Guzovic, Ferdelji ve Loncar, Kalina ve Rankine organik çevrimi boyunca ortalama 175 °C güç kaynağı sıcaklıktaki jeotermal enerjiden güç üretim potansiyelini inceledi. Kalina çevriminin termal ve ekserjetik verimlerinin sırasıyla %11 ve %45 olduğunu, organik Rankine çevriminin termal ve ekserjetik verimlerinin ise sırasıyla %14.5 ve %52.4 olarak hesapladılar [29].

Singh ve Kaushik, Kalina çevrimini kömür yakıtı çalışan bir buhar Rankine çevrimini ile kombine etti. Yapılan çalışmanın sonucunda Kalina çevriminden %12.9 termal verim ve 606 kW güç üretimi elde ettiler [30].

Zhou ve arkadaşları tarafından yapılan bir çalışmada Kalina çevrimini optimize etmek için kısırtma noktası sıcaklığına dayalı bir çalışma yürütmüştür. Önerilen bu yeni model Kalina çevrimi ve diğer proseslere uygulanmış ve %8 net güç artışı gözlemlenmiştir [31].

Nguyen, Knudsen, Larsen ve Haglin, dizel yakıtlı bir motorun emisyonlarını değerlendirmek için bölünmüş Kalina çevrimini Kalina tek çevrimiyle karşılaştırdı. Son olarak, bölünmüş Kalina çevriminin düşük ve orta sıcaklık koşullar altında daha yüksek ekserjetik verime



sahip olduğunu öne sürdüler [32].

Gholamian ve Zare, hibrit bir sistemin artık ısısını kullanmak için sisteme dahil edilen Kalina çevriminin optimum ekserjik verimliliğini inceledi. Kalina çevriminin ekserjik veriminin %59.4 olduğunu buldular [33].

Yu, Feng ve Su düşük sıcaklıktaki jeotermal enerji için bir Kalina çevrimi önerdi. Termodinamik ve ekonomik değişkenleri hesaba katarak en uygun tasarım noktasını tayin için analizler yaptılar. Çalışmanın sonucu olarak, tavsiye edilen çevrimin net enerji üretiminin tasarım koşulları altında klasik Kalina çevriminden ve trans kritik CO<sub>2</sub> çevriminden daha fazla olduğunu öne sürdüler [34].

Maraver, Royo, Lemort ve Quoilin , sistemsel bir yaklaşım kullanarak altı çalışma sıvısını (R134a, R245fa, Solkatherm, n-pentan, oktametiltrisiloksan ve toluen) optimize etti. Çalışma sonucu olarak, kritik sıcaklığı kaynak sıcaklığından daha az olan çalışma akışkanlarının sistem performansını düşürdüğünü gözlemlediler [38].

Hærvig, Sørensen ve Condra, ORC sistemleri için en uygun çalışma ortamının seçilmesine yönelik yönergeleri göstermektedir. ORC sistemlerinde kullanılan 26 organik çalışma sıvısını 50°C ile 280°C arasındaki farklı kaynak sıcaklıklarında incelediler. Çalışma sonucunda net enerji üretimi bakımından en uygun çalışma sıvılarının R23, R245fa, R141b, R123, R7146 , R218, R124, R236ea olduğunu bulmuşlardır [40].

Tian, Wei, Liang ve Liu, çevresel etkilerini dikkate alarak -51,60°C ile 32,5 °C (1 bar'da) arasında kaynama sıcaklığına sahip yirmi organik çalışma sıvısı üzerinde çalıştı. Bazı organik sıvıların ısı verimleri R141b, R245fa ve R152a ile aynı çalışma koşullarında maksimumdan minimuma doğru belirlenmiştir [42].

Akkaya ve Şahin, bir yakıt hücresi ve bir ORC kullanan birleşik enerji üretim sisteminin enerji verimliliği analizini inceledi. Çalışmanın sonucunda, atık ısının yakıt hücrelerinden

geri kazanılmasıyla birleşik sistemin enerji verimliliğinin yaklaşık %5 arttığını buldular [44].

KC ve ORC , Rodriguez ve diğerleri tarafından yapılan bir çalışmada jeotermal enerji sistemi olarak kabul edildiler. Kullanılan iki yeni tip sistem, termodinamiğin birinci yasası ve ikinci yasası açısından karşılaştırıldı. Sonuç olarak, Kalina çevriminin aynı çalışma şartları altında ORC'den %17 daha iyi enerji ürettiğini gördüler [45].

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1. Materyal

##### 3.1.1. Kojenerasyon veya CHP (Kombine ısı ve güç)

Kojenerasyon veya bir diğer adıyla birleşik ısı ve güç motorları (CHP), aynı anda elektrik ve yararlı ısı üretmek için bir ısı motorunun veya güç istasyonunun kullanılmasıdır. Kojenerasyon genellikle fosil yakıtların yakılmasıyla ilişkilendirilir ancak bazı yenilenebilir enerji kaynakları kullanılarak ve atıkların yakılmasıyla da gerçekleştirilebilir. Son zamanlarda trend, kojenerasyon için doğal gaz gibi daha temiz yakıtların kullanılması olmuştur. Kojenerasyon, öncelikle sayısız operasyonel, çevresel ve ekonomik faydaları nedeniyle, küresel enerji piyasalarında önemli uzun vadeli beklentilere sahip görünmektedir.



Şekil 3.1. Kojenerasyon sistemi

Kojenerasyon sistemlerinde birincil enerji kaynakları olarak kömür, sıvı yakıtlar ve çeşitli gazlar kullanılırken sistemlerin ana taşıyıcı güç üreticileri, gaz türbini, buharlı Rankine çevrimi, içten yanmalı biyogaz motoru veya Stirling motoru iken alt sistem olarak Kalina çevrimi, klasik veya organik Rankine çevrimi ve karbondioksit çevrimidir.

Bu çalışmada Hatay Türkiye’de bir atık geri dönüşüm fabrikasında bulunan iki adet biyogaz yakıtlı, sekiz silindirli turbo şarjlı motoru seçilmiş olup sistemin egzoz gazı üzerinde, alt sistem olarak Kalina çevrimi, Organik Rankine çevrimi, Co2 çevrimi ve bu çevrimlerin kombinesi kullanılarak atık ısı geri kazanım analizi yapılmıştır.

Çalışmada biyogaz motorunun hem egzoz gazı hem de ceket suyu atık ısısı, iç mekan (örneğin, yerel evler veya sera) ısıtması için kullanılmak üzere geri kazanılmıştır. Her CHP motorunun elektrik üretim kapasitesi 600 kW olmuştur (toplam 1200 kW olan iki motor).

CHP motorunun sıcak egzoz gazı, elektrik üretmek için bir türbinden geçer, daha düşük basınca genişler ve daha sonra yanmanın yan ürünleri olarak atmosfere çıkar. Sistemde seçilen CHP Motorunun ideal çalışma koşulları Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Kombine ısı ve güç motorunun (CHP) çalışma şartları

| Parametre               | Değer | Birim |
|-------------------------|-------|-------|
| $T_{jacketw,in}$        | 70    | °C    |
| $T_{jacketw,out}$       | 86    | °C    |
| $\eta_{pump_{ORC}}$     | 80    | %     |
| $\eta_{pump_{KC}}$      | 80    | %     |
| $\eta_{turbine_{ORC}}$  | 82    | %     |
| $\eta_{turbine_{KC}}$   | 82    | %     |
| $T_{coldw,in}$          | 20    | °C    |
| $T_{KC;exg,in}$         | 450   | °C    |
| $T_{KC;exg,out}$        | 120   | °C    |
| $P_{KC;tur,in}$         | 90    | bar   |
| $P_{KC;tur,out}$        | 10.5  | bar   |
| $P_{ORCC,R123;tur,in}$  | 35    | bar   |
| $P_{ORCC,R123;tur,out}$ | 1     | bar   |

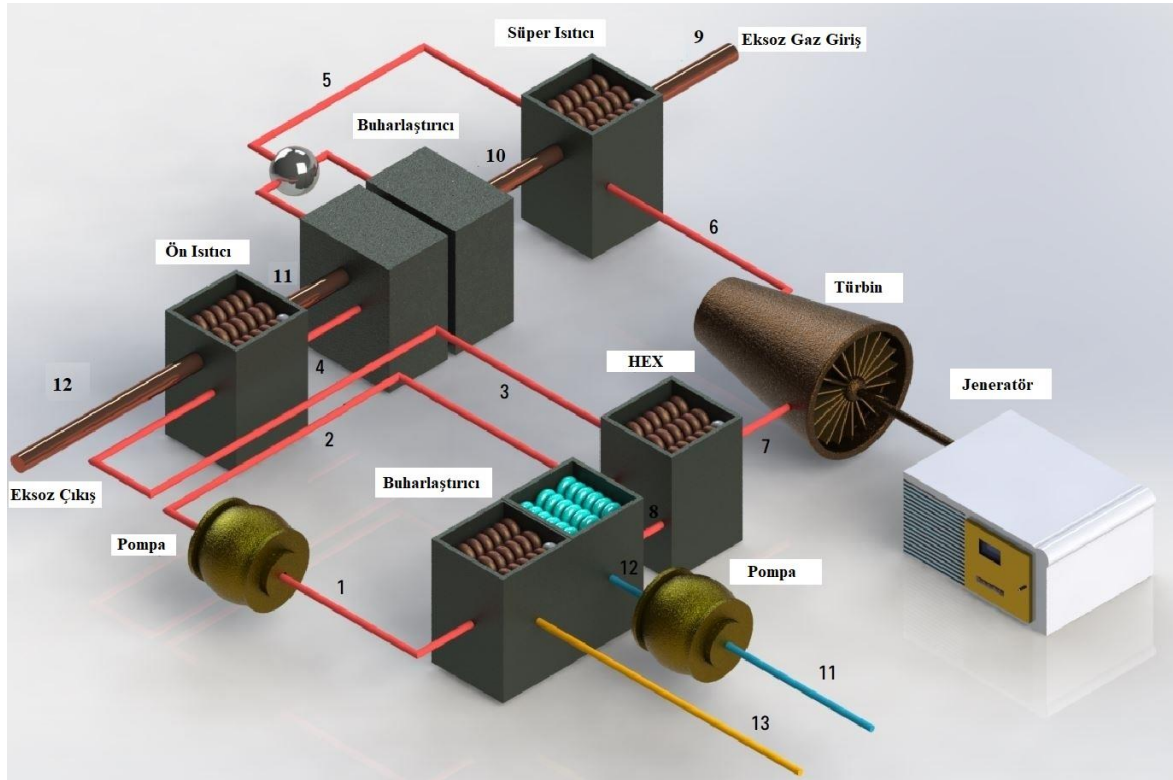
|                         |      |      |
|-------------------------|------|------|
| $P_{ORCC,R124,tur,in}$  | 35   | bar  |
| $P_{ORCC,R124,tur,out}$ | 4    | bar  |
| $P_{ORCC;R236tur,in}$   | 33   | bar  |
| $P_{ORCC;R236tur,out}$  | 2    | bar  |
| $MPC$                   | 40,6 | %    |
| $EPC$                   | 39,3 | %    |
| $TPC$                   | 37,2 | %    |
| $MEP$                   | 600  | kWe  |
| $NOE$                   | 2    | adet |
| $\dot{m}_{exhaust}$     | 2    | Kg/s |
| $T_{exhaust,out}$       | 450  | °C   |

Egzoz gazının sıcaklığı mevsime ve ortam sıcaklığına göre değişir. Sistemde kullanılan egzoz gazının sıcaklığı 450 °C'dir. Atık egzoz gazının kütleli debisi 2 kg/s olarak hesaplanmıştır.

### 3.2.2. Organik Rankine Çevrimi (ORC)

Organik Rankine çevrimi, geleneksel Rankine buhar çevrimine benzer, ancak çalışma sıvısı olarak su yerine soğutucular ve hidrokarbonlar gibi organik bir sıvı kullanır. Çalışma sıvısı olarak su kullanan geleneksel Rankine çevriminin aksine organik Rankine çevriminde çok yüksek sıcaklıklı enerji kaynağı gerekmediğinden düşük ve orta sıcaklıktaki ısı kaynakları ile daha verimli çalışmaktadır.

Organik Rankine çevrimi yoğuşurma ünitesi, buharlaştırma ünitesi, ön ısıtıcı, süper ısıtıcı, ara ısıtıcı, türbin, pompa ve jeneratör olmak üzere 8 ana bileşenden oluşmaktadır. Organik Rankine çevriminin akış diyagramı şekil 3.2'de gösterilmektedir.



Şekil 3.2. Organik Rankine Çevriminin şematik gösterimi

Şekil 3.2 incelendiğinde, ısı kaynağı Organik Rankine çevrimine 9 noktasında girmekte ve sırasıyla süper ısıtıcı, buharlaştırma ünitesi ve ön ısıtıcıdan (9→12) geçtikten sonra baca vasıtası ile atmosfere salınmaktadır.

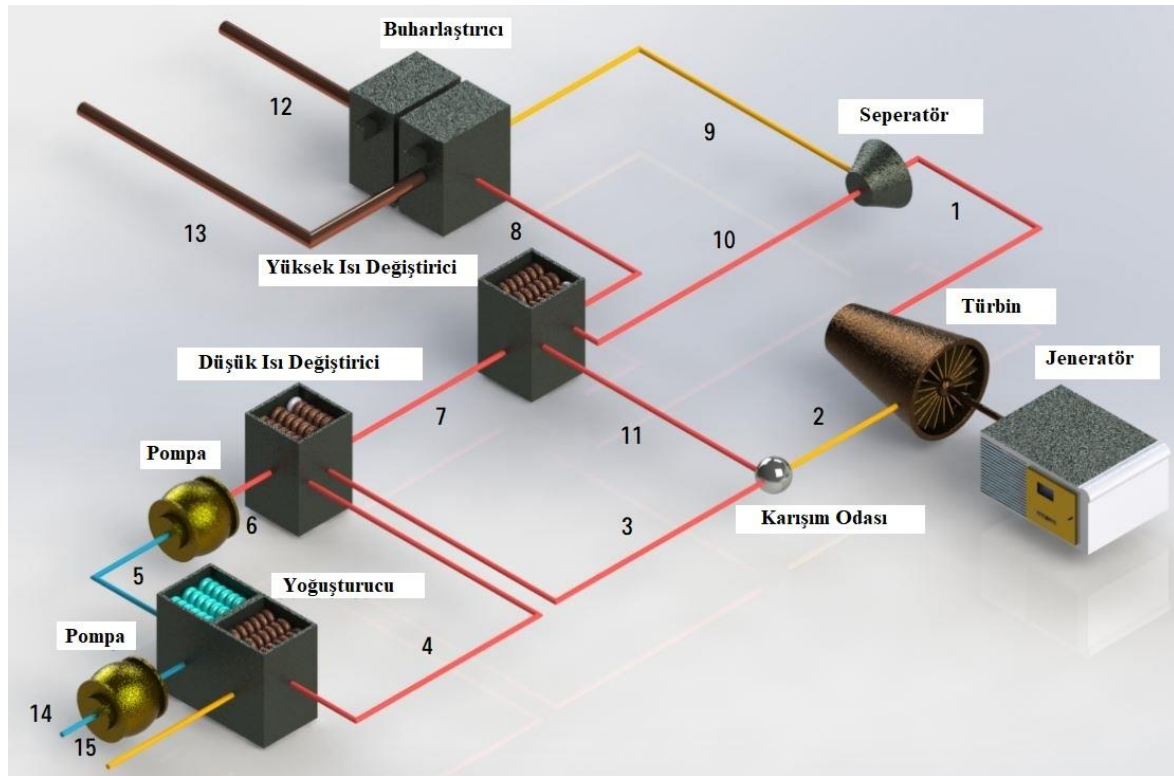
Ara ısıtıcı (2→3), ön ısıtıcı (3→4), buharlaştırma ünitesi (4→5) ve (5→6) süper ısıtıcı tarafından ısının transfer edildiği organik çalışma sıvısı, mekanik güç üretmek için organik Rankine çevrimindeki türbine gönderilmektedir (6→7). Türbinden alınan mekanik güç bir shaft vasıtası ile jeneratöre bağlı olup burada elektrik üretimi gerçekleştirilmektedir. Sonrasında ara ısıtıcıdan geçip (7→8) yoğuşturucuda (11→1), soğutma suyu (11→13) tarafından yoğuşturulmuş organik çalışma sıvısı pompa yardımıyla basınçlandırılmak üzere sıkıştırılarak sistemin basıncı artırılmak suretiyle çevrim tamamlanmaktadır (1→2).

### 3.2.3. Kalina Çevrimi (KC)

Kalina çevrimi, termal enerjinin Rankine çevrimine kıyasla nispeten düşük bir ısı kaynağı

sıcaklığından mekanik güce dönüştürülmesi için kullanılabilen yenilikçi bir termodinamik çevrimdir. Aleksandr Kalina, termodinamik Kalina çevrimini 1970'lerin sonunda ve 1980'lerin başında geliştirmiştir [47].

Kalina çevrimi, esas olarak, çalışma sıvısı olarak iki farklı bileşiğin karışımını kullanan değiştirilmiş bir Rankine çevrimidir: su ve amonyak. Temel Rankine çevrimi, iki bileşenin bir karışımını kullanmaz; ancak saf su kullanılır. Organik Rankine çevrimi ile kıyaslandığında da düşük sıcaklıklarda ve daha düşük basınç altında türbinde daha fazla güç üretildiği için Kalina çevrimi bu şartlar altında daha çok tercih edilmektedir. KC'yi diğer çevrimlerden ayıran özelliklerden biri de çalışma akışkanı olarak su-amonyak karışımının kullanılmasıdır. Amonyak kaynama noktası suyun kaynama noktasından daha düşük olduğundan, amonyak-su karışımında değişken bir kaynama noktası vardır [58]. Amonyak-su karışımındaki amonyak oranının orantılı olarak ayarlanması sistemin elektrik üretim kapasitesini belirli bir değere kadar artırır. Şekil 3.3'de Kalina çevrimi şematik diyagramı gösterilmektedir.



Şekil 3.3. Kalina Çevrimi

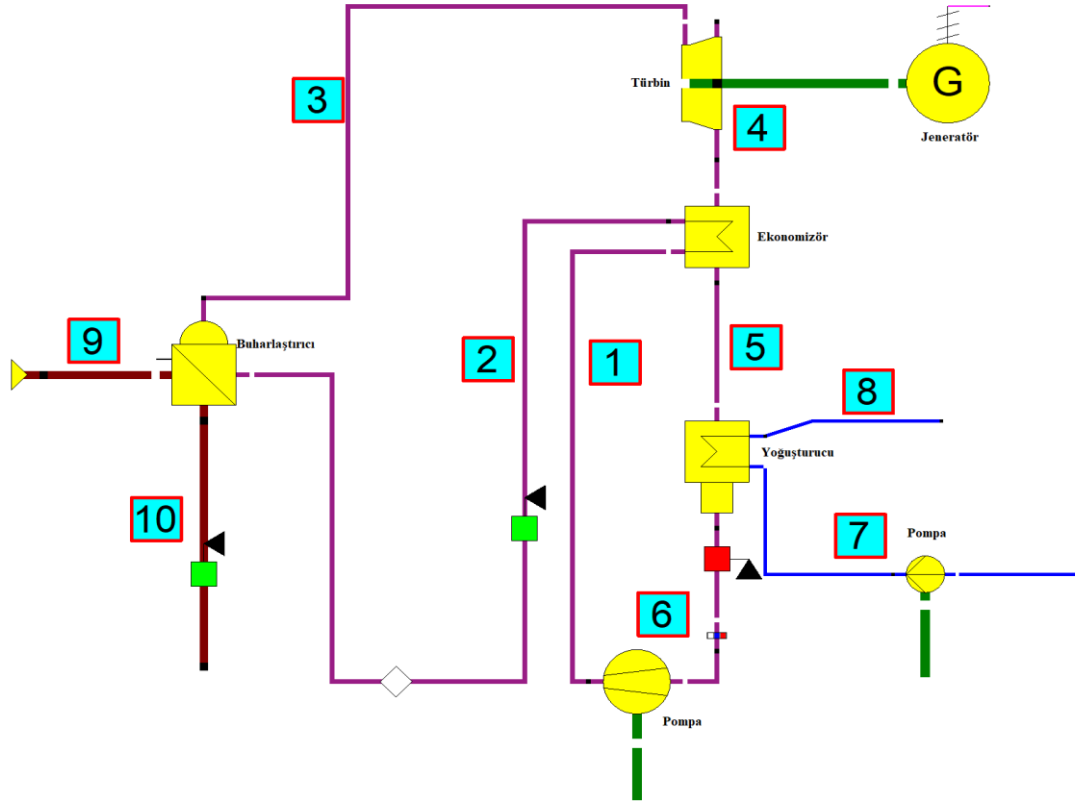
Kalina çevrimi, yoğusturucu, buharlaştırma ünitesi, karışım odası, ayrıştırıcı, türbin, düşük sıcaklıklı eşanjör, yüksek sıcaklıklı eşanjör, pompa ve jeneratör olmak üzere 10 ayrı komponentten oluşmaktadır.

Kalina çevrimi diyagramı incelendiğinde, ısı kaynağı buharlaştırma ünitesinde (12→13) kullanıldıktan sonra baca aracılığı ile atmosfere atılmaktadır. Buharlaştırma ünitesinde doymuş buhar fazına gelmesi sağlanan su amonyak karışımındaki buharlaşmamış su damlacıkları bir ayrıştırıcı veya separatör (9→10) yardımıyla ayrışmaktadır. Buhar formundaki su amonyak karışımı türbinde (1→2) mekanik güce dönüştürmek için kullanılmakta ve daha sonra karışım odasına gitmektedir. Bu esnada separatörde ayrıştırılan su damlacıkları yüksek sıcaklık eşanjöründen (10→11) geçirilmekte ve yüksek sıcaklık eşanjöründe fazla ısınıyı çalışma sıvısına (7→8) aktarmaktadır. Bundan sonra su damlacıkları karışım odasına iletilmektedir.

Karışım odasında, çalışma sıvısı düşük sıcaklık eşanjöründen geçerek yoğusturucuya (3→4) gönderilmekte ve son olarak yoğusturucuda (4→5), soğutma suyunun yoğusturduğu su amonyak karışımı (14→15) pompa tarafından basınçlandırılarak çalışma basınçları (5→6) arttırılarak çevrim tamamlanmaktadır.

#### **3.2.4. Karbondioksit-Rankine çevrimi**

Geleneksel enerji santrali çevrimleri, çalışma sıvısı olarak su veya buhar kullanan türbinlerden güç üretirken, süperkritik karbon dioksit-rankine (sCO<sub>2</sub>) çevrimleri, sıvı ve gaz fazlarının olmadığı kritik noktasının üzerinde bir sıcaklık ve basınçta süperkritik durumda olan CO<sub>2</sub> kullanır. Sistem birleşenleri olarak yoğusturucu, ekonomizör, süper ısıtıcı, buharlaştırıcı, türbin, pompa ve jeneratör kullanan sistemin çevrim diyagramı şekil 3.4'de gösterilmektedir.



Şekil 3.4. Karbondioksit-Rankine Çevrimi

Yukardaki diyagrama bakıldığında çevrimdeki akışkan sırasıyla önce ekonomizöre (1→2) oradan evaporatöre (2→3) ve sonrasında ısıl gücü mekanik güce çevirmek üzere türbine (3→4) ve tekrardan süper ısıtıcıya gönderilmek üzere ekonomizöre (4→5) ve yoğuşturulup (6→7) tekrar pompa tarafından basınçlandırılıp sisteme katılmak üzere pompaya gönderilerek (7→1) çevrimin tamamlanması sağlanır. Sistemde görünen (20→21) yoğusturucunun soğutma suyunu, (22→23) ise evaporatöre giren ve çıkan atık ısıyı göstermektedir.

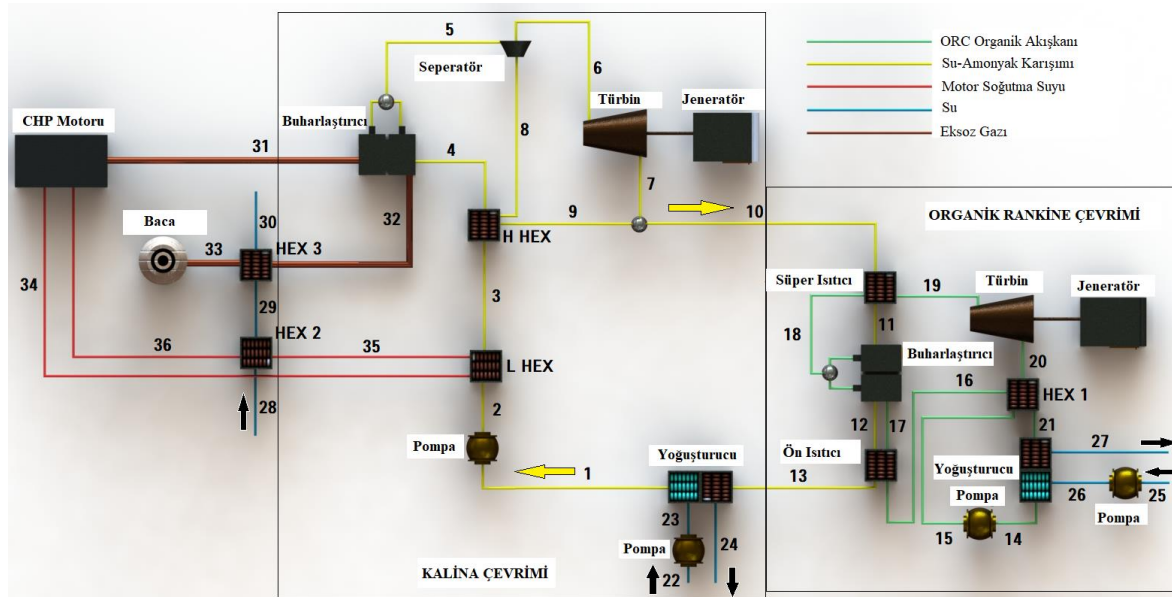
### 3.2.5. Kombine KC ve ORC

Bu çalışmada, kaybedilen ısının (CHP motorundan) elektriğe dönüşüm verimliliğini artırmak için KC ve ORC sistemlerinin Eşanjörlü (Karşılıklı Isı Değişirme) (HEX) bir kombinasyonu tasarlanmıştır. Konut kullanımı amacıyla motorun ceket suyunu ısıtmak için sisteme ısı eşanjörleri ayrıca eklenmiştir.

Türbinden sonra ve KC'nin kondenserinden önce sistemin verimini artırmak için HEX'li



ORC eklenmiştir. Egzoz gazının motordan çıkan atık ısısı elektrik üretmek için geri kazanılırken, CHP motorunun soğutma suyu ısıtma suyu olarak geri kazanılmıştır. Şekil 3.5’de kombine KC ve ORC sisteminin çevrim diyagramı gösterilmektedir.



Şekil 3.5. Kombine Kalina ve Organik Rankine kojenerasyon çevrimi (Boru 1-13 Kalina Çevrimi, boru 14-21 Organik Rankine çevrimi, boru 22-24 Kalina Çevrimi soğutma suyu, boru 25-27 Organik Rankine çevrimi soğutma suyu, boru 28-30 ısıtma suyu, boru 31-33 motor egzoz gazı ve boru 34-36 motor soğutma suyu)

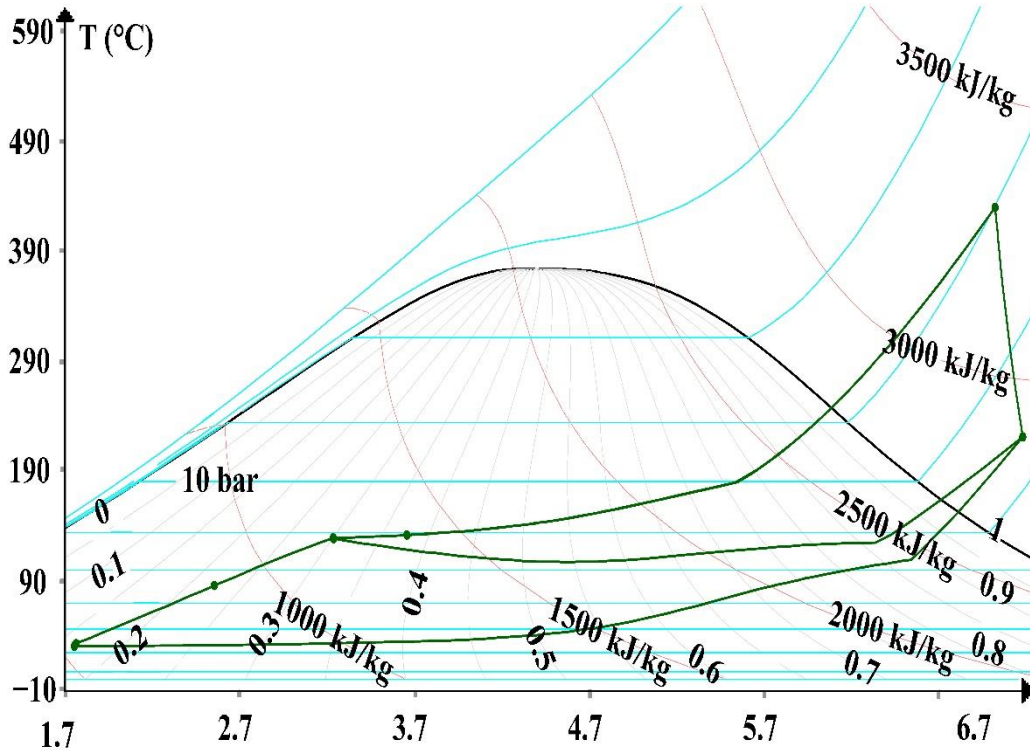
Bu çalışmada, amonyak-su karışımı, çevrimde ilk olarak evaporatör ünitesine gönderilerek (4→5) buhar fazına getirildi. Bu sırada CHP sisteminden gelen 450 °C'deki egzoz gazı, konut kullanımı için bir HEX (32→33) yardımıyla, enerjisi suya aktarılarak soğutuldu, bacaya gönderildi ve atmosfere bırakıldı. Buharlaşma sırasında su-amonyak karışımındaki buharlaşmamış su tanecikleri bir seperatör (5→8) yardımı ile uzaklaştırıldı. Buhar fazı karışımı, bir jeneratör yardımıyla elektriğin üretildiği türbinden (6→7) geçerek karışım odasına yönlendirildi. Bu sırada seperatördeki buhar fazı karışımından çıkan sıvı akışkan, yüksek sıcaklıklı HEX'ten (8→9) geçerek fazla ısısını evaporatöre (3→4) giren su-amonyak karışımına verdi ve karıştırma odasına (9→10) gönderildi. Karıştırma odasındaki karışım,

ORC'nin kızdırıcısından (10→11) geçirildi ve enerjisini ORC'deki sıvıya verdi. Daha sonra karışım KC'nin kondansatörüne gönderildi (12→13).

Kondenserdeki soğutma suyu yardımıyla su-amonyak karışımı yoğuşturuldu (13→1). Yoğunlaşan karışım, yüksek basınca sıkıştırılmak üzere pompaya gönderildi (1→2). Yüksek basınçlı karışım, motorun yüksek sıcaklıktaki ceket suyuna bağlanan, düşük sıcaklıklı bir ısı eşanjörüne gönderildi (2→3), daha sonra, yüksek sıcaklıklı ısı eşanjörüne (3→4) ve son olarak çevrimin halkasını tamamlamak için evaporatöre gönderildi.

ORC'de, KC'deki karışımdan gelen enerji yardımıyla, ORC'de kapalı çevrimde olan organik sıvının sıcaklığı, buharlaşma noktasına ulaşana kadar artırıldı (18→19). Daha sonra üretilen buhar, bir jeneratör aracılığıyla elektrik enerjisi üretmek için türbine gönderildi (19→20). Türbinin akıntısı yönünde, buhar HEX'e (20→21) ve yoğunlaştırıcıya katkıda bulundu. Yoğunlaşan sıvı daha sonra tekrar HEX'e pompalandı (14→15). Orada ısıtıldı ve ön ısıtıcıya gönderildi (16→17). Ön ısıtıcıdan sonra, akışkan çevrimü tamamlamak için evaporatöre gönderilmiştir (17→18).

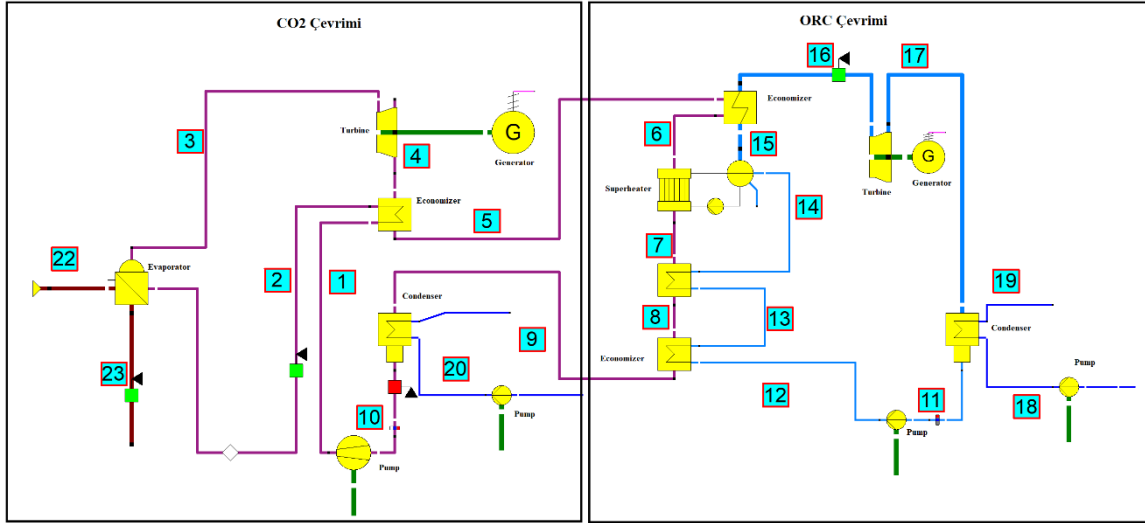
Motorun ceket suyu da konut kullanımı amacıyla sıcak su üretmek için KC'nin düşük sıcaklıklı HEX'i ve motorun soğutulmuş egzoz gazı yardımıyla ısıtıldı (28→30) ve bu şekilde sistemin genel verimi arttırılmış oldu. Şekil 3.6'da kombine sistemin sıcaklık entropi diyagramı görülmektedir.



Şekil 3.6. Kombine sistemin sıcaklık-entropi diyagramı

### 3.2.6. Kombine CO<sub>2</sub> çevrimi ve Organik Rankine çevrimi (ORC)

Bu çalışmada, kaybedilen ısının kombine KC ve ORC vasıtası ile elektriğe dönüşüm verimliliğini karşılaştırıp çalışmayı bir adım ileriye taşımak adına farklı akışkanların denendiği kombine CO<sub>2</sub> ve ORC çevrimi incelenmiştir. Tıpkı kombine KC ve ORC sisteminde olduğu gibi CO<sub>2</sub> çevrimi türbin çıkışına ORC çevrimi eklenerek sistemin termal ve ekserjik verimi arttırılmaya çalışılmıştır. Şekil 3.7’de çalışmada optimize edilmek üzere yapılan simülasyonlar için kullanılan programdan alınmış görüntü ile kombine CO<sub>2</sub> ve ORC çevriminin diyagramı ve çizelge 3.2’de diyagramdaki boruların açıklamaları gösterilmektedir.



Şekil 3.7. Kombine Co2+ORC sistemin çevrim diyagramı

Çizelge 3.2. Karbondioksit diyagramı boru numaraları

| Boru no | Açıklama                  |
|---------|---------------------------|
| 1       | ekonomizer girişi         |
| 2       | ekonomizer çıkışı         |
| 3       | buharlaştırıcı çıkışı     |
| 4       | türbin çıkışı             |
| 5       | ekonomizer çıkışı         |
| 6       | süper ısıtıcı çıkışı      |
| 7       | buharlaştırıcı çıkışı     |
| 8       | ekonomizer_1 çıkışı       |
| 9       | ekonomizer_2 çıkışı       |
| 10      | yoğuşturucu_1 çıkışı      |
| 11      | ORC pompa girişi          |
| 12      | ORC pompa çıkışı          |
| 13      | ekonomizer 2 çıkış        |
| 14      | buharlaştırıcı girişi     |
| 15      | süper ısıtıcı girişi      |
| 16      | türbin girişi             |
| 17      | türbin çıkışı             |
| 18      | ORC soğutma suyu giriş    |
| 19      | ORC soğutma suyu çıkış    |
| 20      | CO2 soğutma suyu giriş    |
| 21      | CO2 soğutma suyu çıkış    |
| 22      | buharlaştırıcı gaz girişi |
| 23      | buharlaştırıcı gaz çıkışı |

## 3.2. Yöntem

### 3.2.1. Organik Akışkanların Seçimi

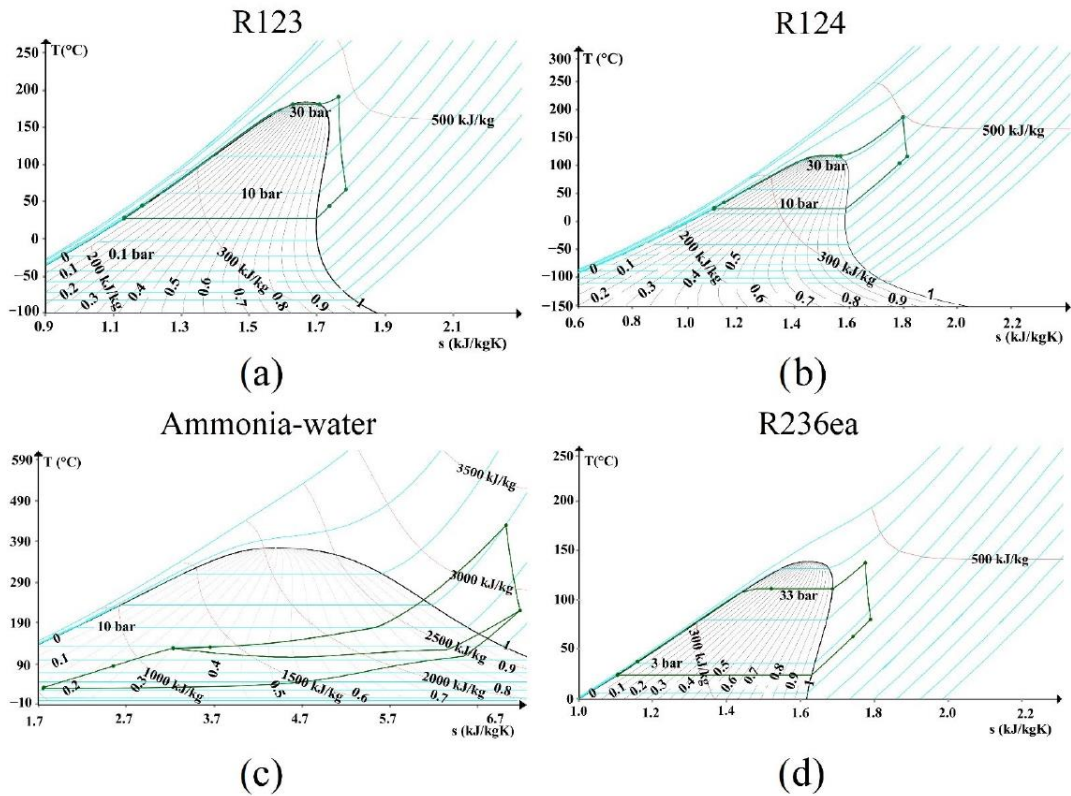
KC, ısı enerjisini mekanik güce dönüştürmek için en az iki farklı türde çalışma sıvısı kullanan bir termodinamik çevrimdir [51]. Termodinamik geri dönüşümü ve termodinamik performansı genişletmek için, bu bileşenler arasındaki oran sistemin farklı bölümlerinde değişebilir [52]. Örneğin, %86 amonyak ve %14 sudan oluşan ikili bir çalışma sıvısının kullanımı, geleneksel RC (Rankine Çevrim) ile karşılaştırıldığında elektrik santrallerinde üstün enerji dönüşüm performansı göstermiştir [53]. KC sistemleri, ısı kaynağının tipine bağlı olarak çeşitli şekillerde uygulanabilir [54]. KC, jeotermal kaynaklar, yenilenebilir enerji kaynakları ve endüstriyel atık ısının yanı sıra düşük sıcaklıklardaki ısı kaynaklarını da kullanabilir [55]. KC'de kullanılan su amonyak karışımının en belirgin özelliği, değişken kaynama noktasına sahip olması, çevre ile dost olması ve nispeten ekonomik olmasıdır [56].

ORC, rutin RC için net olmayan bir çalışma kılavuzuna sahiptir, ancak belirli bir çalışma sıvısı ve sıcaklık kaynağı spektrumu vardır. ORC, doğal çalışma sıvıları ve 80 °C'nin üzerindeki düşük sıcaklıklardaki ısı kaynakları ile çalışır. Bu arada, sıradan RC, 350 °C'nin üzerindeki yüksek sıcaklıkların çalışma sıvısı ve ısı kaynakları olarak buharla çalışmaktadır [57].

KC'de çalışma akışkanı olarak bir amonyak-su karışımı seçilirken, ORC için R123, R236ea ve R124 olmak üzere üç farklı akışkan seçilmiştir. ORC çalışma sıvıları seçilirken küresel ısıtma potansiyeli (GWP), ozon tabakası delme potansiyeli (ODP) ve (ASHRAE) standartları, kritik sıcaklık, kritik basınç ve bozunma sıcaklığı gibi çeşitli parametreler dikkate alınmıştır. R123, R124 ve R236ea'nın karakteristik özellikleri Çizelge 3.3'de, sıcaklık-entropi diyagramları ise Şekil 3.8'de verilmiştir.

Çizelge 3.3. Organik Rankine çevrimi için seçilen akışkanların karakteristik özellikleri

| Akışkan | Formülü                            | Kritik Basınç (bar) | Kritik Sıcaklık (°C) | Bozunma Sıcaklığı (°C) | GWP  | ODP   | ASHRAE     |
|---------|------------------------------------|---------------------|----------------------|------------------------|------|-------|------------|
| R123    | CHClCF <sub>3</sub>                | 36.62               | 183.68               | 326.85                 | 77   | 0.018 | B          |
| R124    | CHClCF <sub>2</sub>                | 36.20               | 122.00               | 196.85                 | 527  | 0.022 | A1         |
| R236ea  | CF <sub>3</sub> CHFCF <sub>2</sub> | 34.20               | 139.29               | 138.85                 | 1200 | 0.000 | Bilinmiyor |



Şekil 3.8. Farklı akışkanlar için sıcaklık-entropi diyagramları, sırasıyla (a) R123, (b) R124, (c) Amonyak-Su karışımı ve (d) R236ea, mavi çizgiler sabit basınç çizgileri, mor çizgiler ise sabit entalpi çizgileridir.

ORC için akışkan seçiminde ODP ve GWP harici dikkat edilmesi gereken diğer özellikler :

Kimyasal dayanıklılık: Yüksek sıcaklık ve yüksek basınç patlamaya, korozyona ve tutuşmamaya neden olacağından bozunma sıcaklığı ve kimyasal direnci fazla olan organik çalışma sıvıları kullanılmalıdır.

Parlama noktası: Tutuşmaması için alev alma noktası yüksek olan organik bir çalışma sıvısı tercih edilmelidir.

Özgül Isı: Yüksek özgül ısı değeri kondansatörün şarjını arttırdığından, özgül ısısı düşük olan organik bir çalışma sıvısı seçilmelidir.

Gizli Isı – Yüksek Gizli Isı Verimli ısı geri kullanımını için Organik Çalışma Sıvısı kullanılmalıdır.

Moleküler ağırlık: Yüksek güç çıkışı için çalışma ortamı olarak daha düşük bir moleküler ağırlık (organik) seçilmelidir.

### **3.2.2. Su Amonyak karışımının belirlenmesi**

Çevrimde kullanılan çalışma sıvısının seçimi, atık ısı değerlendirilirken önemli bir rol oynar. Çalışma akışkanları, özellikle atık ısı geri dönüşüm sistemleri birçok özellik gerektirir, ancak çalışma akışkanları için gerekli olan en önemli termodinamik özellikler düşük yoğunlaşma basıncı, yüksek buharlaşma entalpisi, yüksek ısıl iletkenlik ve çevreyle uyumlu olmasıdır. Fakat tüm bu özelliklere sahip bir çalışma sıvısı bulmak kolay değildir.

Kalina çevriminde çalışma sıvısı olarak amonyak ve su karışımı kullanılır. Amonyakın düşük kaynama noktası nedeniyle, amonyak ve su karışımının kaynama noktası, suyun kaynama noktasından daha düşük olacaktır. Ek olarak, amonyak suda değişen oranlarda amonyak ile eşit şekilde suda çözünür. Bu nedenle amonyak ve su karışımları farklı gaz kabarcıklarına ve çiylenme noktalarına sahiptir ve amonyak ve su karışımları devredeki diğer herhangi bir sıvı gibi davranabilir. Amonyakın buharlaşma ısısı suyunkinden daha düşük olmasına rağmen, amonyak ve su karışımının ısı kapasitesi amonyağinkinden daha yüksektir, bu da birçok sakıncayı ortadan kaldırır. Bu çalışmada 3 farklı türbin basıncında (70,80 ve 90bar), 3 farklı su-amonyak karışım oranı (%70, %80 ve %90) incelenmiştir.

### **3.2.3. Matematiksel Yöntem**

Bu makale sadece yapıların enerjisel incelemesini içermekle kalmamakta, aynı zamanda çevrimlerin ekserjiye dayalı bir değerlendirmesini dahil etmektedir. Kombine KC ve ORC'nin enerji, ekserji ve kütle incelemesi, aşağıdaki denge formülasyonu kullanılarak yapılmıştır [59]:

### Genel Denklemler

$$\sum \dot{m}_{giriş} = \sum \dot{m}_{çıkış} \quad (1)$$

$$Q + \dot{W} = \sum(\dot{m}h)_{çıkış} - \sum(\dot{m}h)_{giriş} \quad (2)$$

$$\dot{E}_{ex,giriş} = \dot{E}_{ex,çıkış} + \dot{E}_{ex,yıkılan} \quad (3)$$

Burada  $\dot{E}_{ex,giriş}$ ,  $\dot{E}_{ex,çıkış}$ ,  $\dot{E}_{ex,yıkılan}$  ile gösterilenler ekserji akış girişi, ekserji akış çıkışı ve ekserji yıkımlarını göstermektedir.  $\dot{E}_{ex}$  ekserji akışını göstermektedir ve şu şekilde hesaplanır [25]:

$$\dot{E}_{ex} = \dot{m}\psi \quad (4)$$

$\psi$  spesifik ekserji akışını gösterir ve şu şekilde hesaplanır [25]:

$$\psi = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad (5)$$

İş, %100 ekserji verimliliği içerir, ancak ısının ekserji verimliliği %100'den azdır. Daha sonra, ısının ekserji akışını belirlemek için ( $\dot{E}_{ex,H}$ ), aşağıdaki denklem kullanılır [52]:

$$\dot{E}_{ex,H} = \left(1 - \frac{T_o}{T_{HS}}\right)Q \quad (6)$$

burada  $T_o$  başlangıç sıcaklığıdır (18 °C) ve  $T_{HS}$ ısı transfer yüzeyini ifade eder.

Enerjinin genel çevrim verimliliği ve ekserjinin verimliliği şu şekilde gösterilir [58]:

$$\eta_{çevrim} = \frac{\dot{W}_{net}}{Q_{giren}} \quad (7)$$



$$\varepsilon_{\text{çevrim}} = \frac{\dot{E}_{ex;\text{çıkış}}}{\dot{E}_{ex;\text{giriş}}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{ex;\text{giriş}}} \quad (8)$$

### Kalina Çevrimi

Daha sonra KC'nin ekserji ve enerji hesaplamaları yapılmıştır. Egzozdan suyun amonyak karışımına aktarılan tüm ısıya şu şekilde ulaşılır [59] :

$$\dot{Q}_{giren;KC} = \dot{m}_{exg}(h_{31} - h_{32}) = \dot{m}_{KC;karışım}(h_5 - h_4) \quad (9)$$

burada  $\dot{m}_{KC;karışım}$  , karışımın KC'deki kütle akış hızıdır. KC'de yapılan net güç [20] olarak bulunur:

$$\dot{W}_{net;KC} = \dot{W}_{KC;tur} - \dot{W}_{KC;pompa} \quad (10)$$

burada  $\dot{W}_{KC;tur}$  KC türbininden kazanılan gücü ve  $\dot{W}_{KC;pompa}$  KC pompasının gücünü temsil eder. Tükenmiş egzozdan KC ekserji girişi şu şekilde bulunur [59]:

$$\dot{E}_{in;KC} = \dot{m}_{exg}(\psi_{31} - \psi_{32}) \quad (11)$$

Solo KC sisteminin ekserjisi ve termal verimliliği [59] tarafından bulunur:

$$\eta_{KC} = \frac{\dot{W}_{net;KC}}{\dot{Q}_{giriş;KC}} \quad (12)$$

$$\varepsilon_{KC} = \frac{\dot{W}_{net;KC}}{\dot{E}_{giriş;KC}} \quad (13)$$

### Rankine Çevrimi

Tükenmiş gazdan sıvıya olan ısı akışının toplamı şu şekilde hesaplanır [59]:

$$\dot{Q}_{in;RC} = \dot{m}_{exg}(h_{20} - h_{13}) = \dot{m}_{RC}(h_{19} - h_{15}) \quad (14)$$

burada  $\dot{m}_{RC}$  RC'deki suyun kütle akış hızıdır. RC 'nin toplam net güç üretimi şu şekilde bulunur [59]:

$$\dot{W}_{net;RC} = \dot{W}_{RC;tur} - \dot{W}_{RC;pump} \quad (15)$$

burada  $\dot{W}_{RC,tur}$  RC 'den elde edilen güç miktarını gösterir ve  $\dot{W}_{RC,pump}$  RC pompasının gücüdür. RC 'ye egzoz gazı ekserji girişi [59] tarafından bulunur:

$$\dot{E}_{in,RC} = \dot{m}_{exg}(\psi_{20} - \psi_{13}) \quad (16)$$

Tek RC 'nin net termal verimliliği ve ekserji verimliliği [59] ile bulunur:

$$\eta_{RC} = \frac{\dot{W}_{net,RC}}{\dot{Q}_{in,RC}} \quad (17)$$

$$\varepsilon_{RC} = \frac{\dot{W}_{net,RC}}{\dot{E}_{in,RC}} \quad (18)$$

Ek olarak, her bir KC sistem bileşeni, genel birleşik sistem performans çalışmasına ek olarak enerji ve ekserji denklemleri kullanılarak incelenmiştir. Çizelge 3.4, Çevrim bileşenleri için birinci ve ikinci yasa analiz formüllerini göstermektedir.

Çizelge 3.4. Çevrimlerin (Kalina, Co2 ve ORC) bileşenleri için 1. Ve 2. yasa formülleri

### Kalina Çevrimi

| Bileşenler     | Kütle ve Enerji Denklemleri  | Ekserji Denklemleri   |
|----------------|--|---|
| Buharlaştırıcı | $\dot{m}_{31} = \dot{m}_{32} = \dot{m}_{exg}$<br>$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{KC,mix}$<br>$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{KC,mix}(h_5 - h_4)$                                     | $\dot{E}_{eva,dest} = \dot{m}_{exg}(\psi_{31} - \psi_{32}) - \dot{m}_{KC,mix}(\psi_5 - \psi_4)$<br>$\varepsilon_{eva} = \frac{\dot{m}_{KC,mix}(\psi_5 - \psi_4)}{\dot{m}_{exg}(\psi_{31} - \psi_{32})}$ |
| Türbin         | $\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{KC,mix} - \dot{m}_8 = \dot{m}_a$<br>$\dot{W}_{KC,tur} = \dot{m}_a(h_6 - h_7)$<br>$\eta_{KC,tur} = \frac{\dot{W}_{KC,tur}}{\dot{W}_{KC,tur,s}}$ | $\dot{W}_{KC,tur,rev} = \dot{m}_a(\psi_6 - \psi_7)$<br>$\dot{E}_{KC,tur,dest} = \dot{W}_{KC,tur,rev} - \dot{W}_{KC,tur}$<br>$\varepsilon_t = \frac{\dot{W}_{KC,tur}}{\dot{W}_{KC,tur,rev}}$             |
| LHEX           | $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{34} = \dot{m}_{35} = \dot{m}_{KC}$<br>$\dot{Q}_{LHEX} = \dot{m}_{KC}(h_3 - h_2)$   | $\dot{E}_{LHEX,dest} = \dot{m}_{34}(\psi_{34} - \psi_{35}) - \dot{m}_2(\psi_3 - \psi_2)$<br>$\varepsilon_{LHEX} = \frac{\dot{m}_2(\psi_3 - \psi_2)}{\dot{m}_{34}(\psi_{34} - \psi_{35})}$               |
| HHEX           | $\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{KC}$<br>$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{KC} - \dot{m}_6 = \dot{m}_s$   | $\dot{E}_{HHEX,dest} = \dot{m}_s(\psi_8 - \psi_9) - \dot{m}_{KC}(\psi_4 - \psi_3)$<br>$\varepsilon_{HHEX} = \frac{\dot{m}_{KC,mix}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_s(\psi_8 - \psi_9)}$                       |

|             |  |  |
|-------------|--|--|
|             | $\dot{Q}_{HHEX} = \dot{m}_{KC}(h_4 - h_3)$                       |  |
| Yoğuşturucu | $\dot{m}_{13} = \dot{m}_1 = \dot{m}_{KC,mix}$                    | $\dot{E}_{cond,dest} = \dot{m}_{KC,mix}(\psi_{13} - \psi_1) - \dot{m}_{cond}(\psi_{24} - \psi_{23})$         |
|             | $\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24} = \dot{m}_{cond}$                   |  |
|             | $\dot{Q}_{KC,cond} = \dot{m}_{KC,mix}(h_{13} - h_1)$             | $\varepsilon_{KC,cond} = \frac{\dot{m}_{cond}(\psi_{24} - \psi_{23})}{\dot{m}_{KC,mix}(\psi_{13} - \psi_1)}$ |
| Pompa       | $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{KC,mix}$                       | $\dot{W}_{KC,pump,rev} = \dot{m}_{KC,mix}(\psi_2 - \psi_1)$  |
|             | $\dot{W}_{KC,pump} = \dot{m}_{KC,mix}(h_2 - h_1)$                | $\dot{E}_{KC,pump,dest} = \dot{W}_{KC,pump} - \dot{W}_{KC,pump,rev}$   |
|             | $\eta_{KC,pump} = \frac{\dot{W}_{KC,pump,s}}{\dot{W}_{KC,pump}}$ | $\varepsilon_{KC,pump} = \frac{\dot{W}_{KC,pump,rev}}{\dot{W}_{KC,pump}}$                                    |

## ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ

| Bileşenler     | Kütle ve Enerji Denklemleri   | Ekserji Denklemleri   |
|----------------|---|---|
| Buharlaştırıcı | $\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{exg}$                               | $\dot{E}_{eva,dest} = \dot{m}_{exg}(\psi_{11} - \psi_{12}) - \dot{m}_{ORC,mix}(\psi_{18} - \psi_{17})$      |
|                | $\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} = \dot{m}_{ORC,mix}$                           |   |
|                | $\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{ORC,mix}(h_{18} - h_{17})$                        | $\varepsilon_{eva} = \frac{\dot{m}_{ORC,mix}(\psi_{18} - \psi_{17})}{\dot{m}_{exg}(\psi_{11} - \psi_{12})}$ |
| Türbin         | $\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20} = \dot{m}_a$                                   | $\dot{W}_{ORC,tur,rev} = \dot{m}_a(\psi_{19} - \psi_{20})$  |
|                | $\dot{W}_{ORC,tur} = \dot{m}_a(h_{19} - h_{20})$                            | $\dot{E}_{ORC,tur,dest} = \dot{W}_{ORC,tur,rev} - \dot{W}_{ORC,tur}$  |
|                | $\eta_{ORC,tur} = \frac{\dot{W}_{ORC,tur}}{\dot{W}_{ORC,tur,s}}$            | $\varepsilon_t = \frac{\dot{W}_{ORC,tur}}{\dot{W}_{ORC,tur,rev}}$   |
| HEX            | $\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} = \dot{m}_{ORC}$ | $\dot{E}_{HEX,dest} = \dot{m}_{20}(\psi_{20} - \psi_{21}) - \dot{m}_{15}(\psi_3 - \psi_{15})$               |
|                | $\dot{Q}_{HEX} = \dot{m}_{ORC}(h_{21} - h_{20})$                            | $\varepsilon_{HEX} = \frac{\dot{m}_{15}(\psi_{16} - \psi_{15})}{\dot{m}_{20}(\psi_{20} - \psi_{21})}$       |
| Ön Isıtıcı     | $\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{ORC}$                               | $\dot{E}_{PREH,dest} = \dot{m}_s(\psi_{16} - \psi_{17}) - \dot{m}_{KC}(\psi_{13} - \psi_{12})$              |
|                | $\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} = \dot{m}_s$                                   |   |
|                | $\dot{Q}_{PREH} = \dot{m}_{ORC}(h_{13} - h_{12})$                           | $\varepsilon_{PREH} = \frac{\dot{m}_{ORC,mix}(\psi_{13} - \psi_{12})}{\dot{m}_s(\psi_{16} - \psi_{17})}$    |
| Süper Isıtıcı  | $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{ORC}$                               | $\dot{E}_{SUPH,dest} = \dot{m}_s(\psi_{18} - \psi_{19}) - \dot{m}_{KC}(\psi_{11} - \psi_{10})$              |
|                | $\dot{m}_{18} = \dot{m}_{19} = \dot{m}_s$                                   |   |
|                | $\dot{Q}_{SUPH} = \dot{m}_{ORC}(h_{11} - h_{10})$                           | $\varepsilon_{SUPH} = \frac{\dot{m}_{ORC,mix}(\psi_{11} - \psi_{10})}{\dot{m}_s(\psi_{18} - \psi_{19})}$    |

|             |   |  |
|-------------|---|--|
| Yoğuşturucu | $\dot{m}_{21} = \dot{m}_{14} = \dot{m}_{ORC,mix}$                   | $\dot{E}_{cond,dest} = \dot{m}_{ORC,mix}(\psi_{21} - \psi_{14}) - \dot{m}_{cond}(\psi_{27} - \psi_{26})$       |
|             | $\dot{m}_{26} = \dot{m}_{27} = \dot{m}_{cond}$                      |  |
|             | $\dot{Q}_{ORC;cond} = \dot{m}_{ORC,mix}(h_{21} - h_{14})$           | $\epsilon_{ORC;cond} = \frac{\dot{m}_{cond}(\psi_{27} - \psi_{26})}{\dot{m}_{ORC,mix}(\psi_{21} - \psi_{14})}$ |
| Pompa       | $\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{ORC,mix}$                   | $\dot{W}_{ORC;pump,rev} = \dot{m}_{ORC,mix}(\psi_{15} - \psi_{14})$  |
|             | $\dot{W}_{ORC;pump} = \dot{m}_{ORC,mix}(h_{15} - h_{14})$           | $\dot{E}_{ORC;pump,dest} = \dot{W}_{ORC;pump} - \dot{W}_{ORC;pump,rev}$  |
|             | $\eta_{ORC;pump} = \frac{\dot{W}_{ORC;pump,s}}{\dot{W}_{ORC;pump}}$ | $\epsilon_{ORC;pump} = \frac{\dot{W}_{ORC;pump,rev}}{\dot{W}_{ORC;pump}}$                                      |



## Co2-Rankine Çevrimi

| Bileşenler       | Kütle ve Enerji Denklemleri   | Ekserji Denklemleri  |
|------------------|---|--|
| Buharlaştırıcı   | $\dot{m}_{394} = \dot{m}_{1032} = \dot{m}_{exg}$                      | $\dot{E}_{eva,dest} = \dot{m}_{exg}(\psi_{319} - \psi_{3210}) - \dot{m}_{KCo2,mix}(\psi_{35} - \psi_{24})$ |
|                  | $\dot{m}_{42} = \dot{m}_{35} = \dot{m}_{KC,mix}$                      |  |
|                  | $\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{KCo2,mix}(h_{35} - h_{24})$                 | $\epsilon_{eva} = \frac{\dot{m}_{KC,mix}(\psi_{53} - \psi_{42})}{\dot{m}_{exg}(\psi_{934} - \psi_{3210})}$ |
| Türbin           | $\dot{m}_3 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{Co2KC,mix} - \dot{m}_4 = \dot{m}_a$ | $\dot{W}_{Co2,tur,rev} = \dot{m}_a(\psi_3 - \psi_4)$   |
|                  | $\dot{W}_{Co2KC,tur} = \dot{m}_a(h_3 - h_4)$                          | $\dot{E}_{Co2,tur,dest} = \dot{W}_{Co2,tur,rev} - \dot{W}_{Co2,tur}$                                       |
|                  | $\eta_{KCo2,tur} = \frac{\dot{W}_{KCo2,tur}}{\dot{W}_{KCo2,tur,s}}$   | $\epsilon_t = \frac{\dot{W}_{Co2,tur}}{\dot{W}_{Co2,tur,rev}}$   |
| ECON             | $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{34} = \dot{m}_{35} = \dot{m}_{KC}$  | $\dot{E}_{LHEX,dest} = \dot{m}_{34}(\psi_{34} - \psi_{35}) - \dot{m}_2(\psi_3 - \psi_2)$                   |
|                  | $\dot{Q}_{LHEX} = \dot{m}_{KC}(h_3 - h_2)$                            | $\epsilon_{LHEX} = \frac{\dot{m}_2(\psi_3 - \psi_2)}{\dot{m}_{34}(\psi_{34} - \psi_{35})}$                 |
|                  |   |  |
| HHEX ekonomiz er | $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{KC}$                                | $\dot{E}_{H,dest} = \dot{m}_s(\psi_4 - \psi_5) - \dot{m}_{KC}(\psi_2 - \psi_1)$                            |
|                  | $\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_{Co2} - \dot{m}_6 = \dot{m}_s$       |  |
|                  | $\dot{Q}_H = \dot{m}_{Co2}(h_2 - h_1)$                                | $\epsilon_H = \frac{\dot{m}_{Co2,mix}(\psi_2 - \psi_1)}{\dot{m}_s(\psi_4 - \psi_5)}$                       |
| Yoğuşturucu      | $\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{Co2,mix}$                           | $\dot{E}_{cond,dest} = \dot{m}_{KC,mix}(\psi_5 - \psi_6) - \dot{m}_{cond}(\psi_7 - \psi_8)$                |

|       |   |   |
|-------|---|---|
|       | $\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{cond}$                            | $\varepsilon_{Co2;cond} = \frac{\dot{m}_{cond}(\psi_7 - \psi_8)}{\dot{m}_{Co2,mix}(\psi_5 - \psi_6)}$ |
|       | $\dot{Q}_{Co2;cond} = \dot{m}_{Co2,mix}(h_5 - h_6)$                 |   |
|       | $\dot{m}_6 = \dot{m}_1 = \dot{m}_{KC,mix}$                          | $\dot{W}_{Co2;pump,rev} = \dot{m}_{Co2,mix}(\psi_1 - \psi_6)$   |
| Pompa | $\dot{W}_{Co2;pump} = \dot{m}_{Co2,mix}(h_1 - h_6)$                 | $\dot{E}_{Co2;pump,dest} = \dot{W}_{Co2;pump} - \dot{W}_{Co2;pump,rev}$                               |
|       | $\eta_{Co2;pump} = \frac{\dot{W}_{Co2;pump,s}}{\dot{W}_{Co2;pump}}$ | $\varepsilon_{Co2;pump} = \frac{\dot{W}_{Co2;pump,rev}}{\dot{W}_{Co2;pump}}$                          |

Analiz boyunca akışın kararlı durumda olduğu kabul edilmiştir. Kinetik ve potansiyel enerji dikkate alınmamıştır. İzin verilen oda sıcaklığı 18°C'dir.

### 3.2.4. Ekonomik Yöntem

Isı geri kazanımının verimliliğini artırmak çok önemli olmakla birlikte, enerji tasarrufu faydalarını atık ısı geri kazanım teknolojilerinin maliyetleriyle karşılaştırmak için ekonomik yönleri değerlendirmek de aynı derecede önemlidir. Bu nedenle, önerilen sistemin maliyetlerini ve ekonomik fizibilitesini araştırılmıştır. Tasarlanan çerçeve için toplam maliyet şu şekilde bulunabilir [60]:

Solo RC için,

$$PEC_{RC} = PEC_{prh} + PEC_{eva} + PEC_{sph} + PEC_{tur} + PEC_{Cond} + PEC_{pump} \quad (19)$$

Solo KC için,

$$PEC_{KC} = PEC_{tur} + PEC_{Cond} + PEC_{pump} + PEC_{LTR} + PEC_{HTR} + PEC_{eva} \quad (20)$$

KC + RC için,

$$PEC_{RC-KC} = PEC_{RC} + PEC_{KC} \quad (21)$$

Solo Co2 çevrimi için,

$$PEC_{Co2C} = PEC_{econ} + PEC_{eva} + PEC_{pump} + PEC_{tur} + PEC_{Cond} + PEC_{pump} \quad (22)$$

KC ve ORC sistemlerinde ekonomik analiz için ekipman maliyetlerinin araştırılması oldukça önemlidir. Çizelge 3.5’de Kalina, Organik Rankine ve Co2 Çevrimlerinde kullanılan her bir ekipmanın maliyet denklemleri gösterilmiştir.

Çizelge 3.5. Kalina, Organik Rankine ve CO2-Rankine çevrimleri için her bir ekipman maliyeti denklemleri

| Rankine Çevrimi             |                                  |
|-----------------------------|----------------------------------|
| Sistem Komponenti           | Ekipman Alım Maliyeti (PEC)      |
| Ön Isıtıcı                  | $130 (A_{prh}/0.093)^{0.78}$     |
| Buharlaştırıcı              | $130 (A_{eva}/0.093)^{0.78}$     |
| Süper Isıtıcı               | $130 (A_{sph}/0.093)^{0.78}$     |
| Türbin                      | $6000 (\dot{W}_{RC;tur})^{0.7}$  |
| Yoğuşturucu                 | $588 (A_{RC;cond})^{0.8}$        |
| Pompa                       | $3540 (\dot{W}_{RC;pump})^{0.7}$ |
| Kalina Çevrimi              |                                  |
| Ekipman Alım Maliyeti (PEC) |                                  |

| <b>Sistem Komponenti</b> |   |
|--------------------------|---|
| Türbin                   | 4405 ( $\dot{W}_{KC,tur}$ ) <sup>0.7</sup>  |
| Yoğuşturucu              | 1397 ( $A_{KC,cond}$ ) <sup>0.89</sup>      |
| Pompa                    | 1120 ( $\dot{W}_{KC,pump}$ ) <sup>0.8</sup> |
| Düşük Isı Değiştirici    | 268 ( $A_{KC,tr}$ ) <sup>0.58</sup>         |
| Yükse Isı Değiştirici    | 261 ( $A_{KC,htr}$ ) <sup>0.58</sup>        |
| Buharlaştırıcı           | 1390 ( $A_{KC,cond}$ ) <sup>0.88</sup>      |

| <b>Co2-Rankine Çevrimi</b> |   |
|----------------------------|---|
| <b>Sistem Komponenti</b>   | <b>Ekipman Alım Maliyeti (PEC)</b>          |
| Buharlaştırıcı             | 1397 ( $A_{KC,cond}$ ) <sup>0.89</sup>      |
| Yoğuşturucu                | 1397 ( $A_{KC,cond}$ ) <sup>0.89</sup>      |
| Pompa                      | 1120 ( $\dot{W}_{KC,pump}$ ) <sup>0.8</sup> |
| Ekonomizer                 | 2681 ( $A_{KC,htr}$ ) <sup>0.59</sup>       |
| Türbin                     | 4405 ( $\dot{W}_{KC,tur}$ ) <sup>0.7</sup>  |

Çalışmada kullanılan kısıtlatmalar ve ekonomik tahminler Çizelge 3.6'da gösterilmiştir:

Çizelge 3.6. Kısıtlatmalar ve ekonomik tahminler

| <b>Parametreler</b>             | <b>Birim</b> | <b>Değer</b> |
|---------------------------------|--------------|--------------|
| Yıllık operasyon süresi ( $n$ ) | saat         | 7680         |
| Faiz oranı ( $i$ )              | %            | 15           |
| Bakım faktörü ( $\phi$ )        | %            | 6            |
| Çalışma ömrü ( $N$ )            | yıl          | 15           |
| Kapasite faktörü ( $FC$ )       | -            | 0.89         |

365 gün üzerinden 45 gün olan toplam bakım günlerinin çıkarılmasıyla birlikte yıllık işletme süresi tahmin edilmiştir [60].

Yatırım maliyetleri hesaplandıktan sonra, sermaye geri kazanım maliyeti (CRF) şu şekilde bulunabilir [61-63]:

$$CRF = \frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad (22)$$

Burada  $i$  ve  $N$  sırasıyla faiz oranı ve tesis ömrüdür.  $k$ th sistemi tarafından üretilen elektriğin maliyeti ( $C_{elec}$ )bu çalışmada da [64-65] ile hesaplanmıştır:

$$C_{elec} = \frac{CRF.PEC_k + \phi}{\dot{W}_{net}.n} \quad (23)$$

$k$ th sisteminin geri ödeme süresi ( $PB_k$ ) [60] şu şekilde bulundu:

$$PB_k = \frac{\log \frac{(W_{net.n.c_{pric}})^{-\phi}}{(W_{net.n.c_{pric}})^{-\phi} - (i.PEC_k)}}{\log(1+i)} \quad (24)$$

burada  $c_{pric}$ , kW cinsinden elektrik maliyeti olup, 0,07 \$/kWh (1 ABD Doları: 17.9 Türk Lirası, TL) olarak alınmıştır.

#### 4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

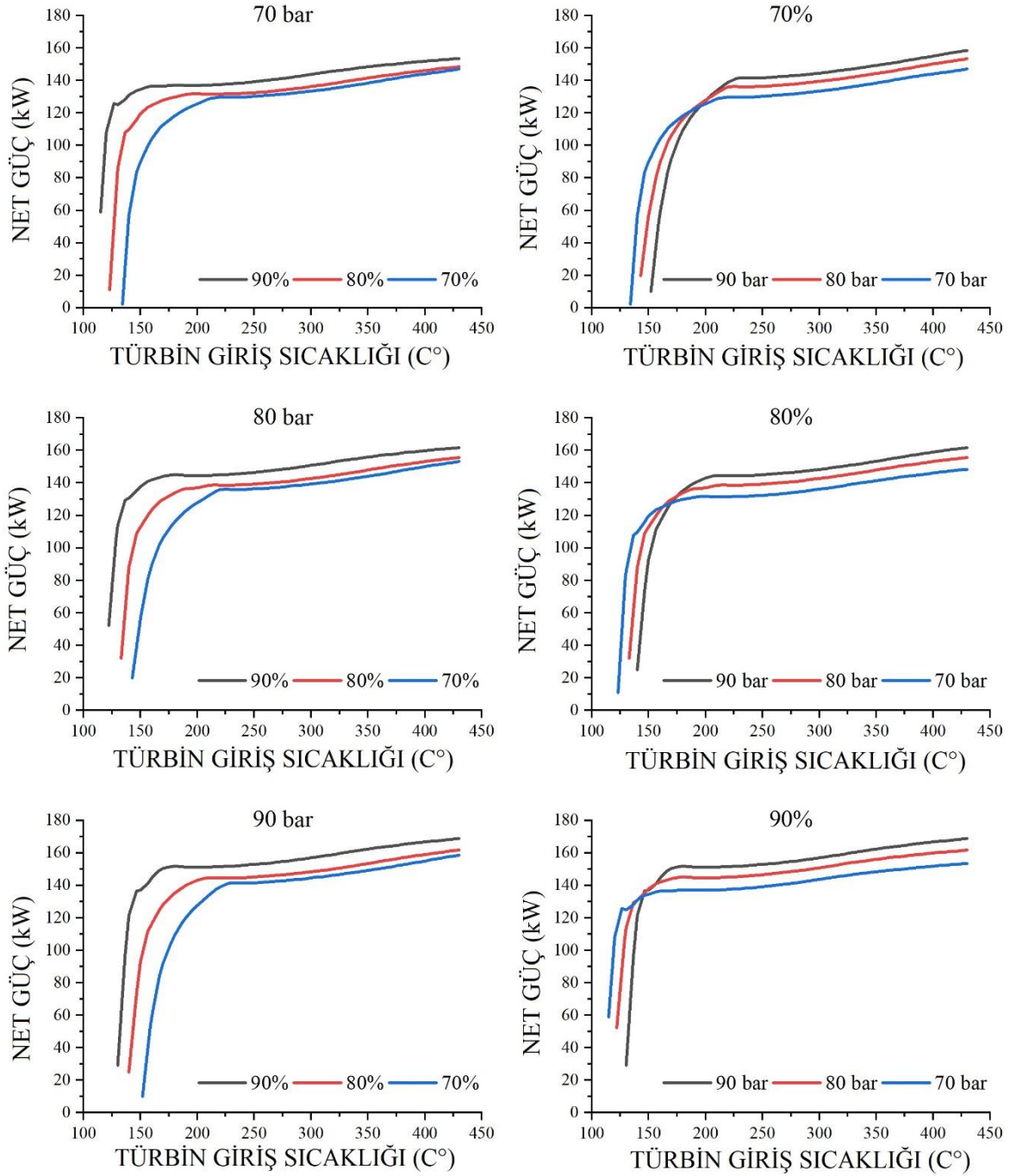
Bu çalışma kapsamında; ısı ve güç kombine çevriminde halihazırda 450 °C'de atmosfere atılan 2 kg/s egzoz gazının atık ısı enerjisinin geri kazanılması için kombine KC ve ORC sistemi oluşturulmuştur.



Bu kombine KC ve ORC tasarımı, KC için amonyak-su karışımının optimum oranının yanı sıra ORC için optimum çalışma sıvısı belirlenmiş olup, EBSILON® Professional yazılım programı kullanılarak optimize edilmiştir.

#### **4.1. Çalışma Akışkanlarının Farklı Kütle Fraksiyonlarına Sahip Tek KC'nin Optimizasyonu**

Belirlenen en iyi karışım oranı ve çevrim analizi sırasında sabit olduğu varsayılan tüm tasarım değerleri dikkate alınarak KC'nin termodinamik bir çalışması yapılmıştır. Türbin giriş sıcaklığı için doyma noktası sıcaklığı ile 430 °C arasında değişen farklı sıcaklıklar test edilirken, üç farklı türbin giriş basıncı (70, 80 ve 90 bar) test edilmiştir. Sistem için optimum değerleri bulmak için çalışma sıvısı oranı da %70, %80 ve %90 için test edilmiştir. KC'nin çıktısı, çalışmanın bu bölümünde TIT (Türbin Giriş Sıcaklığı), TIP (Türbin Giriş Basıncı) ve amonyak su karışımının fraksiyon kütle oranına dayalı olarak optimize edilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının, çalışma akışkanının basıncının ve karışım oranının KC'nin net gücü üzerindeki etkisi Şekil 4.1'de gösterilmektedir.



Şekil 4.1. Türbin giriş sıcaklığının Kalina Çevriminde farklı karışım oranlarında oluşan net güç üzerindeki etkisi

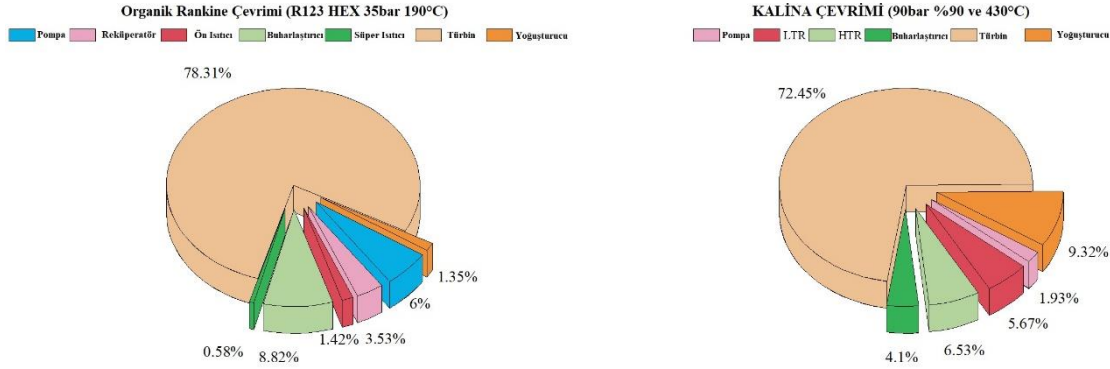
Sonuçlar, türbin giriş sıcaklığının artmasıyla KC'nin net gücünün arttığını göstermektedir. KC'nin net gücü de türbin giriş basıncının artmasıyla amonyak-su oranının artmasıyla doyma noktasına kadar artar ve bu noktadan sonra azalır. Net güç, ayırıcıdaki bozunma sıfır olana kadar çok hızlı artar ve sonrasında yavaş yavaş artar. Daha düşük basınçlı bir sistemin, daha yüksek

basıncılara kıyasla daha düşük sıcaklıklarda daha fazla güç üretebileceği gözlemlenebilir. En iyi performans gösteren KC, 430 °C, 90 bar ve %90 oranında 168,69 kW optimum net güç değerine sahiptir.

Çeşitli türbin giriş sıcaklıklarında ve türbin giriş basınçlarında ve TIP'lerde amonyağın kütle oranı arttığında net güç değerinin arttığı tespit edilmiştir. En düşük net güç değeri, en küçük kütle oranı oranı ile üretilir. Çizelge 4.1'de KC ve ORC'de kullanılan ekipmanların giriş ve çıkışlarının ekserji değerleri, Şekil 4.2'de ise KC ve ORC'de kullanılan ekipmanların ekserji yıkım oranı pasta dilim grafik olarak gösterilmiştir.

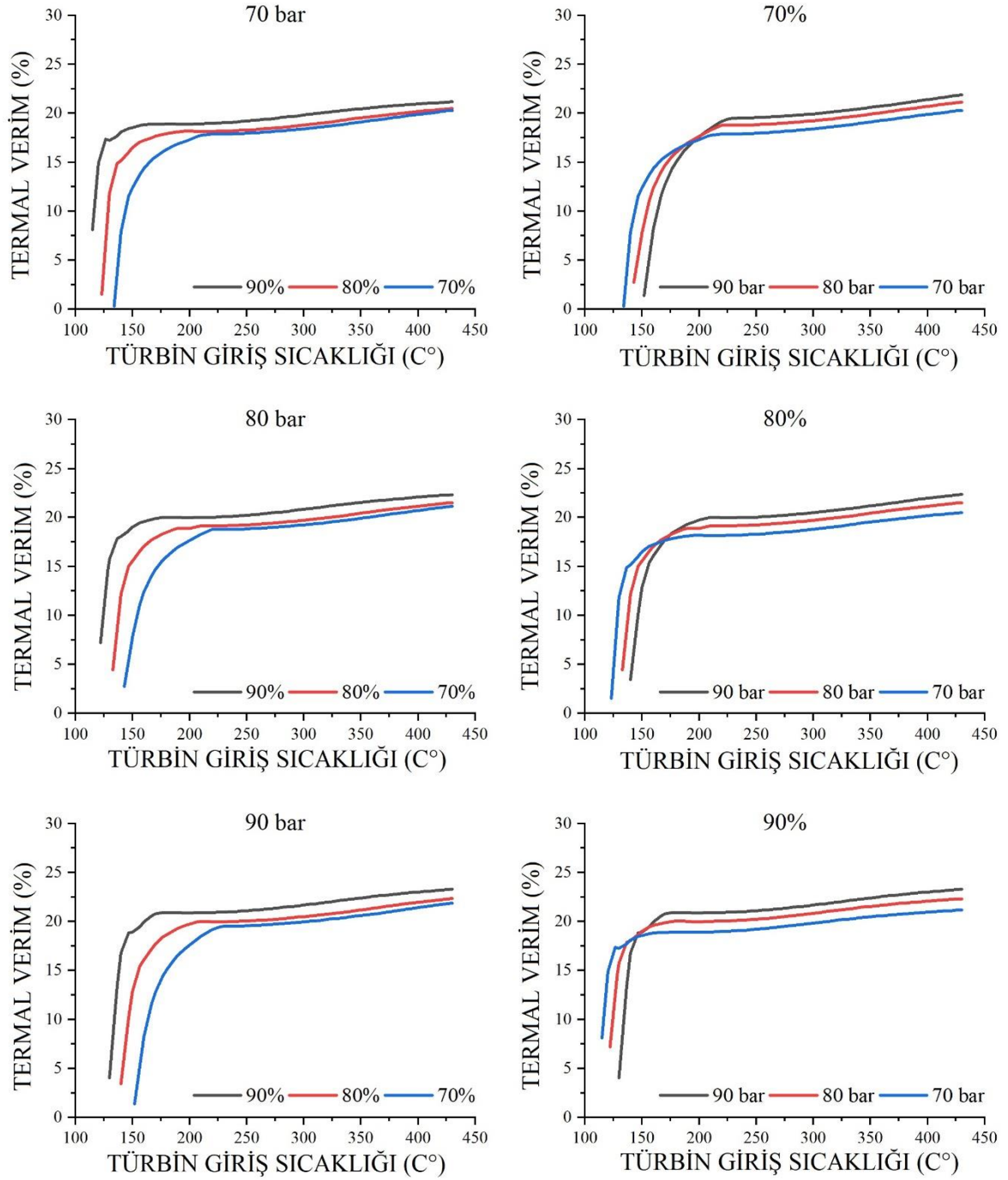
Çizelge 4.1. Kalina ve Rankine çevrim elemanlarının ekserji yıkımları

| Çevrim   | Komponent      | Ekserji Girişi (kW) | Ekserji Çıkışı (kW) | Ekserji Yıkımı (kW) | Ekserji Verimliliği (%) |
|----------|----------------|---------------------|---------------------|---------------------|-------------------------|
| Kalina   | Pompa          | 77,18               | 76,13               | 1,04                | 98,63                   |
|          | L HEX          | 506,51              | 500,44              | 6,05                | 98,81                   |
|          | Buharlaştırıcı | 491,59              | 421,89              | 69,70               | 85,82                   |
|          | Separatör      | 353,74              | 353,74              | 0,00                | 100,00                  |
|          | Türbin         | 353,74              | 334,04              | 19,70               | 94,43                   |
|          | H HEX          | 87,42               | 87,37               | 0,04                | 99,93                   |
|          | Yoğuşturucu    | 162,40              | 77,82               | 84,57               | 47,91                   |
| ORC R123 | Pompa          | 16,05               | 15,64               | 0,41                | 97,40                   |
|          | Buharlaştırıcı | 166,33              | 142,44              | 23,88               | 85,63                   |
|          | Ön Isıtıcı     | 128,07              | 127,84              | 0,23                | 99,82                   |
|          | Süper Isıtıcı  | 175,13              | 92,24               | 82,88               | 52,67                   |
|          | Türbin         | 61,73               | 58,36               | 3,37                | 94,53                   |
|          | Yoğuşturucu    | 24,75               | 15                  | 9,74                | 60,63                   |



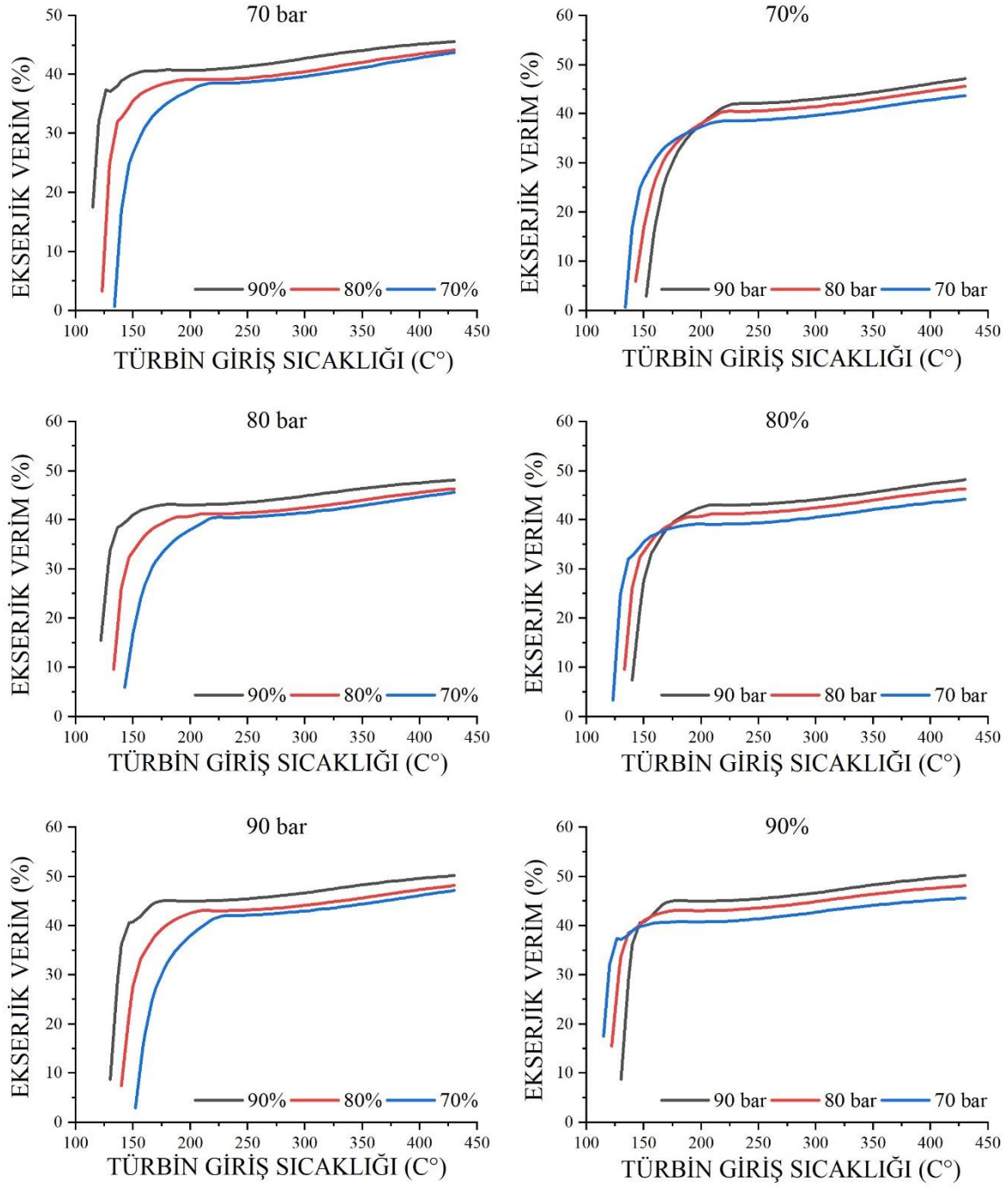
Şekil 4.2. Kalina ve Rankine çevrim elemanlarının ekserji yıkım dağılımları

Çevrim elemanları ve performans parametreleri birlikte düşünüldüğünde, tüm sistemin genel durumu hakkında bir tahmin elde edebilmek için çevrimin genel ekserji ve enerji hesaplarının yapılması gerekmektedir. Bu amaçla, bu çalışma kapsamında tasarlanan KC'nin performans parametreleri, enerji verimliliği ve ekserji verimliliği de hesaplanmış ve Şekil 4.3 ve 4.4'de verilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının, türbin giriş basıncının ve çalışma akışkanı karışım oranının KC'nin net termal verimi üzerindeki etkisi Şekil 4.3'de gösterilmektedir.



Şekil 4.3. Türbin giriş sıcaklığının, basıncın ve akışkanın karışım oranının Kalina çevrimi termal verimi üzerindeki etkisi

KC'nin termal verimliliği, türbin giriş sıcaklığının artmasıyla ve sabit bir türbin giriş basıncında artar. Türbin giriş basıncının artmasıyla termal verimler de artar. Net ısı verim, separatörde ayırma için son sıcaklık olan 220 C'ye ulaşana kadar çok hızlı bir şekilde artar. Bu türbin giriş sıcaklığında %90 kütle oranı için net termalin 70 , 80 ve 90 bar'daki verimi sırasıyla %18.98, %20.03 ve %20.23'tür. En iyi performans gösteren KC'nin maksimum termal verimi %90 oranında, 430 °C ve 90 barda %23.30'dur. Türbin giriş sıcaklığının ve çalışma akışkanının karışım oranının KC'nin ekserji verimliliğine etkisi Şekil 4.4'de gösterilmektedir.



Şekil 4.4. Türbin giriş sıcaklığının, basıncın ve akışkanın karışım oranının Kalina çevrimi ekserji verimi üzerindeki etkisi

KC'nin ekserji verimliliği, değişen türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığının artmasıyla artar. 430 °C ve 90 bar'da optimal çevrim elde edilmiş ve ekserji verimi %50.20 olarak hesaplanmıştır. Test edilen her basınç için KC'nin düşük kütle oranı ve türbin giriş sıcaklık değerleri, ekserji ve termal verim sonuçlarına göre verimsizdir. Sabit bir sıcaklık ve basınçta, kütle oranı oranındaki artış, her iki tür verimliliği de önemli ölçüde geliştirir

Çalışmamızda elde edilen sonuçlar literatürdeki benzer çalışmalarda ulaşılan sonuçlarla uyumludur.

Örneğin, KC çevrimlerini karşılaştırmalı olarak analiz eden bir çalışmada, çevrim olarak %90 amonyak-su karışımının kullanıldığı ve türbin giriş basıncının 100 bar olduğu KC için maksimum enerji ve ekserji verimleri sırasıyla  $\eta$  %24.99 ve %71.77 olarak hesaplanmıştır[33]. Başka bir çalışmada, 152 °C türbin giriş sıcaklığında ve 122 bar türbin giriş basıncında KC'nin ekserji veriminin %59,2 olduğu tahmin edilmiştir [34]. Yazarlar, 150 °C türbin iç sıcaklığı , 107.6 bar türbin iç basıncı ve 0.94 amonyak-su kombinasyonunda KC'nin %18,4'lük bir termal verimliliğe sahip olduğunu iddia etmiştir [35].

#### 4.2. HEX'li ve HEX'siz Farklı Çalışma Akışkanları ile ORC Optimizasyonu

Bir ORC'nin çalışma sıvısı seçimi, optimizasyon çalışmalarında en önemli adımlardan biridir. Değişken termodinamik özelliklere (kritik basınç vb.), sıvı tiplerine (ıslak, kuru, izentropik), çevresel etkilere ve birim maliyetlere sahip çok sayıda seçenek bulunurken, bu çevrim tasarımında üç özel sıvı, R236EA, R124 ve R123 seçilmiş ve karşılaştırılmıştır [36].

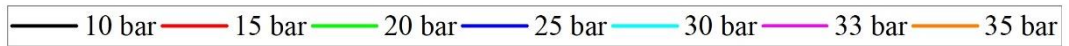
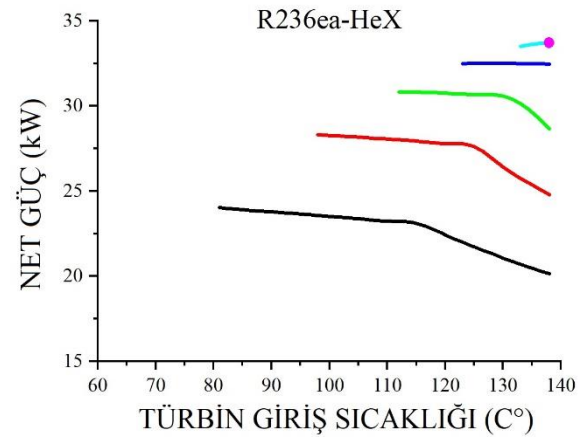
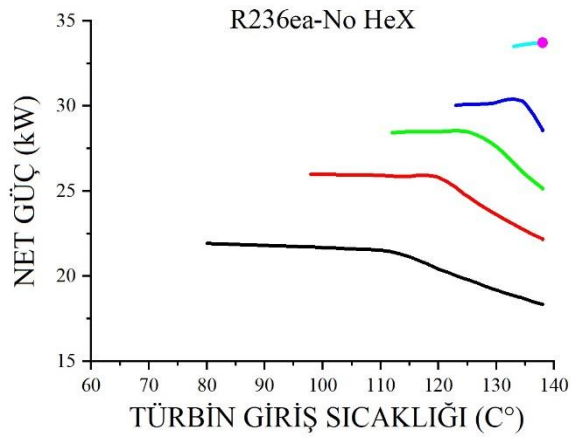
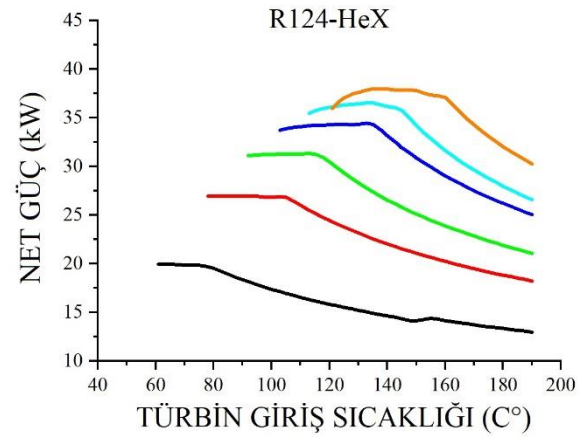
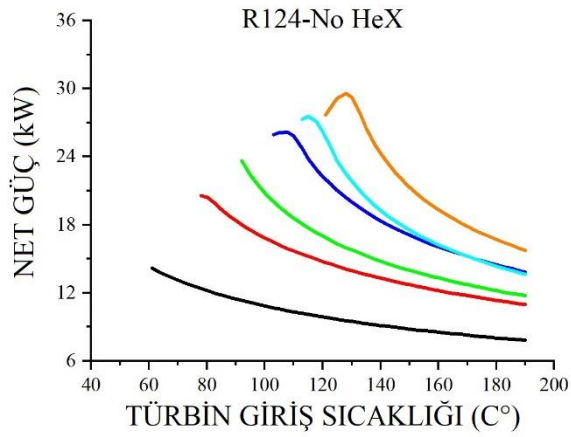
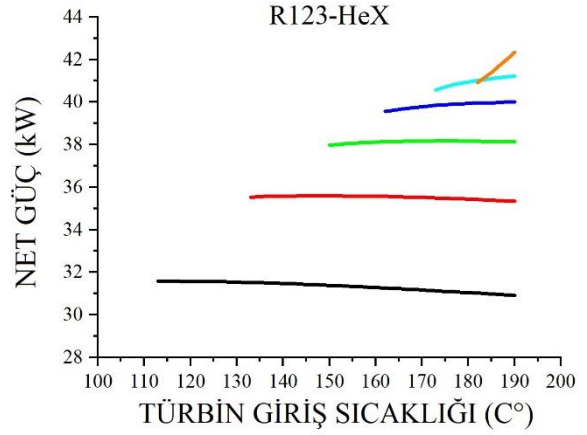
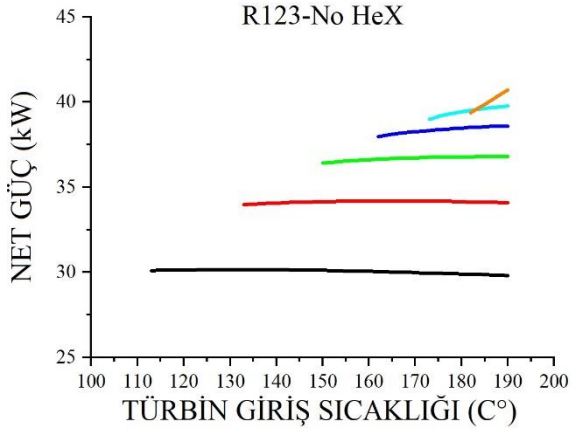
Ana sisteme birleştirilmeden önce tek bir ORC'nin net güç çıkış değerleri analiz edilmiştir. Ayrıca türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak en yüksek net gücün üretildiği noktada ekserji ve net termal verimler incelenmiştir. 10-33 bar'lık basınç aralıkları R236 sıvısı için test edilirken, kalan sıvılar (R123 ve R124) için 10 ila 35 bar aralığı test edilmiştir. Türbin giriş sıcaklığı 60 °C ile 140 °C arasında değişen R236 akışkanı için, R123 ve R124 akışkanları için 60 °C ile 190 °C arasında test edilmiştir. Çalışan sıvıların denge sıcaklığından, kararlı basınç altında çevrimin mümkün olan en düşük sıcaklığı tespit edilmiştir [37].

Şekil 4.5, ORC'nin net güç kapasitesi üzerindeki TIT ve baskının etkisini göstermektedir. Seçilen R236 sıvısı hakkında konuşmak gerekirse, net güç artan TIP ile artar, ancak artan



türbin giriş sıcaklığı ile artmaz. HEX'li R236 akışkanı için en iyi performans gösteren çevrim, türbin giriş basıncı 33 bar ve türbin giriş sıcaklık değerleri 140 °C'dir ve bu noktalarda 35 kW üretir. R124 sıvısı da çevrim için seçilir ve test edilir. HEX içermeyen çevrim için, stabil basınçta yükselen türbin içi giriş sıcaklığı artışı ile üretilen net güç azalır ve sabit bir sıcaklıkta artan türbin giriş basıncı ile net güç artar. En iyi performans gösteren çevrim türbin giriş basıncı ve sıcaklığı sırasıyla 35 bar ve 135 °C olup 38 kW güç üretir.

HEX'li R123 çalışma sıvısı ile tüm çevrimlerde en iyi performans gösteren ORC, 190 °C, 35 bar'da 42.34 kW'lık optimum net güç değerlerine sahiptir. Artan türbin giriş sıcaklığı ile net güç üretiminin arttığı ancak artan türbin giriş sıcaklığı ile sabit kaldığı görülebilir. En iyi performans gösteren çevrim R123 çalışma sıvısına sahip olduğundan, KC ve ORC kombinasyonu için de seçilmiştir.

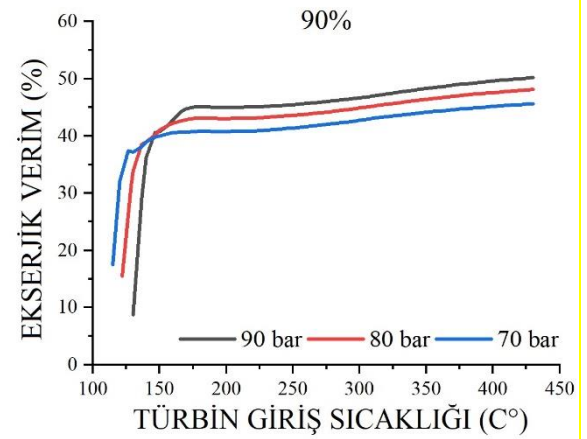
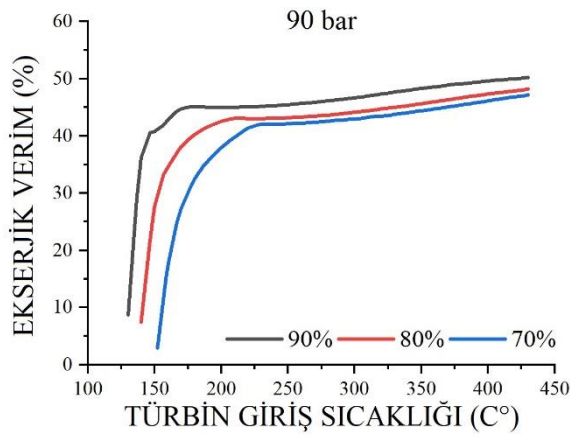
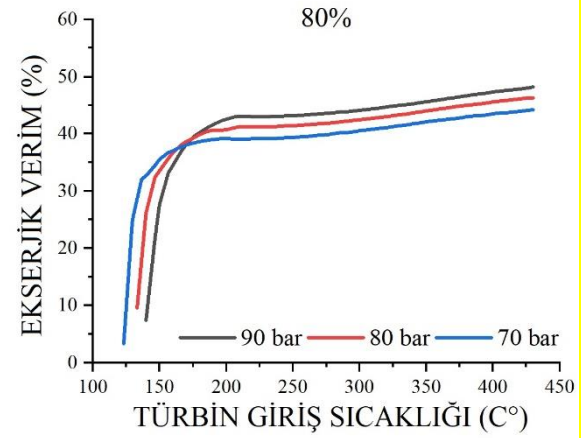
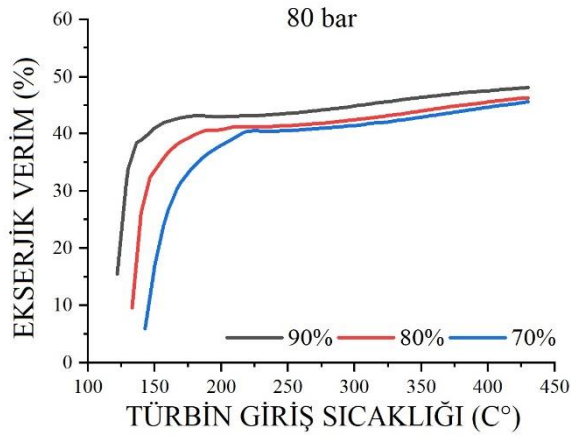
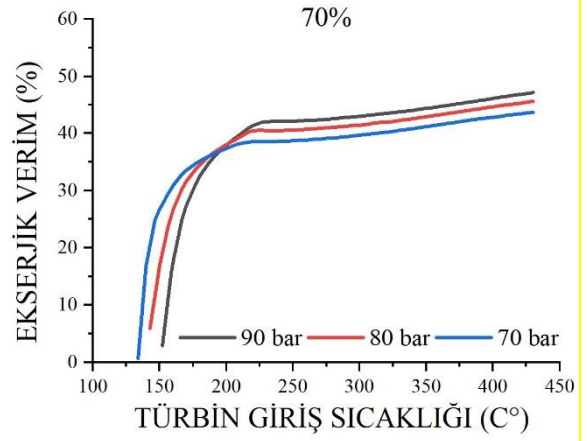
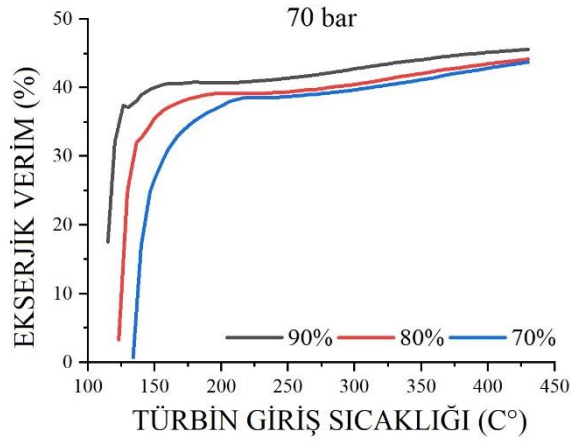


Şekil 4.5. Farklı çalışma akışkanlarına göre türbin giriş sıcaklığı ve basıncının Organik Rankine çevrimi net gücüne etkisi

Şekil 4.6, ORC'nin ekserji verimliliğinin etkisini göstermektedir. Görüldüğü gibi seçilen tüm sıvılar için türbin giriş basıncı arttıkça çevrim ekserji verimi de artmaktadır. R236 çalışma akışkanı ile çevrimde, ekserji verimi türbin giriş basıncı 120 °C'ye ulaşana kadar önce sabit kalır, daha sonra yavaş yavaş azalır. R124 akışkanlı çevrim için, daha yüksek türbin giriş basıncı ile ekserji verimliliği azalır.

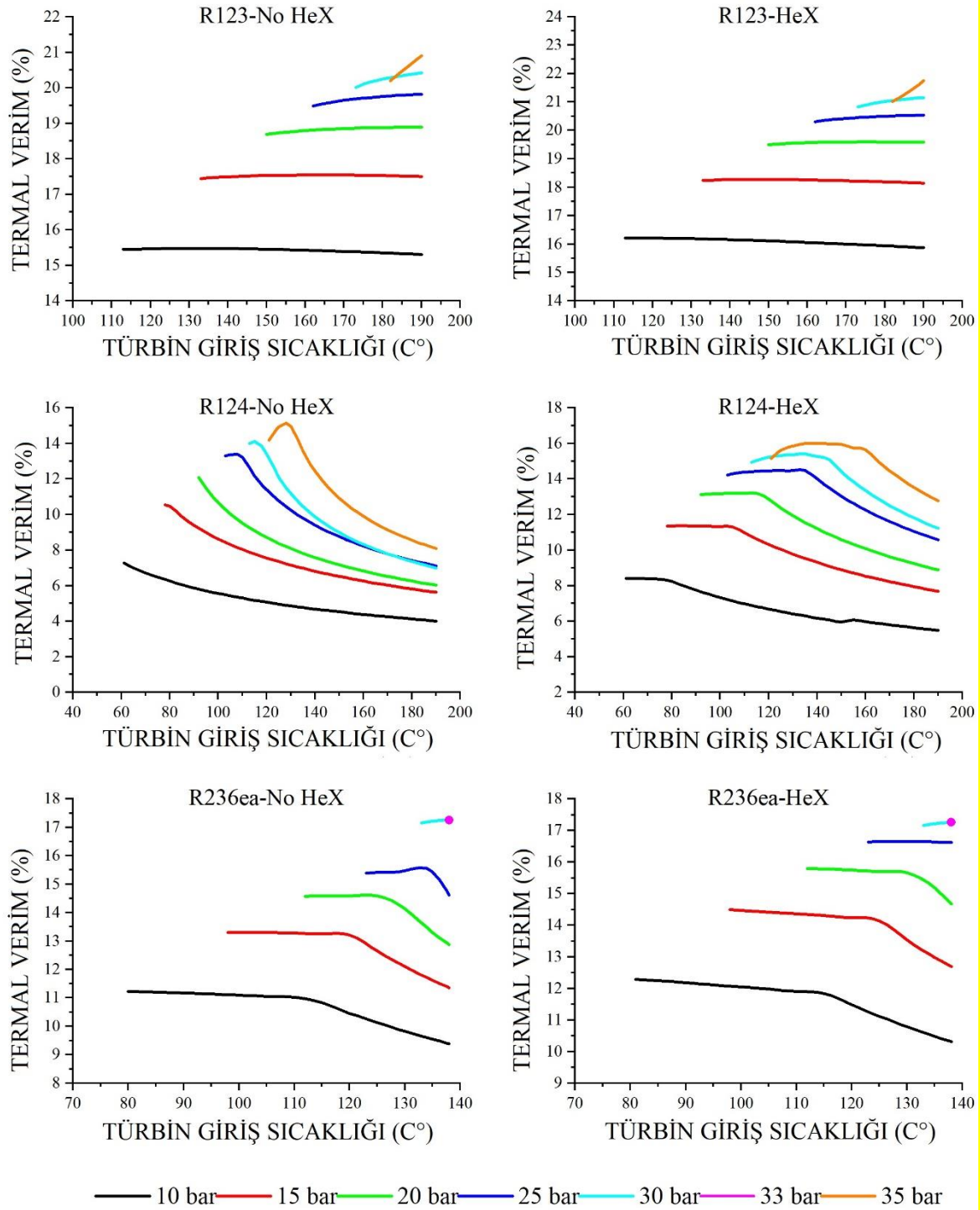
R123 durumunda, daha yüksek türbin giriş basıncı ile ekserji verimliliği ya değişmez ya da hafifçe düşer. En iyi performans gösteren ORC–HEX sistemi şu durumlarda elde edilir:

Çalışma akışkanı olarak R123 kullanılmış ve optimum ekserji verim değeri 190 °C, 35 bar ve %35,29 olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.6. Türbin giriş sıcaklığının, basıncın ve akışkanın karışım oranının Kalina çevrimi ekserji verimi üzerindeki etkisi

Şekil 4.7, TIT ve TIP'nin ORC'nin net termal verimliliği üzerindeki etkisini göstermektedir. Çalışma akışkanı 236 ea ile çevrimde, termik verim türbin giriş basıncı 120 °C'ye ulaşana kadar sabit kalır ve daha sonra düşmeye başlar. R124 akışkanlı çevrimin ısı verimi türbin giriş basıncı arttıkça azalırken, R123 ile çevrimin ısı verimi türbin giriş basınçları yükseldikçe ya değişmez ya da biraz azalır. HEX ile en iyi performans gösteren ORC için çalışma akışkanı R123, 190°C türbin giriş sıcaklığında optimum net termal verim değerlerine sahiptir ve 35 bar türbin giriş basıncı %21,73'tür.



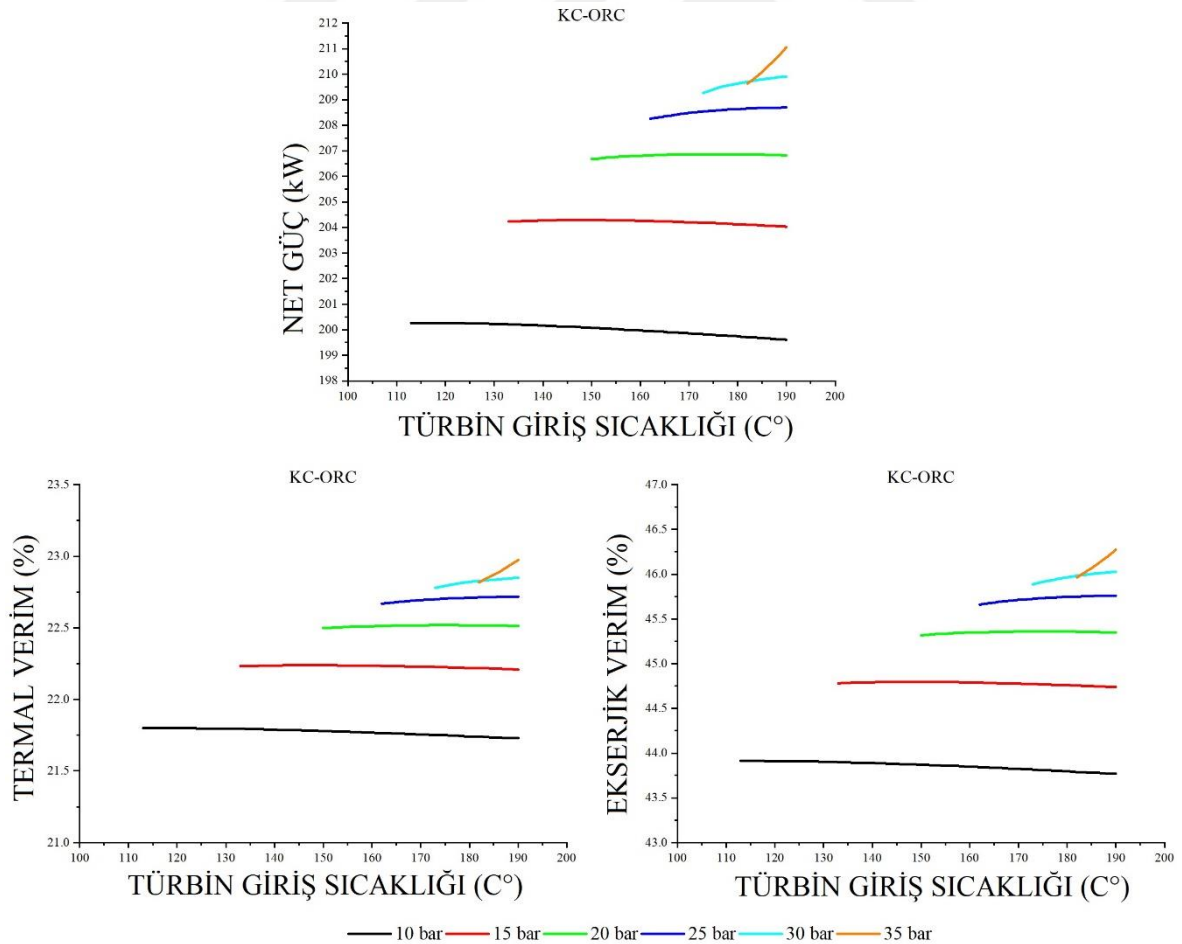
Şekil 4.7. Farklı çalışma akışkanlarına göre türbin giriş sıcaklığı ve basıncının Organik Rankine çevrimi termal verimliliğine etkisi

ORC çevrimlerinin analiz edildiği ve karşılaştırıldığı bir çalışmada, 100 bar Rankine çevrimi türbin iç basıncı ve 480 °C Rankine çevrimi türbin iç sıcaklığı değerinde genel olarak en

yüksek net termal verim ve ekserji verimleri sırasıyla %41.72 ve %41.01 olarak hesaplanmıştır [38].

### 4.3. Kombine En İyi Performans KC ve ORC'nin R123 Çalışma Sıvısı ile Sonuç Karşılaştırması

Tükenmiş gaz çıkışının sıcaklığı geleneksel yöntemleri kullanmak için çok düşükse, havaya verilen tükenmiş gazın kullanılması için yeni nesil KC gibi orta ve düşük sıcaklıklı güç çevrimleri kabul edilebilir [39]. KC daha sonra birleşik süreçten mümkün olduğu kadar fazla enerji üretmek için RC ile entegre edilir. Şekil 4.8'de, kütle oranı %90 olan türbin giriş sıcaklıkları 430 °C ve 90 bar olan kombine KC ve en verimli akışkan R123 ile ORC için performans parametrelerinin değişimi gösterilmektedir.



Şekil 4.8. Farklı türbin basınç ve sıcaklıklarına göre Kombine Kalina ve Organik Rankine (R123) çevriminin net güç, termal ve ekserji verimliliği sonuçları

Tasarlanan çevrim 10 bar ile 35 bar arasında değişen bir basınca sahipken, türbin giriş sıcaklığı 100 °C ile 190 °C arasında değişmektedir. R123'ün çalışma sıvısı ile en iyi performans gösteren hibrit KC ve ORC, sırasıyla 190 °C'de maksimum termal verim ve enerji verimliliği ve net güç değerlerine sırasıyla %26,50'de 35 bar ve 211,03 kW'da %52,83 sahiptir.

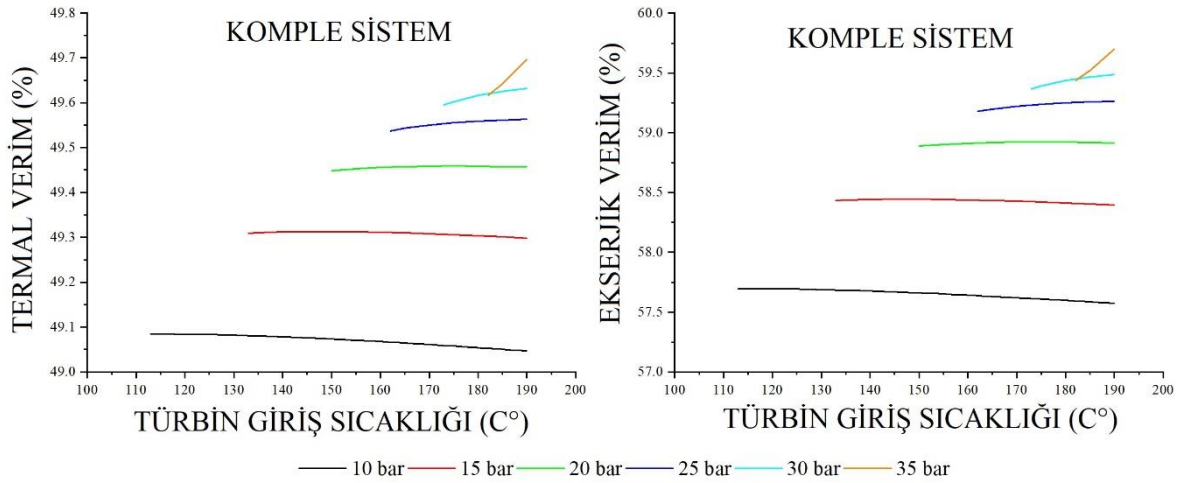
Çizelge 4.2. Kombine Kalina ve Organik Rankine (R123) çevrim noktalarının termodinamik özellikleri

| Numara | Ekipman                     | Basınç<br>bar | Sıcaklık<br>°C | Entalpi<br>kJ/kg | Kütle Akış<br>kg/s | Enerji Akış<br>kW | Yoğunluk<br>kg/m <sup>3</sup> | Entropi<br>kJ/kgK | Ekserji<br>kJ/kg |
|--------|-----------------------------|---------------|----------------|------------------|--------------------|-------------------|-------------------------------|-------------------|------------------|
| 1      | Pompa KC giriş              | 10,50         | 30,04          | 372,50           | 0,35               | 131,29            | 640,88                        | 1,77              | 203,52           |
| 2      | Pompa KC çıkış              | 90,00         | 32,38          | 387,95           | 0,35               | 136,73            | 644,60                        | 1,78              | 216,02           |
| 3      | L HEX KC çıkış              | 89,95         | 85,19          | 650,21           | 0,35               | 229,17            | 563,30                        | 2,57              | 248,05           |
| 4      | Buharlaştırıcı KC giriş     | 88,95         | 85,18          | 650,21           | 0,35               | 229,17            | 563,14                        | 2,57              | 247,91           |
| 5      | Buharlaştırıcı KC çıkış     | 88,95         | 430,00         | 2703,95          | 0,35               | 953,02            | 27,18                         | 7,03              | 1003,64          |
| 6      | Türbin KC giriş             | 90,00         | 88,95          | 430,00           | 2703,95            | 0,35              | 953,02                        | 7,03              | 1003,64          |
| 7      | Türbin KC çıkış             | 10,50         | 220,84         | 2199,76          | 0,35               | 775,31            | 4,47                          | 7,18              | 453,64           |
| 8      | Separatör KC çıkış          | 88,95         | 128,60         | 908,56           | 0,00               | 0,00              | 460,16                        | 3,25              | 308,69           |
| 9      | H HEX KC çıkış              | 87,95         | 127,95         | 908,56           | 0,00               | 0,00              | 445,84                        | 3,25              | 308,53           |
| 13     | Yoğuşturucu KC giriş        | 10,50         | 220,84         | 2199,76          | 0,35               | 775,31            | 4,47                          | 7,18              | 453,64           |
| 31     | Buharlaştırıcı KC Gas giriş | 1,20          | 450,00         | 488,24           | 2,00               | 976,48            | 0,57                          | 7,98              | 202,11           |
| 32     | Buharlaştırıcı KC Gas çıkış | 1,20          | 120,00         | 126,31           | 2,00               | 252,62            | 1,04                          | 7,31              | 34,07            |
| 23     | Su Yoğuşturucu KC giriş     | 2,00          | 15,01          | 63,20            | 15,41              | 973,77            |                               | 0,22              | 0,16             |
| 24     | Su Yoğuşturucu KC çıkış     | 1,50          | 25,01          | 105,00           | 15,41              | 1617,79           | 997,07                        | 0,37              | 0,40             |
| 14     | Pompa ORC giriş             | 1,00          | 27,46          | 227,65           | 0,85               | 193,32            | 1457,58                       | 1,10              | 0,15             |
| 15     | Pompa ORC çıkış             | 35,10         | 29,23          | 230,57           | 0,85               | 195,79            | 1463,08                       | 1,10              | 2,51             |
| 21     | HEX ORC giriş               | 35,05         | 38,00          | 239,54           | 0,85               | 203,41            | 1441,01                       | 1,13              | 2,96             |



|    |                          |       |        |        |      |        |        |      |       |
|----|--------------------------|-------|--------|--------|------|--------|--------|------|-------|
| 11 | Buharlaştırıcı ORC giriş | 35,05 | 180,17 | 415,30 | 0,85 | 352,66 | 780,89 | 1,58 | 45,66 |
| 10 | Süperısıtıcı ORC giriş   | 35,05 | 180,98 | 455,15 | 0,85 | 386,50 | 361,94 | 1,67 | 59,96 |
| 19 | Türbin ORC giriş         | 35,00 | 185,00 | 469,44 | 0,85 | 398,63 | 288,45 | 1,70 | 65,11 |
| 20 | Türbin ORC çıkış         | 1,00  | 55,09  | 417,66 | 0,85 | 354,67 | 5,79   | 1,73 | 6,98  |
| 17 | Ön Isıtıcı ORC çıkış     | 1,00  | 42,61  | 408,70 | 0,85 | 347,05 | 6,04   | 1,70 | 6,10  |
| 26 | Su Yoğuşturucu ORC giriş | 2,00  | 15,00  | 63,21  | 4,60 | 290,60 | 999,15 | 0,22 | 0,16  |
| 27 | Su Yoğuşturucu ORC çıkış | 1,50  | 23,01  | 96,64  | 4,60 | 444,33 | 997,56 | 0,34 | 0,23  |

Şekil 4.9'da ceket suyu ilaveli sistem (kojenerasyon), net termal verim ve ekserji verimliliği açısından gösterilmektedir.

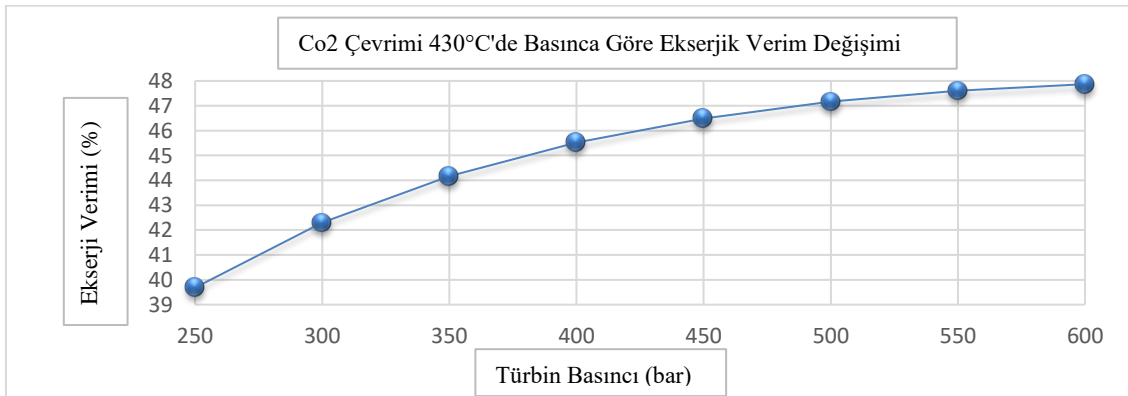
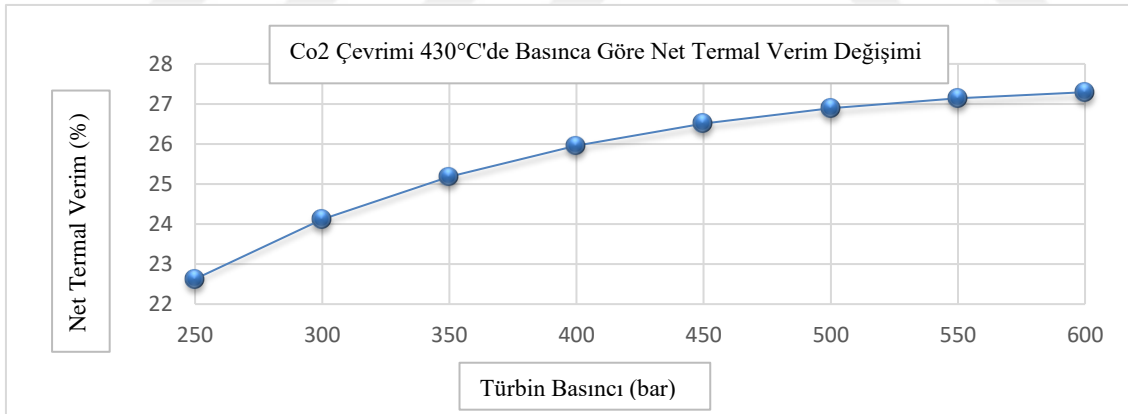
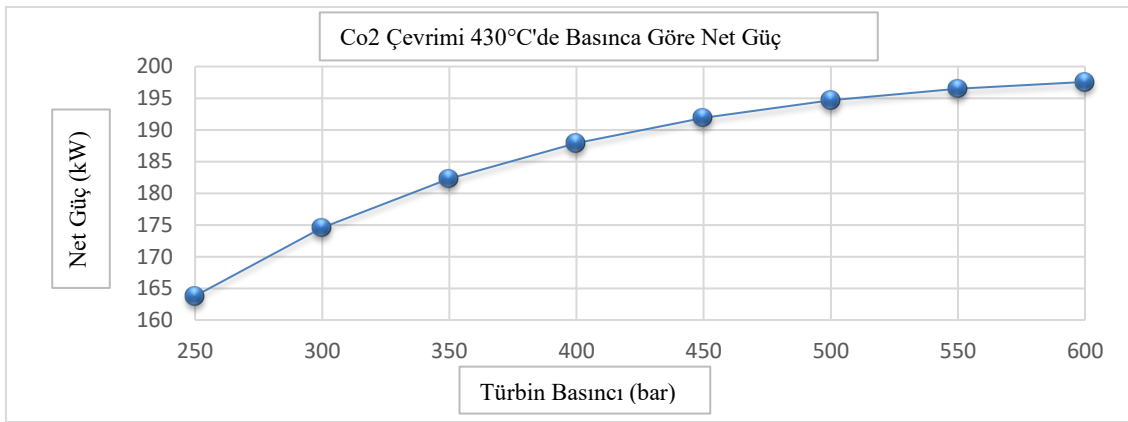


Şekil 4.9. Farklı türbin basınç ve sıcaklıklarına göre Kalina ve Organik Rankine çevriminin soğutma suyu ile birleşiminden oluşan kojenerasyon sisteminin termal ve ekserji verimliliği sonuçları

Sisteme ceket suyu ısıtması eklenirse, Şekil 4.9'da gösterildiği gibi enerji ve ekserji verimliliği artar. ORC'nin 35 bar TIP ve 190 °C TIT'sinde maksimum termal verim %49.74 ve ekserji verimi %59,75 olarak bulunmuştur.

#### 4.4. Karbondioksit-Rankine çevrimi optimizasyonu

Bu çalışmada gaz türbininden CO<sub>2</sub> çevrim sistemine 430°C'de girip 200°C'ye kadar düşürülerek enerjisi kullanılmış, giren atık ısı ve CO<sub>2</sub> çevrim sistemi detaylı olarak analiz edilmiştir. Sistem analizinde Co<sub>2</sub> türbin giriş basınçları olarak 600bar-250bar arası analiz edilmiş olup çıkan sonuçlar net güç, termal ve ekserjik verim değerleri açısından incelenmiştir. Şekil 4.10'da tek başına çalışan Co<sub>2</sub> çevriminde türbin basıncı değiştiğinde, sistemdeki net güç üretimi, termal verim ve ekserjik verimin değişim grafiği görülmektedir.



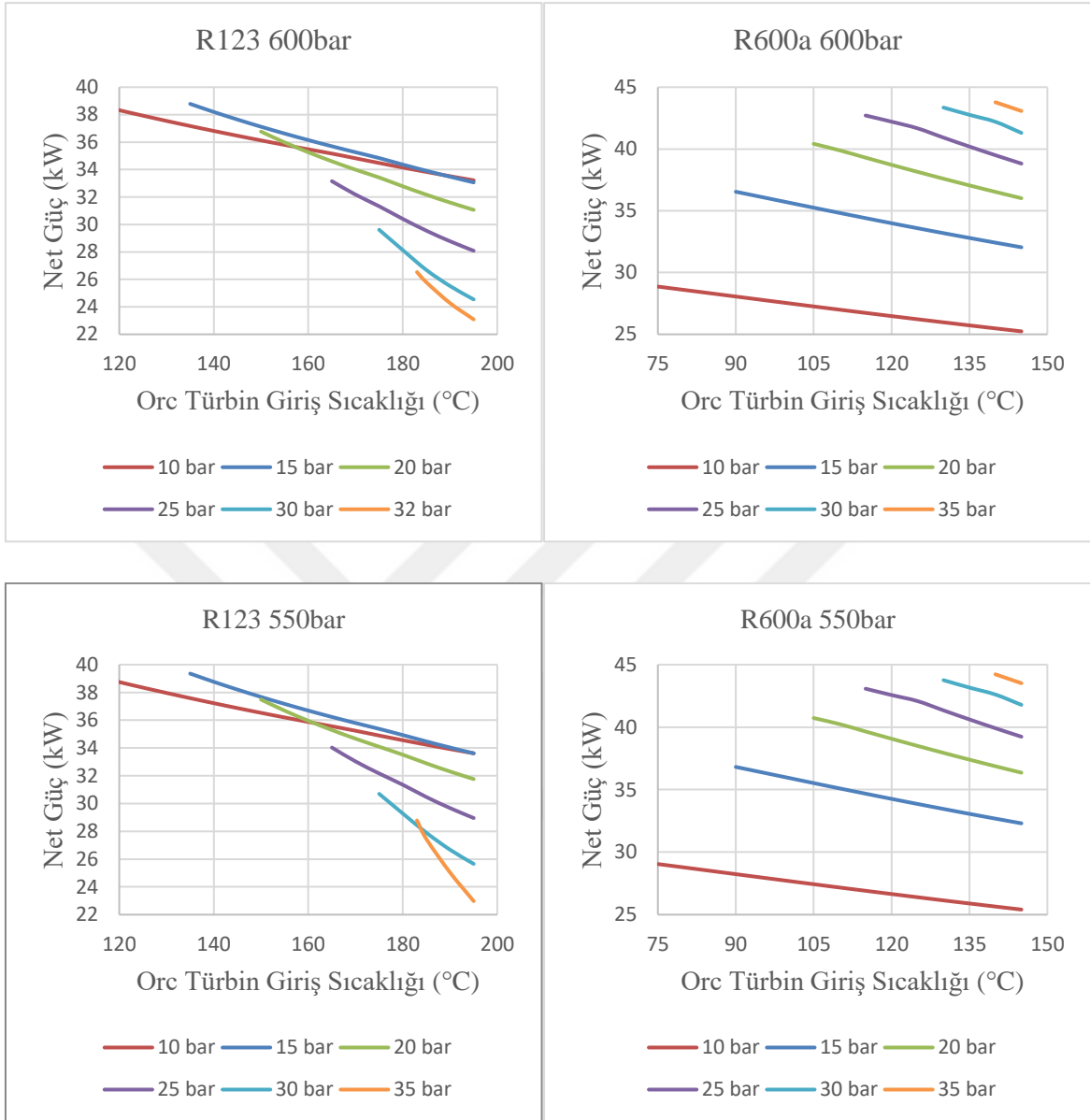
Şekil 4.10. Farklı türbin basınçlarına göre Co2 çevriminden elde edilen net güç, termal verim ve ekserjik verim grafikleri

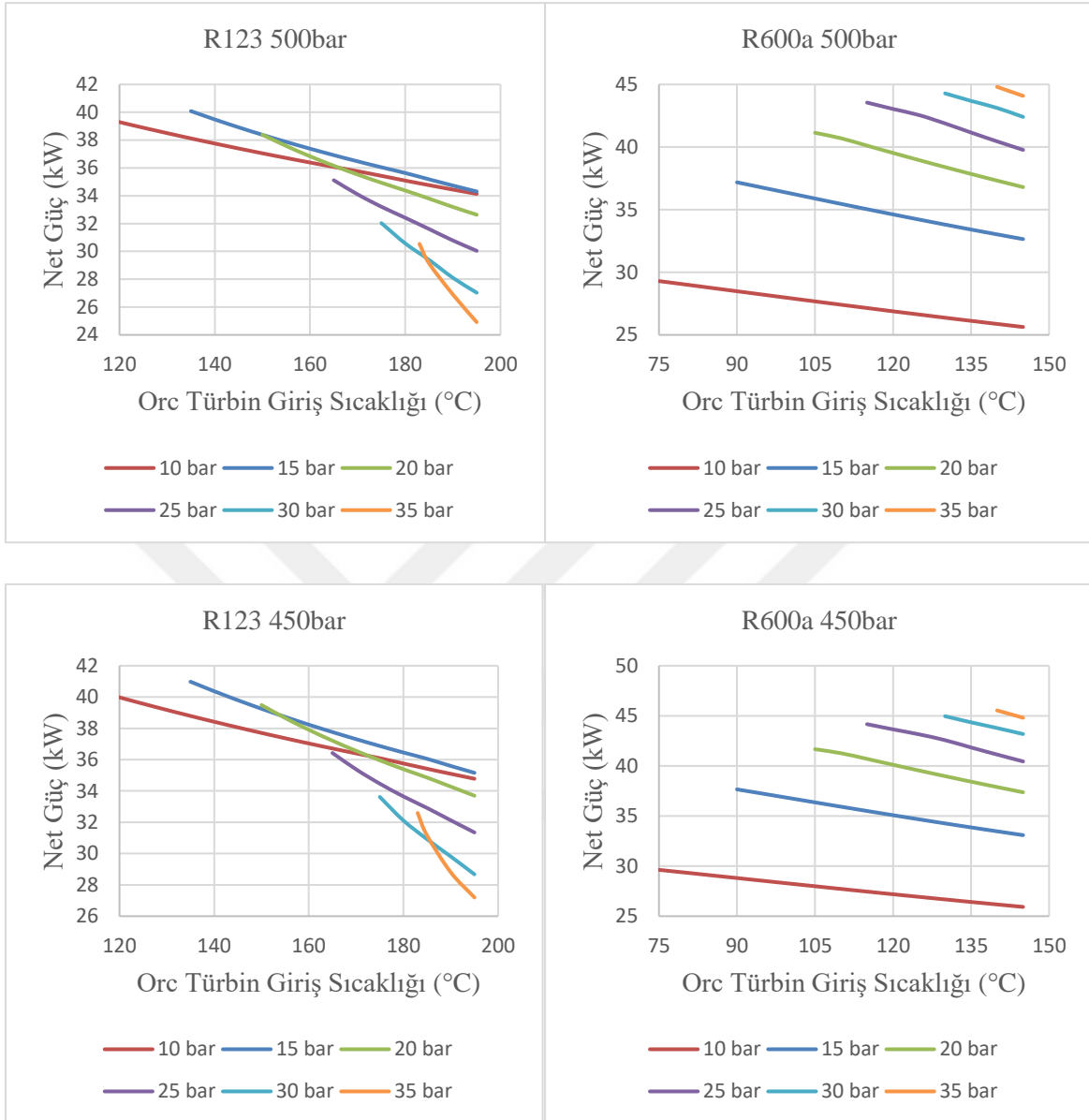
Buna göre, 250bar türbin giriş basınç değerinde sistemin ürettiği güç 163,79kw, sistemin termal verimi %22,63 ve ekserjik verim %39,68 iken, basıncın artırılması ile parabolik olarak değerlerde artış gözlenmektedir. Sistemin en iyi çalıştığı nokta 600 bar türbin giriş basıncında olmak üzere bu noktada elde edilen net güç, termal verim ve ekserjik verim değerleri sırası ile, 197,57kw, %27,29 ve %47,87 olarak hesaplanmıştır. Çıkan bu değerler literatürde daha önce bulunan değerler ile paralellik göstermektedir.

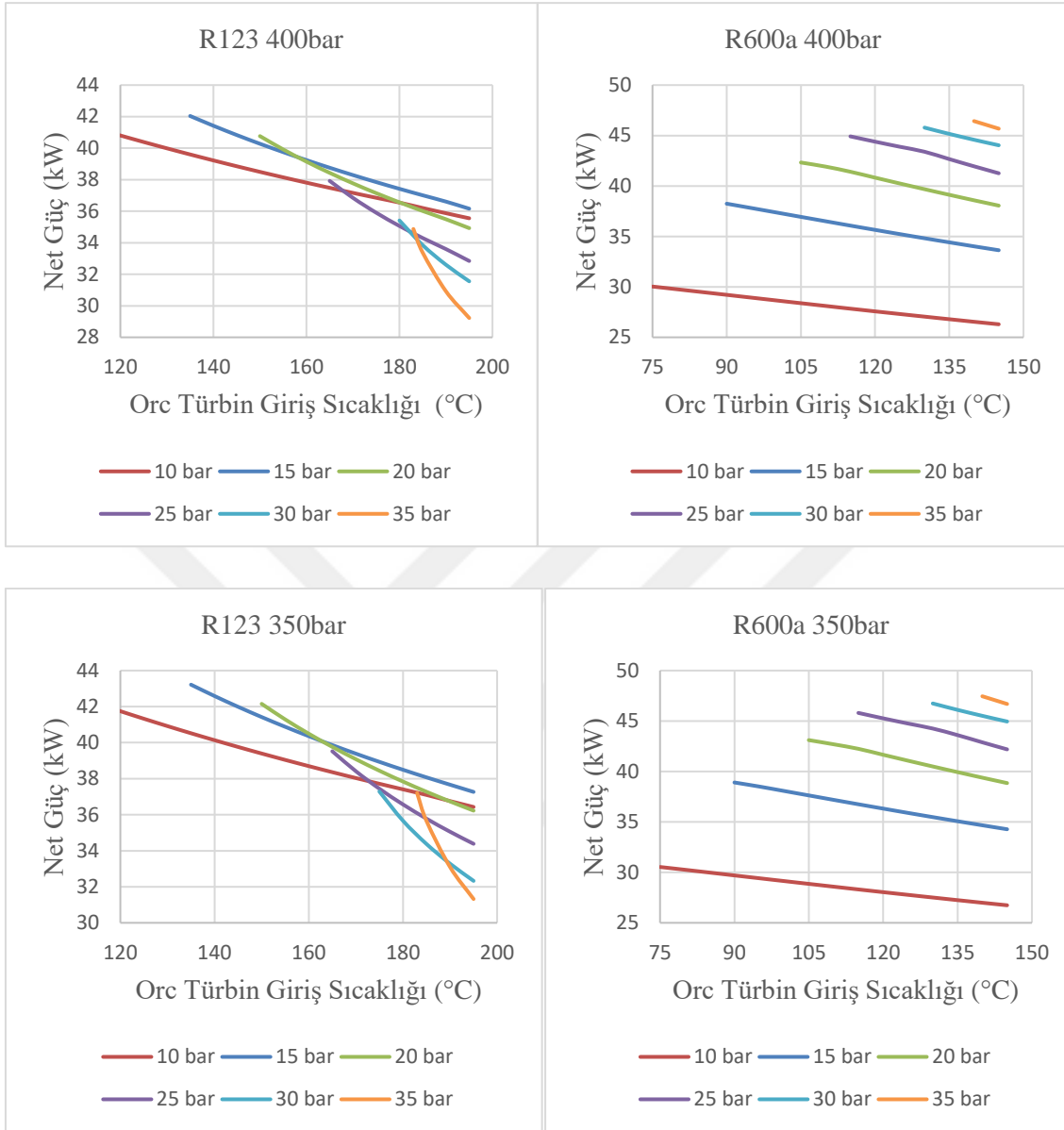
#### 4.5. R123 ve R600a akışkanlı ORC optimizasyonu

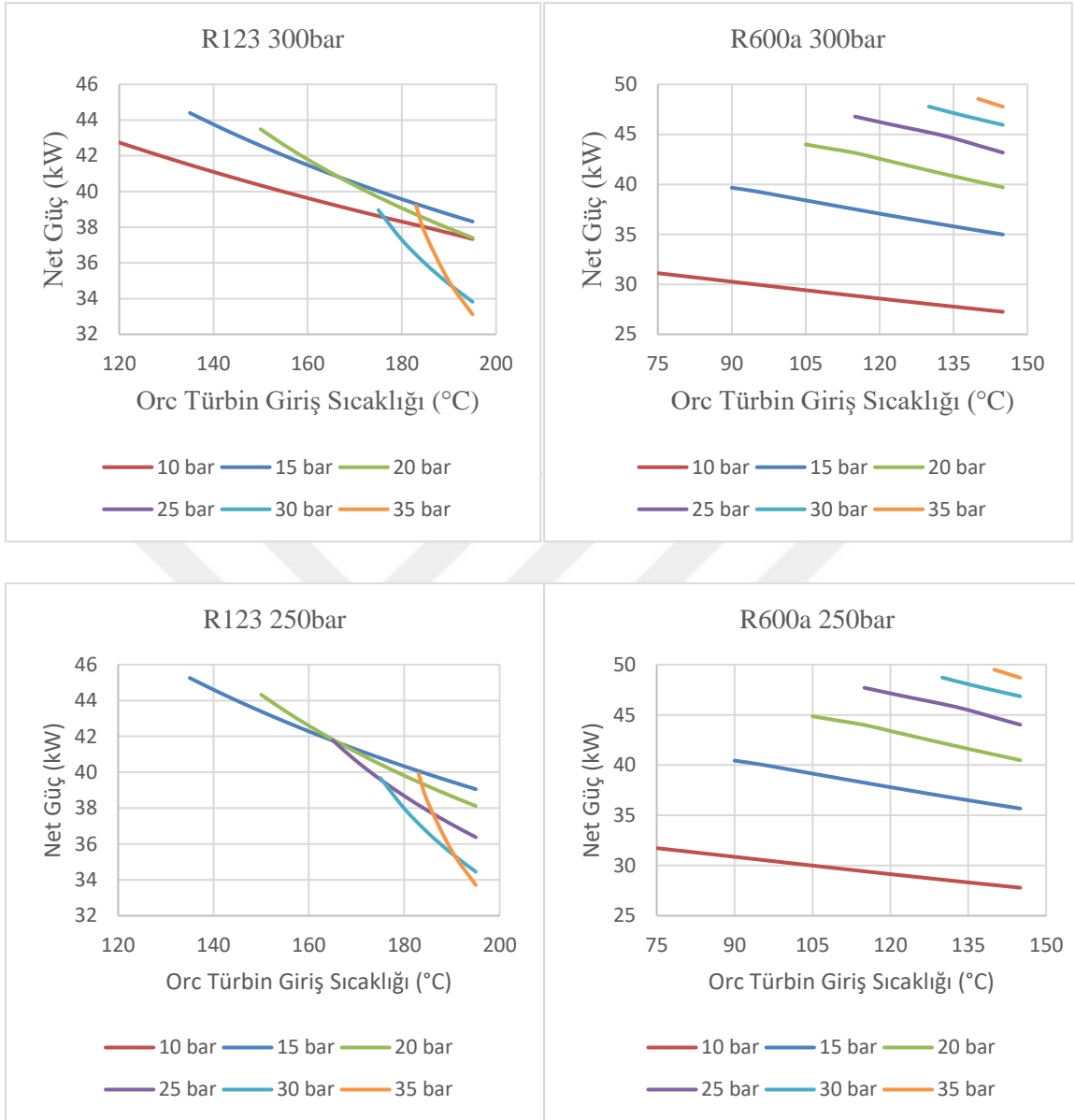
Co2 çevrimine entegre edilecek Organik Rankine Çevriminde kullanılacak akışkanı seçmek üzere iki farklı akışkan ile Organik Rankine Çevrimi simülasyonu yapılmıştır. Çalışmanın başında kombine Kalina çevrimine entegre edilen Organik Rankine Çevriminde kullanılan akışkan olan R123 ile kıyaslamak adına küresel ısınma potansiyeli çok düşük olan (5), R600a akışkanı ile de simülasyon yapılmıştır. Şekil 4.11, Şekil 4.12 ve 4.13’de bu iki farklı akışkan ile yapılan çalışmanın sonucunda ortaya çıkan sonuçları sırasıyla net güç, termal verim ve ekserjik verim olmak üzere kıyaslandığı grafikler gösterilmektedir.

Sistemde türbin giriş sıcaklıkları ve basınçları seçilirken ilgili akışkanların bozunma noktaları ve kritik sıcaklıkları dikkate alınmış olup, bu sıcaklık ve basınç değerlerinin üstü ve altı incelemeye alınmamıştır. R123 için test sıcaklığı aralığı 120 °C ile 190 °C arası seçilmişken bu değerler R600a akışkanı için 75°C ile 140°C arasındadır.







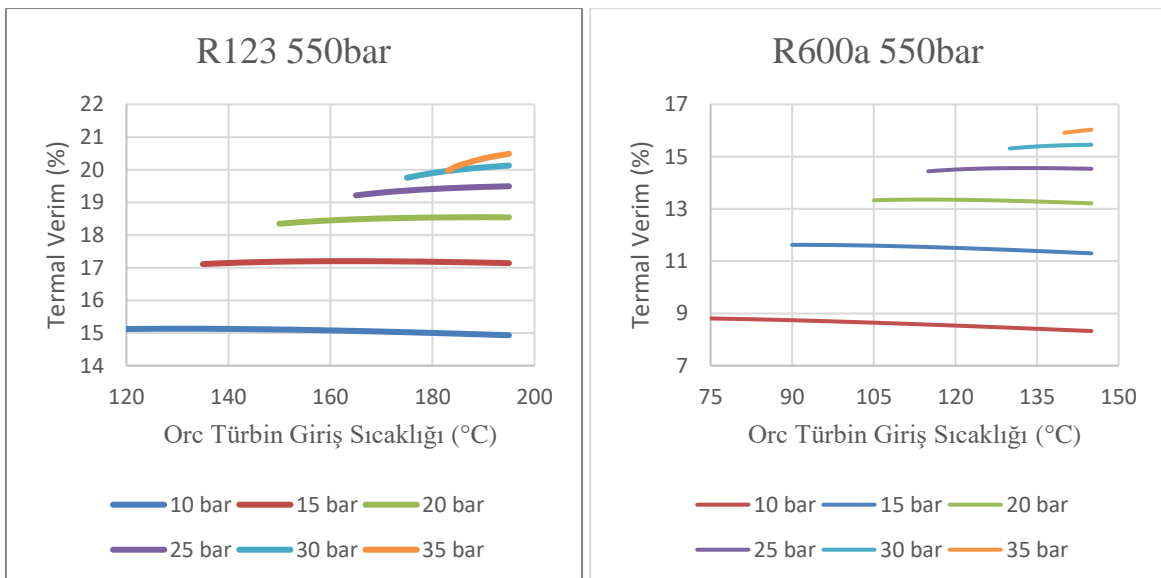
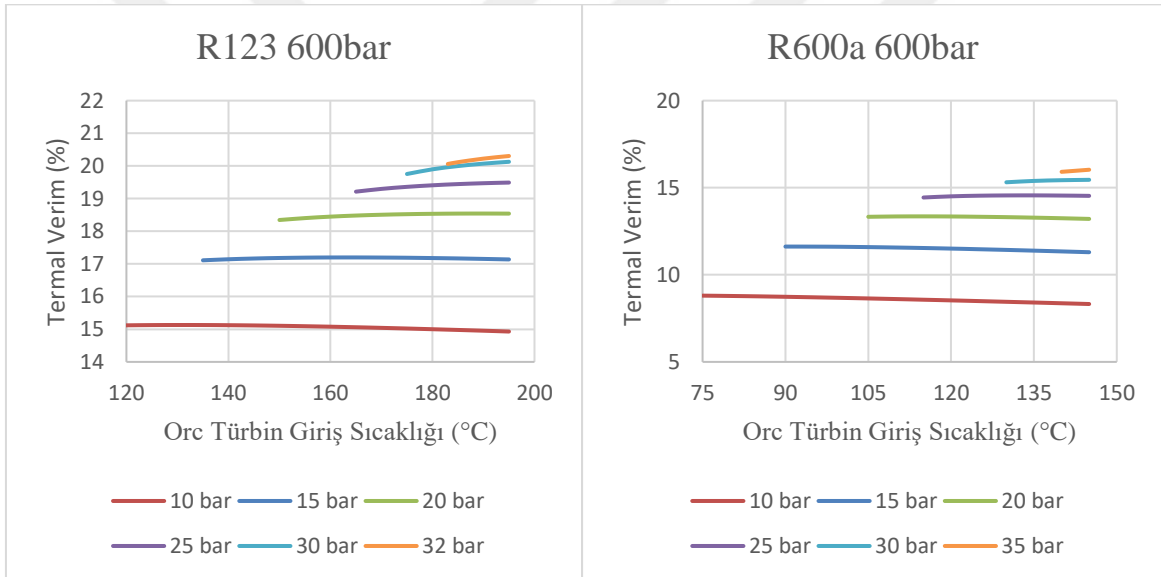


Şekil 4.11. Farklı türbin sıcaklıklarına ve basınçlarına göre karşılaştırmalı R123 ve R600a akışkanlı Organik Rankine çevriminden elde edilen net güç grafikleri

Yukarıdaki net güç grafikleri incelendiğinde her iki akışkan için türbin giriş sıcaklığı arttığında net güç üretiminde azalma trendi olduğu görülmektedir. Türbin giriş basıncının net güç üretimi üzerindeki etkisi analiz edildiğinde iki akışkan da farklı eğilim göstermektedir. R600a akışkanının türbin basıncı artırıldığında net güç eldesinde artış meydana gelirken R123 akışkanının da bu tarz bir trendden söz edilemez.

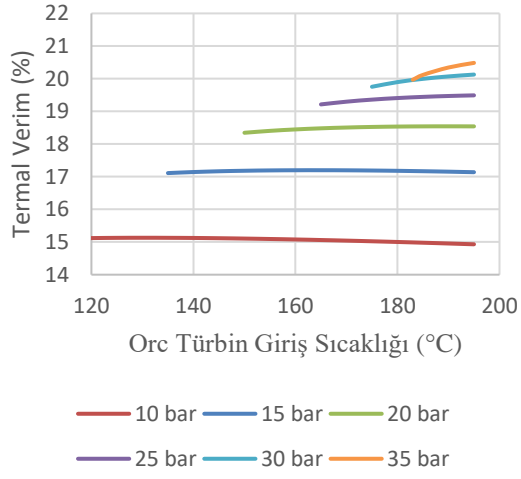
R123 akışkanı kullanılan çevrim simülasyonunda türbin sıcaklığı arttıkça buharlaştırıcıdaki pitch point sıcaklığı minimum 10°C olarak ayarlandığı için CO2'nin ORC ön ısıtıcısının çıkış sıcaklığı yükseldiğinden ORC'ye giren ısı miktarı azalmaktadır. Bu nedenle türbin basıncı arttığında üretilen net güç düşmektedir.

Yapılan analizler sonunda elde edilen en iyi değerlere bakıldığında R123 akışkanı kullanan çevrim en yüksek güç değerine 250bar CO2 türbin giriş basıncında 15bar ORC türbin giriş basıncı ve 135°C türbin giriş sıcaklığında 45,25kw olarak ulaşırken bu değer R600a akışkanı kullanan çevrim için yine 250bar CO2 türbin giriş basıncında 35bar ORC türbin giriş basıncı ve 145°C türbin giriş sıcaklığında 48,70kW olarak hesaplanmıştır.

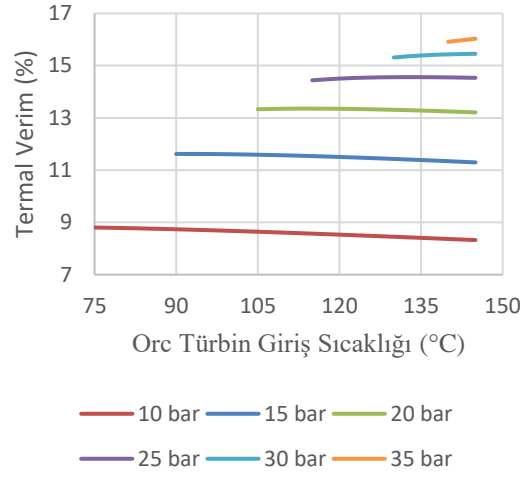




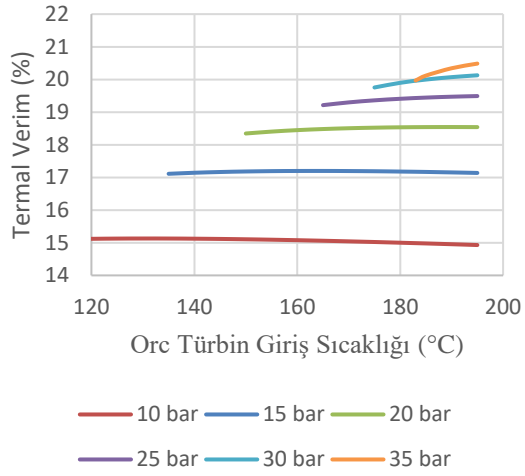
R123 500bar



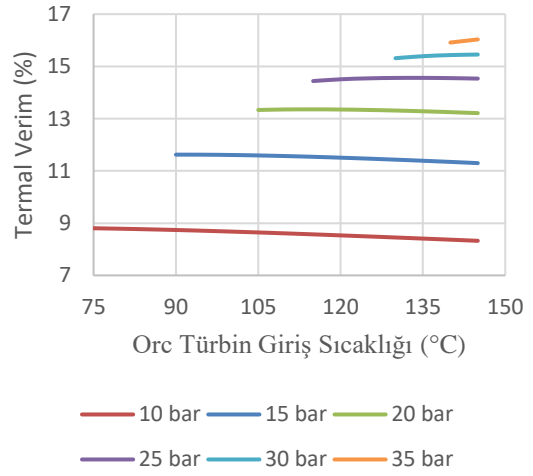
R600a 500bar



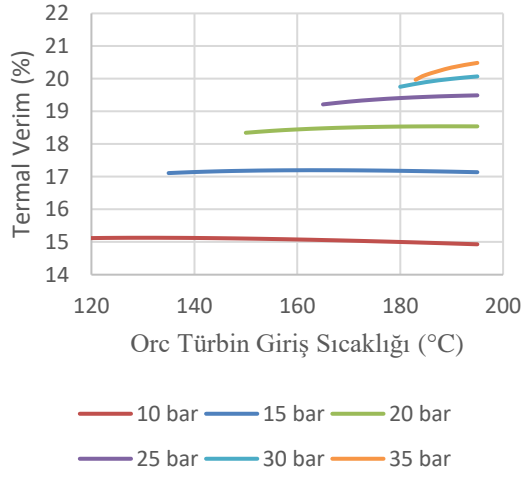
R123 450bar



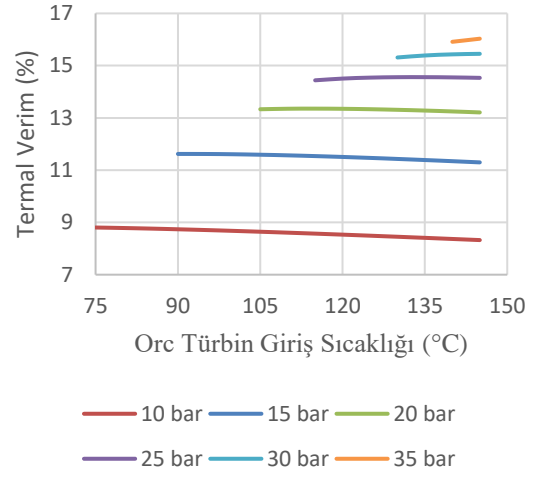
R600a 450bar



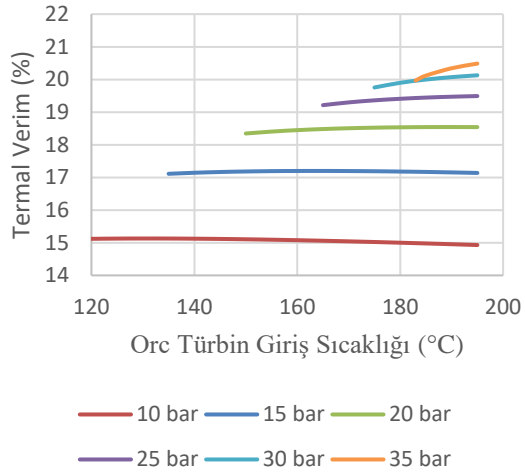
R123 400bar



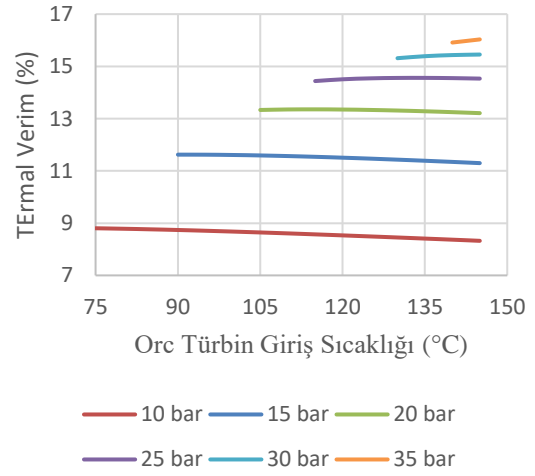
R600a 400bar

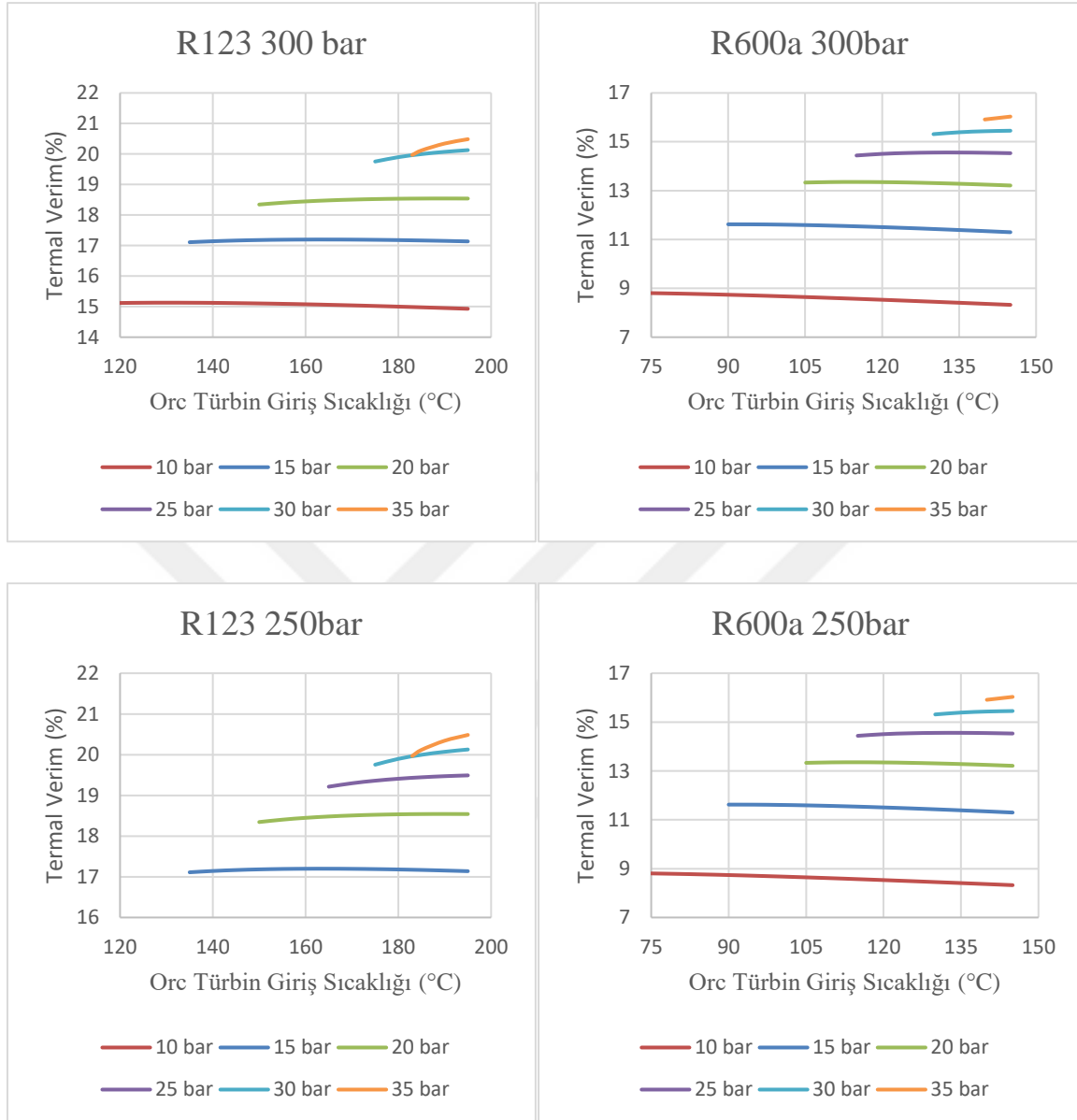


R123 350bar



R600a 350bar

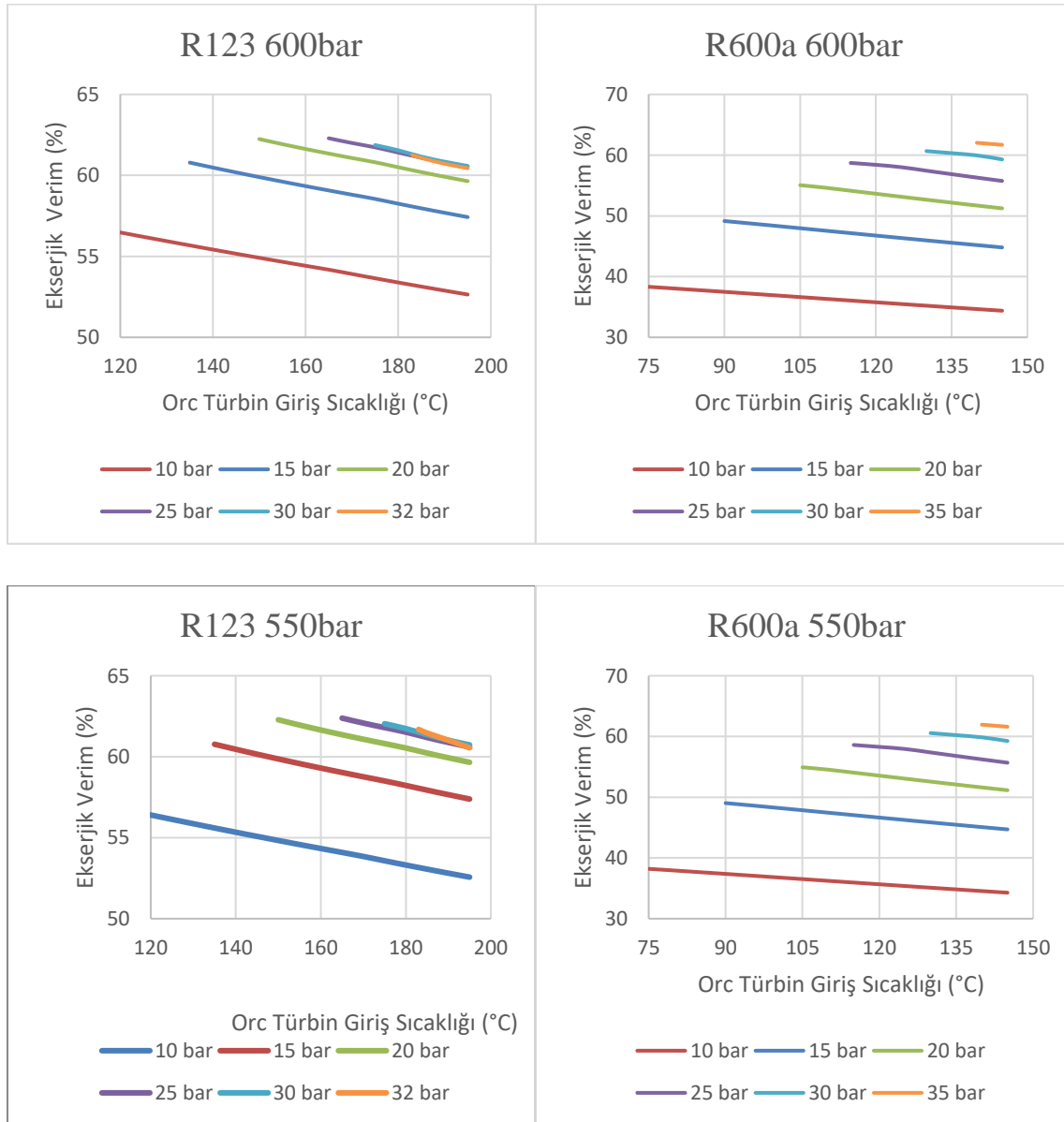


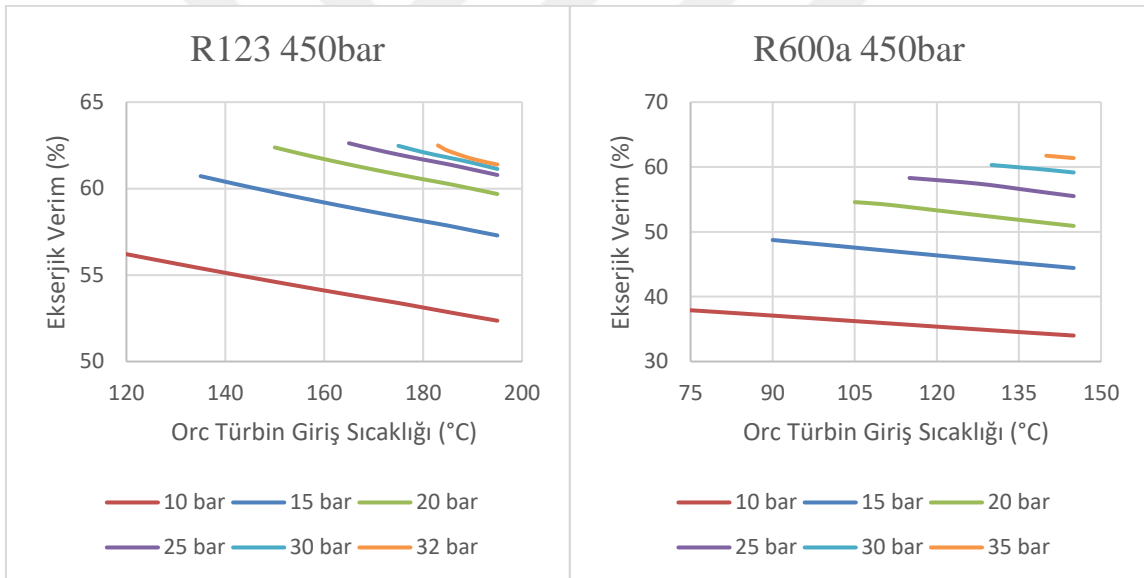
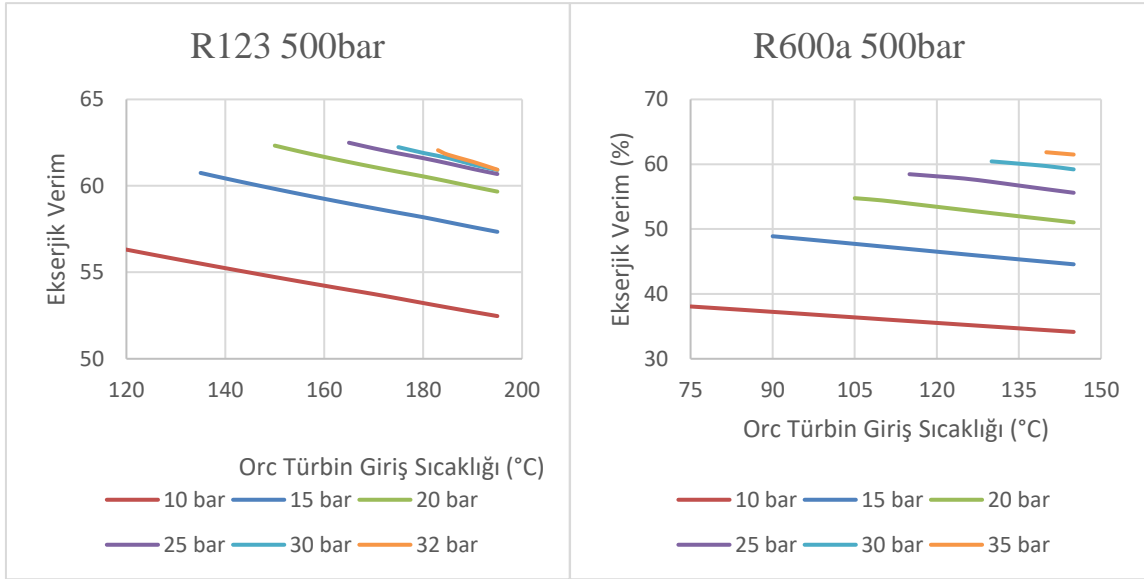


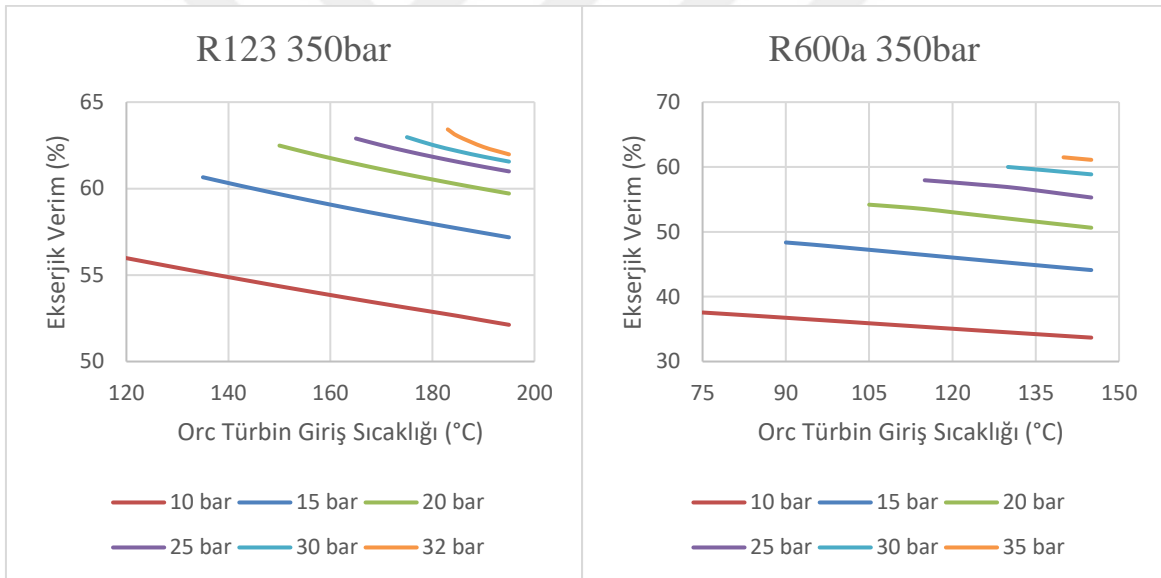
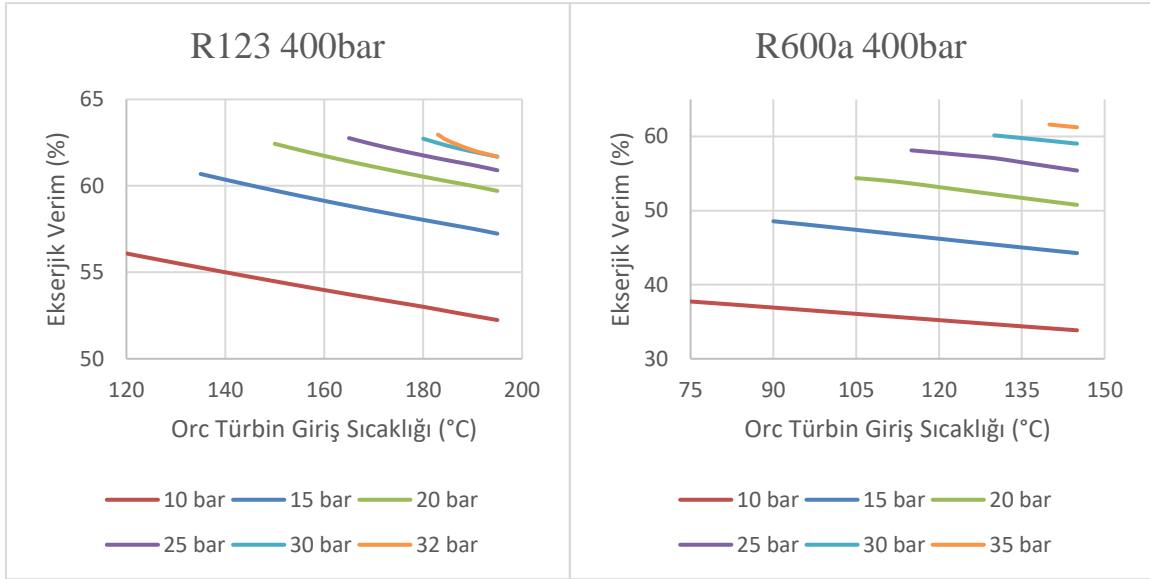
Şekil 4.12. Farklı türbin sıcaklıklarına ve basınçlarına göre karşılaştırmalı R123 ve R600a akışkanlı Organik Rankine çevriminden elde edilen net termal verim grafikleri

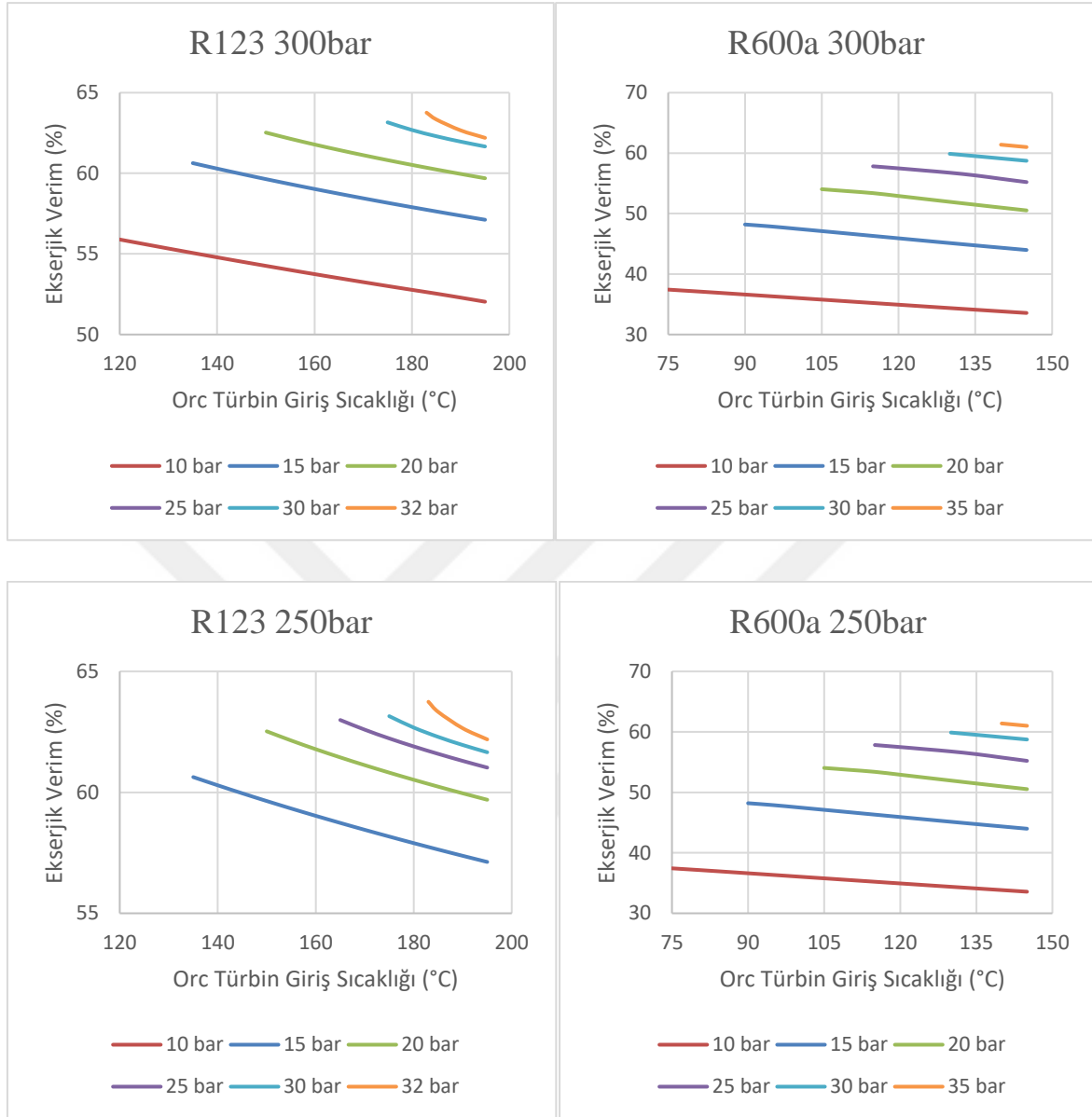
R123 ve R600a akışkanını kullanan Organik Rankine çevriminin termal verimini değişen türbin basıncı ve sıcaklıklarına göre değerlendirdiğimizde, her iki akışkan için de türbin basıncı arttırıldığında verimin yükseldiği ve türbin giriş sıcaklığı arttırıldığında verimin nispeten sabit kaldığı söylenebilir.

Yapılan analiz sonucunda en iyi termal verim değerleri R123 akışkanı için 35bar türbin giriş basıncında ve 190°C türbin sıcaklığında %20.48, R600a akışkanı için ise 35bar türbin giriş basıncında 145°C türbin giriş sıcaklığında %16.03 olarak hesaplanmıştır. Her iki akışkan için de en iyi değerler 250bar CO2 türbin giriş basıncında elde edilmiştir.









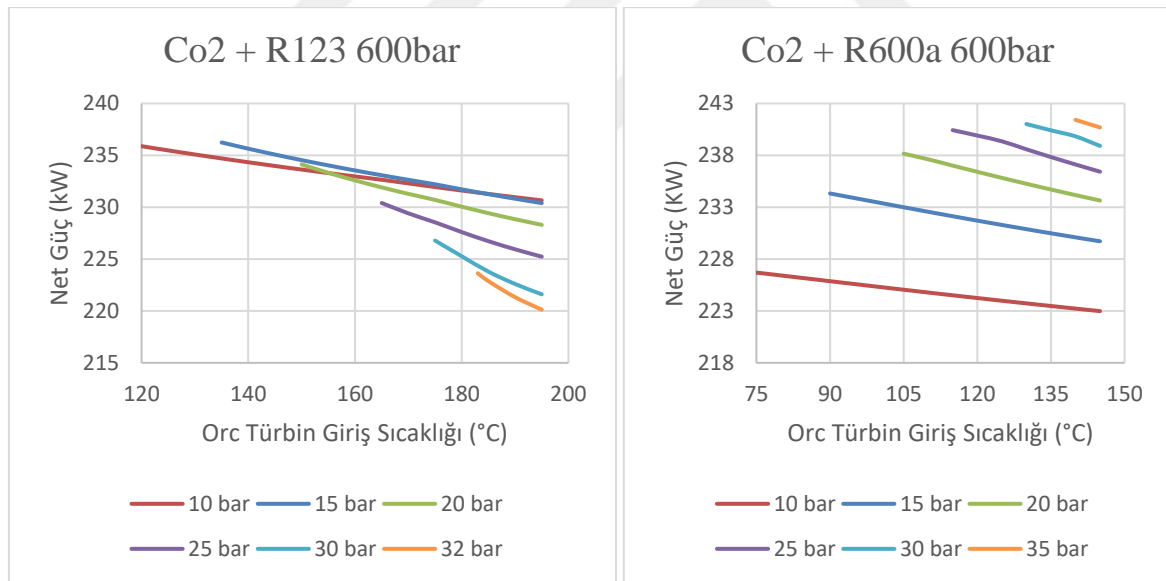
Şekil 4.13. Farklı türbin sıcaklıklarına ve basınçlarına göre karşılaştırmalı R123 ve R600a akışkanlı Organik Rankine çevriminden elde edilen ekserjik verim grafikleri

R123 ve R600a akışkanları kullanılan Organik Rankine çevrimi analiz sonuçları incelendiğinde her iki akışkan için de türbin giriş sıcaklığı arttırıldığında ekserjik verimin düştüğü gözlemlenmiştir. Türbin giriş basıncının elde edilen ekserji verimi üzerindeki etkisi ise iki akışkan için de aynıdır. R123 ve R600a akışkanları kullanan çevrimlerde türbin basıncının arttırılması verim artışına yol açmaktadır.

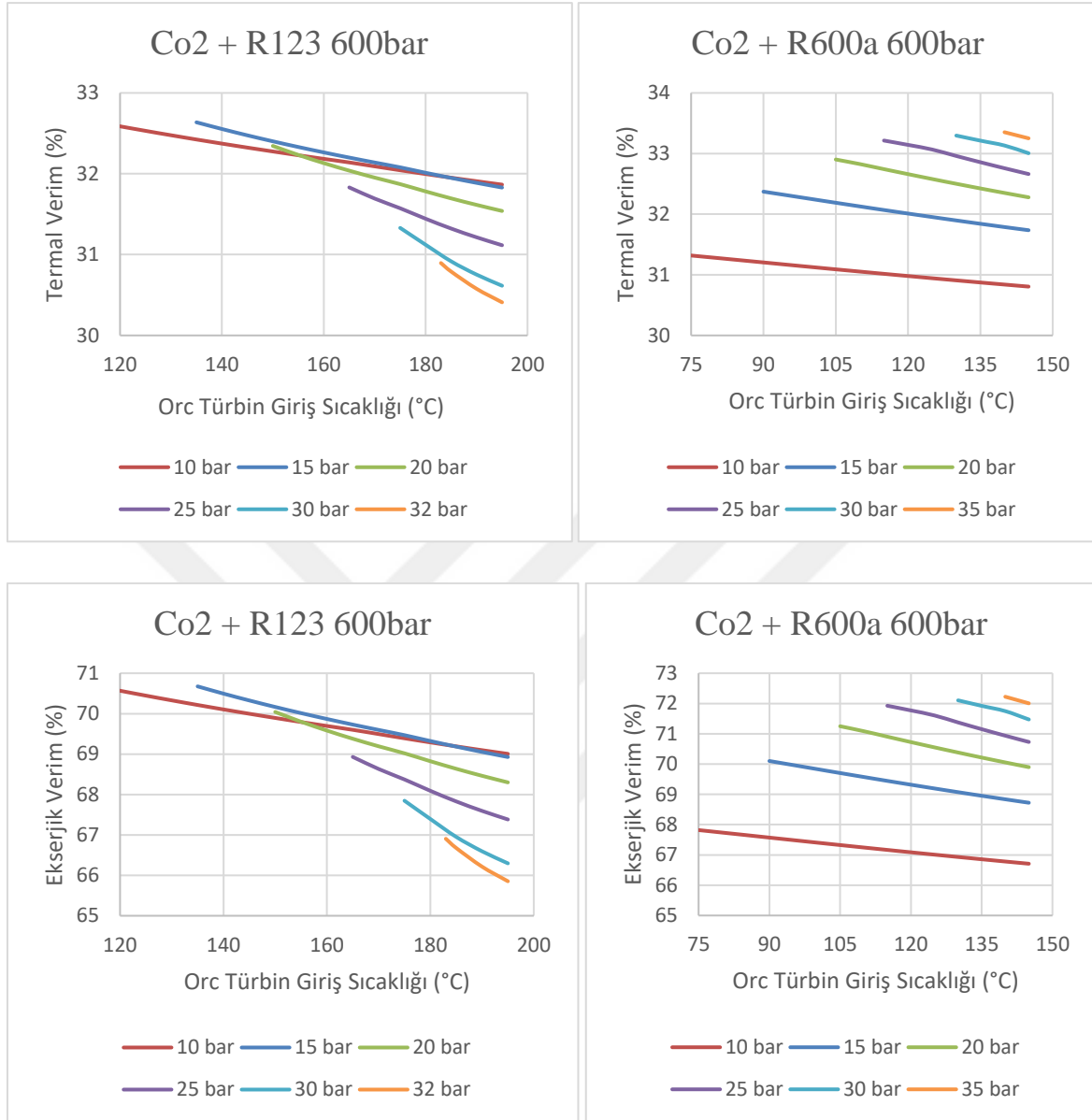
Çevrimlerin en iyi ekserji verimine hangi değerlerde ulaştığına bakılacak olursa, R123 için 32bar türbin giriş basıncında ve 185 °C'de %63.32, R600a için ise 35bar türbin giriş basıncı ve 145 °C türbin giriş sıcaklığında %61.01 olarak hesaplanmıştır.

#### 4.6. Kombine CO<sub>2</sub> + ORC (r123) sistemi optimizasyonu

Tıpkı kombine Kalina ve Organik Rankine çevriminde olduğu gibi sistem verimini arttırmak adına Co<sub>2</sub> çevrimine en iyi değerlerin elde edildiği R123 akışkanlı Organik Rankine çevrimi eklendi ve çıkan sonuç aşağıda Şekil 4.14'de karşılaştırmalı olarak R123 ve R600a akışkanlı ORC ile kombine edilen CO<sub>2</sub> çevriminin analizi sonucunda elde edilen net güç, termal ve ekserjik verim grafiklerinde gösterildi.







Şekil 4.14. Karşılaştırmalı kombine CO2-R123 ve CO2-R600a çevrimleri net güç, termal ve ekserji verim grafikleri.

Yukarıdaki grafikler incelendiğinde R123 akışkanı kullanan ORC ile kombine edilen CO2 çevriminin sırasıyla net güç, termal verim ve ekserji verimi açısından en iyi sonuçları 15 bar türbin girişi iç basıncında ve 135°C türbin girişi iç sıcaklığında 235.64kW, %32.55 ve %70.49 olarak hesaplanmıştır.

R600a akışkanı için en iyi değerler 145°C türbin giriş sıcaklığı ve 35bar türbin girişi iç basınç değerinde üretilen net güç 241.42kW, elde edilen termal verim %33.25 ve hesaplanan ekserji verimi %72.22 olarak hesaplanmıştır.

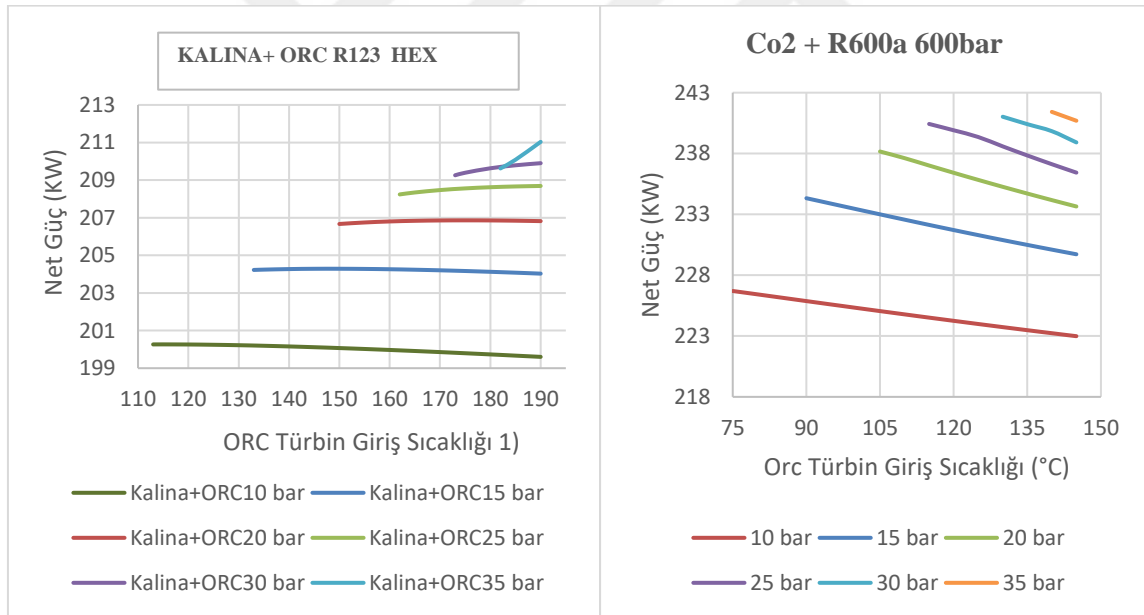
Çizelge 4.3’de simülasyon programı kullanılarak elde edilen kombine en iyi Co2 ve ORC(R123) çevriminin en iyi performans gösteren çevriminin termodinamik sonuçları gösterilmektedir.

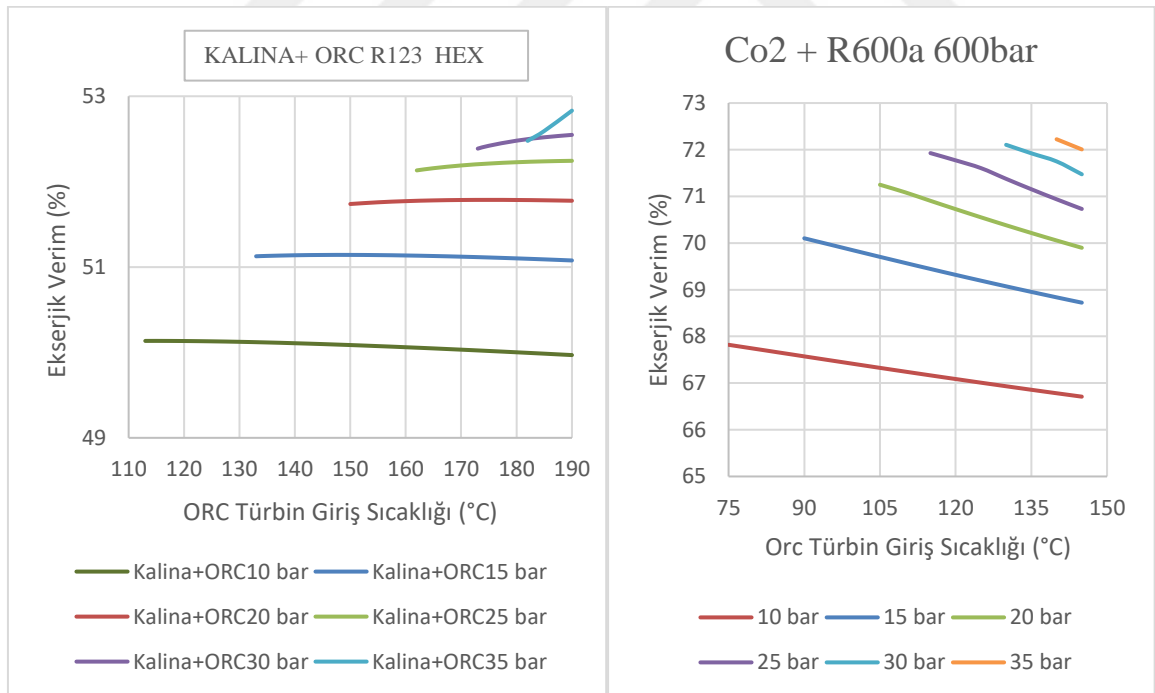
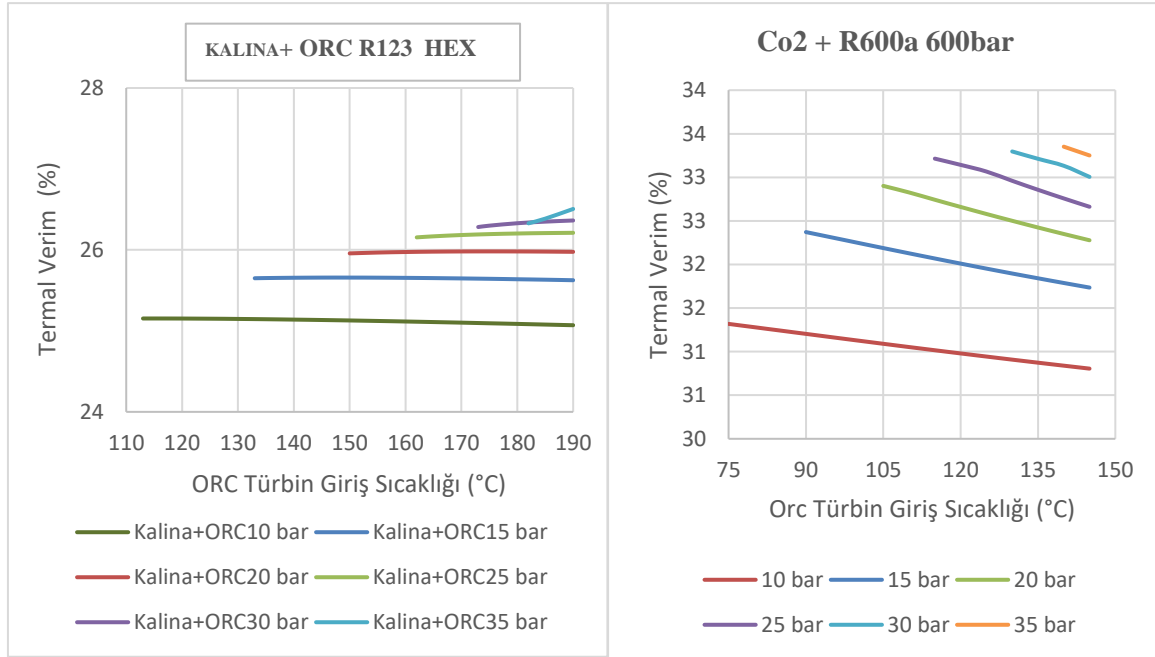
Çizelge 4.3. Kombine CO2 ve Organik Rankine (R123) çevrim noktalarının termodinamik özellikleri

| Numara | Komponent                 | Basınç<br>bar | Sıcaklık<br>°C | Entalpi<br>kJ/kg | Kütle<br>Akış<br>kg/s | Enerji<br>Akış<br>kW | Yoğunluk<br>kg/m <sup>3</sup> | Entropi<br>kJ/kgK | Ekserji<br>kJ/kg |
|--------|---------------------------|---------------|----------------|------------------|-----------------------|----------------------|-------------------------------|-------------------|------------------|
| 1      | ekonomizer girişi         | 600.05        | 107.88         | 384.49           | 1.54                  | 590.27               | 845.31                        | 1.37              | 278.53           |
| 2      | ekonomizer çıkışı         | 600.00        | 110.00         | 388.02           | 1.54                  | 595.70               | 840.07                        | 1.38              | 279.34           |
| 3      | buharlaştırıcı çıkışı     | 600.00        | 430.00         | 859.52           | 1.54                  | 1319.55              | 394.36                        | 2.29              | 485.33           |
| 4      | türbin çıkışı             | 72.00         | 204.98         | 648.15           | 1.54                  | 995.06               | 84.79                         | 2.33              | 262.50           |
| 5      | ekonomizer çıkışı         | 72.00         | 201.83         | 644.62           | 1.54                  | 989.64               | 85.52                         | 2.32              | 261.14           |
| 6      | süper ısıtıcı çıkışı      | 72.00         | 199.81         | 642.36           | 1.54                  | 986.17               | 86.00                         | 2.31              | 260.28           |
| 7      | buharlaştırıcı çıkışı     | 72.00         | 136.68         | 570.43           | 1.54                  | 875.73               | 105.48                        | 2.15              | 236.23           |
| 8      | ekonomizer_1 çıkışı       | 72.00         | 116.44         | 546.31           | 1.54                  | 838.71               | 114.65                        | 2.09              | 229.80           |
| 9      | ekonomizer_2 çıkışı       | 72.00         | 78.33          | 496.98           | 1.54                  | 762.98               | 140.65                        | 1.96              | 219.59           |
| 10     | yoğuşturucu_1 çıkışı      | 72.00         | 29.92          | 303.71           | 1.54                  | 466.26               | 597.01                        | 1.34              | 207.16           |
| 11     | ORC pompa girişi          | 1.00          | 27.46          | 227.66           | 0.99                  | 224.91               | 1457.57                       | 1.10              | 0.09             |
| 12     | ORC pompa çıkışı          | 15.05         | 28.20          | 228.86           | 0.99                  | 226.10               | 1459.86                       | 1.10              | 1.06             |
| 13     | ekonomizer 2 çıkış        | 15.05         | 99.80          | 305.51           | 0.99                  | 301.83               | 1253.32                       | 1.32              | 10.94            |
| 14     | buharlaştırıcı girişi     | 15.05         | 131.35         | 342.98           | 0.99                  | 338.85               | 1127.89                       | 1.42              | 20.15            |
| 15     | süper ısıtıcı girişi      | 15.05         | 131.68         | 454.77           | 0.99                  | 449.29               | 94.78                         | 1.70              | 50.99            |
| 16     | türbin girişi             | 15.00         | 135.00         | 458.28           | 0.99                  | 452.76               | 92.02                         | 1.71              | 51.93            |
| 17     | türbin çıkışı             | 1.00          | 54.21          | 417.03           | 0.99                  | 412.00               | 5.80                          | 1.72              | 5.58             |
| 18     | ORC soğutma suyu giriş    | 2.00          | 15.01          | 63.20            | 5.60                  | 353.65               | 999.15                        | 0.22              | 0.28             |
| 19     | ORC soğutma suyu çıkış    | 1.50          | 23.01          | 96.64            | 5.60                  | 540.74               | 997.56                        | 0.34              | 0.11             |
| 20     | CO2 soğutma suyu giriş    | 2.00          | 15.01          | 63.20            | 8.87                  | 560.88               | 999.15                        | 0.22              | 0.28             |
| 21     | CO2 soğutma suyu çıkış    | 1.50          | 23.01          | 96.64            | 8.87                  | 857.60               | 997.56                        | 0.34              | 0.11             |
| 22     | buharlaştırıcı gaz girişi | 2.00          | 450.00         | 488.24           | 2.00                  | 976.48               | 0.94                          | 7.83              | 243.59           |
| 23     | buharlaştırıcı gaz çıkışı | 1.99          | 120.00         | 126.31           | 2.00                  | 252.62               | 1.73                          | 7.16              | 76.46            |

#### 4.7. Kombine KC + ORC (R123) ve kombine CO<sub>2</sub>+ ORC(R600a) karşılaştırması

Çalışmada en iyi sonuç veren Kalina çevrimi ile entegre edilmiş R123 akışkanı kullanan organik Rankine çevriminin kombine çevrimi ile en iyi sonucu veren CO<sub>2</sub> çevrimi ile R600a akışkanının kullanıldığı organik Rankine çevriminin kombine çevrimi net güç, termal verim ve ekserjik verim sonuçlarına göre karşılaştırılmıştır. Şekil 4.15’de bu karşılaştırmayı farklı türbin giriş sıcaklıkları ve farklı türbin giriş basınçlarına göre çoklu grafikler halinde görmektedir.





Şekil 4.15. Karşılaştırmalı kombine KC-ORC ve CO<sub>2</sub>-ORC çevrimleri net güç, termal ve ekserji verim grafikleri.

En iyi kombine sistemler net güç açısından incelendiğinde 35bar türbin giriş basıncı ve 190 °C türbin giriş sıcaklığında R123 akışkanı kullanan organik Rankine çevrimi ile entegre

edilmiş Kalina çevriminde 211.03KW total güç üretimi elde edilirken bu değer R600a akışkanı ile çalışan organik Rankine çevrimi ile entegre edilmiş CO2 çevriminde yine 35bar türbin giriş basıncında ve 145 °C türbin giriş sıcaklığında 240.69KW'dır.

Kombine sistemlerde termal verim ve ekserjik verim karşılaştırması yaptığımızda R123 akışkanı kullanan organik Rankine çevrimi ile entegre edilmiş Kalina çevriminde en iyi değerler olarak sırasıyla %26.50 ve %52.83 elde edilirken R600a akışkanı ile çalışan organik Rankine çevrimi ile entegre edilmiş CO2 çevriminde %33.25 ve %72.01 termal verim ve ekserjik verim elde edilmiştir.

#### 4.6. Ekonomik Analiz

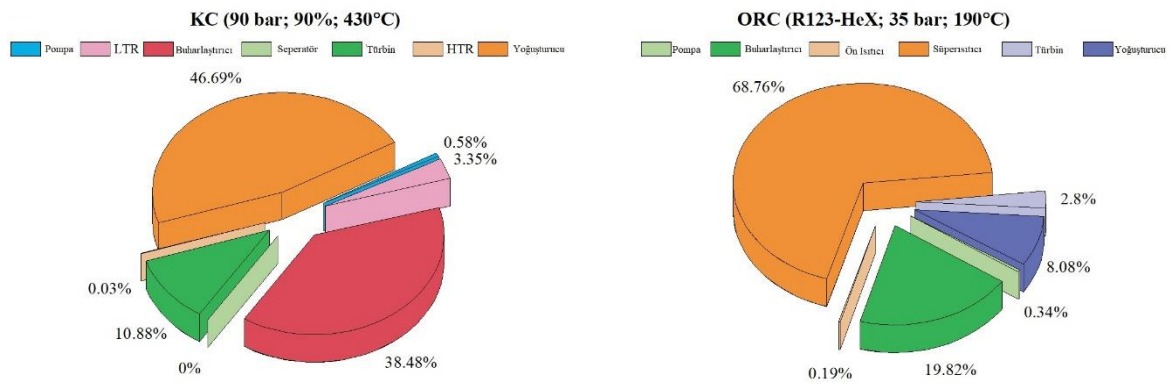
Günümüzde bilimsel araştırmalar, tasarlanmış bir sistemin kapasitesini belirlemeye veya bir sistemin genel verimliliğini artırmaya ek olarak çevre dostu ve ekonomik olarak uygulanabilir bir sistem geliştirmeye çalışmaktadır [73,74]. Planlanan sistemin ekonomik yönlerini ve faydalarını göstermek için KC ve ORC'nin ekonomik fizibilite analizi de bu çalışmaya dahil edilmiştir.

İlk adım olarak, RC ve KC için satın alınan ekipman maliyeti (PEC), Şekil 4.10 ve Çizelge 8'de gösterilen maliyetler kullanılarak belirlenmiştir.

Tüm ORC, KC ve ORC-KC'nin tazminat süresi daha sonra yıllık faiz oranı, yıllık çalışma saatleri, yaşam süresi ve elektriğin satış fiyatı dikkate alınarak değerlendirilmiştir. RC ve KC'nin satın aldığı ekipmanların giderleri Çizelge 4.4'de, dağılımları ise Şekil 4.15'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.4. Kalina ve Rankine çevrim ekipman maliyetleri

| Ekipman        | ORC (PEC)-DOLLAR | Ekipman        | KC (PEC)-DOLLAR |
|----------------|------------------|----------------|-----------------|
| Pompa          | \$6572.92        | Pompa          | \$4352.45       |
| Recüperatör    | \$3870.87        | LTR            | \$12,763.80     |
| Ön Isıtıcı     | \$1556.91        | HTR            | \$14,705.62     |
| Buharlaştırıcı | \$9663.83        | Buharlaştırıcı | \$9239.20       |
| Süperısıtıcı   | \$630.67         | Türbin         | \$163,151.63    |
| Türbin         | \$85,827.57      | Yoğuşturucu    | \$20,993.74     |
| Yoğuşturucu    | \$1478.87        |                |                 |



Şekil 4.16. Kalina ve Organik Rankine çevrimi ekipman maliyetleri

KC ve ORC'nin yatırım maliyeti değerlendirmeleri ve geri ödeme yılı hesaplamaları, bileşen yatırım maliyetleri dikkate alınarak yapılmıştır. Çizelge 4.4, 4,2 yıl olarak bulunan kombine KC ve ORC sistemi için geri ödeme süresi hesaplamasını göstermektedir.

Çizelge 4.5. Geri ödeme süresi hesabı

| Kabuller- Maksimum Nokta |                           |                |                         |                       |                          |                               |                |                   |
|--------------------------|---------------------------|----------------|-------------------------|-----------------------|--------------------------|-------------------------------|----------------|-------------------|
| n (Tesis Ömrü)           | N (Yıllık Çalışma Zamanı) | i (Faiz Oranı) | Operasyon Bakım Faktörü | Elektrik Satış Fiyatı | Operasyon Bakım Maliyeti | Alınan Ekipman Maliyeti (PEC) | Toplam Net Güç | Geri Ödeme süresi |
| Yıl                      | Saat                      | -              | -                       | \$/kWs                | \$                       | \$                            | kW             | Yıl               |
| 15                       | 7680 yıl/s                | 0.12           | mf = 1.06               |                       |                          | KALİNA + ORC                  | KALİNA + ORC   |                   |
| 15.00                    | 7680.10                   | 0.14           | 1.061                   | 0.075                 | 2008.84                  | 334,807.62                    | 211.05         | 4.2               |

Ekonomik değerlendirmenin sonuçları literatürdeki benzer çalışmaların bulguları ile uyumludur. Örneğin, kombine güç sisteminin bir parçası olarak KC'nin ekonomik bir analizinde, KC'nin geri ödeme süresi yaklaşık üç yıl olarak bulunurken, kapsamlı araştırma ve analizler yapıldıktan sonra yatırım maliyeti kW saat başına 1.000 \$ 'a düşürülmüştür [75].

Başka bir çalışmada, KC'nin toplam yatırımının geri ödeme süresi ve maliyetinin sırasıyla 5.8 yıl ve kW saat başına 1300 \$ olduğu keşfedildi [76-81].

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Sürdürülebilirliğin kilit ancak gözden kaçan yönlerinden biri, sistemlerin ve süreçlerin insanlar üzerindeki olası etkilerini belirlemektir (sosyal sürdürülebilirlik olarak adlandırılır). Yeterince kullanılmayan kaynakların atık ısı geri kazanım sistemleri ile dönüştürülmesinden kaynaklanan ekonomik büyüme, ancak bu uygulamaların sağlığın sosyal ve çevresel belirleyicilerini olumsuz etkilemeden kârlılığı desteklemesi durumunda sürdürülebilir.

Bu nedenle, gelecekteki araştırmalar, sosyal ve çevresel etkiler dahil olmak üzere tüm maliyet ve faydaları hesaba katacak şekilde atık ısı geri kazanım sistemlerinin ekonomik

maliyet-fayda analizini genişletmeye odaklanmalıdır. İstenmeyen etkilerin atık ısı geri kazanımında elde edilen faydalardan daha fazla olup olmadığını değerlendirmek için bu tür sosyal maliyet-fayda analizi yaklaşımlarının daha da geliştirilmesi, daha sürdürülebilir bir enerji geleceği arayışına yardımcı olacaktır.

Ayrıca, bu alanda gelecekteki araştırmalar, sadece egzoz gazının enerjisini kullanmanın değil, aynı zamanda biyogaz motorunun yağlama yağının enerjisini kullanmanın verimliliğini artırmaya odaklanmalıdır.

RC'de kurulum ayarının, ORC'de kullanılan çalışma ortamı seçiminin ve KC sisteminde amonyak ve suyun karışım oranının termodinamik iyileştirmede temel rol oynadığı bilinmektedir. Bu nedenle, bu sistemleri kritik kurulumun üzerinde inşa etmeden önce, uygun çalışma sıvısını ve optimum su ve amonyak karışımını seçmek, yalnızca termodinamik verimsizlikleri en aza indirmekle kalmaz, aynı zamanda daha yüksek net performans elde etmeye ve sermaye maliyetlerini düşürmeye yardımcı olur. Bu nedenle, optimum çevrim koşullarını bulmak için kapsamlı bir optimizasyon çalışması gerçekleştirildi.

Bu çalışmanın ana sınırlaması, Kalina Çevriminde enerjisini elektriğe aktarıırken 450 C'den 120 °C'ye soğutulan biyogaz motorunun egzoz gazıdır (Çizelge 1.1).

Bu koşullarda, 90 bar TIP ve 430 °C TIT için %90 kütle oranına sahip tek bir KC'de 168,69 kW maksimum net güç üretilebilir. Çalışma sıvısı R123 olan tek Organik Rankine Çevrimi için, 190 °C TIT ve 35 bar TIP'de maksimum 42,34 kW güç üretilebilir. Mevcut durumda kullanılmadan atmosfere atılan egzoz gazının atık enerjisinin kombine KC ve ORC çevrimleri kullanılarak geri kazanılması durumunda yaklaşık 211,03 kW net güç elde edilebileceği görülmüştür. Kütle oranı %90 olan 90 bar TIP ve 430 °C TIT'ler için tek KC'de termal verim ve ekserji verimleri sırasıyla %23.30 ve %50.20 idi. Ayrıca birleşik yapının enerji verimliliği ve ekserji verimliliği sırasıyla %26.50 ve %52.83 olarak hesaplanmıştır.

Kombine Co<sub>2</sub> ve ORC çevrimine bakacak olursak bu değerler R123 akışkanı kullanılan sistemde 235.64kW net güç , %32.55 termal verim ve %57.24 ekserjik verim olarak hesaplanırken R600a kullanılan sistemde 241.42kW net güç %33.25 termal verim ve %72.22 ekserji verimi elde edilmiştir.



Sistemde iki adet ısı eşanjörü kullanılarak motorun atık ısı gazının yanı sıra motorun ceket suyunun ısısı da geri kazanılmaktadır. Birinci ısı eşanjörü, KC çalışma sıvısını önceden ısıtırken ceket suyunu 86 °C'den 80 °C'ye soğutur. İkinci ısı eşanjörü, 80 °C'den 70 °C'ye soğutmak için kullanılırken, soğuk suyu 3,17 kg/s kütle debisi ile önceden ısıtır. Başka bir çalışmada, KC'nin toplam yatırımının geri ödeme süresi ve maliyetinin sırasıyla 5.8 yıl ve kW saat başına 1300 \$ olduğu keşfedildi [76-81].

Ceket suyu tarafından önceden ısıtılan soğutulmuş su, 120 °C'de KC'den çıkan egzoz gazı ile 70 °C'ye kadar ısınmak için başka bir ısı eşanjörüne girer.

Kojenerasyonun maksimum termal verimi %49.74 ve ekserji verimi 35 bar TIP ve 190 °C TIT ORC'de %59.75 olarak bulunmuştur.

İlk olarak verilen maliyetin denklemleri ile RC ve KC'nin elde edilen donanım maliyetleri bulunmuştur. Daha sonra yıllık kredi gideri, yıllık çalışma süresi, yaşam süresi ve enerji maliyeti göz ardı edilmeden tüm RC, KC ve kombine çevrimlerin geri ödeme süreleri bulunmuştur. Kombine çevrim koordinatlarının geri ödeme süresi 4,2 yıl olarak tahmin edilmiştir ve bu kadar verimli bir teknolojiye yatırım yapmak çok uygun bulunmuştur.

## KAYNAKLAR

1. Dejfors, C., Svedberg, G. (1999). Second law analysis of ammonia-water power cycle for direct-fired cogeneration application. *Int. J. Thermodyn*, 125–131.
2. Maizza, V., Maizza, A. (2001). Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems. *Appl. Therm. Eng*, 21, 381–390.
3. Little, A.B., Garimella, S. (2011). Comparative assessment of alternative cycles for waste heat recovery and upgrade. *Energy*, 36, 4492–4504.
4. Kalina, A., Leibowitz, H. (1987). System Design and Experimental Development of the Kalina Cycle Technology; *Energy Systems Laboratory*: Bryan, TX, USA,
5. He, M., Zhang, X., Zeng, K., Gao, K. (2011). A combined thermodynamic cycle used for waste heat recovery of internal combustion engine. *Energy*, 36, 6821–6829.
6. Mehrpooya, M., Ghorbani, B. (2019). S.S. Developing and exergetic performance assessment of biogas upgrading process driven by flat plate solar collectors coupled with Kalina power cycle. *Energy Convers. Manag*, 181, 398–413.
7. Tian, H., Shu, G., Wei, H., Liang, X., 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, 125–136.
8. Liu, B.-T., Chien, K.-H., Wang, C. (2004). Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery. *Energy*, 29, 1207–1217.
9. Nižetić, S., Papadopoulos, A. (2018). *The Role of Exergy in Energy and the Environment*; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany.
10. Ceylan, V. & Özgür, A. E. (2021). Süperkritik Brayton Çevriminin Termodinamik Analizi . *Mehmet Akif Ersoy Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi* , 12 (Ek (Suppl.) 1) , 500-509 . DOI: 10.29048/makufebd.1008178
11. Özahi, E. , Tozlu, A. & Abuşoğlu, A. (2018). Organik Rankine çevrimi entegre edilmiş S-CO<sub>2</sub> kullanılan bir gaz türbin çevriminin termodinamik ve termoekonomik analizi . *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi* , 33 (3) , 917-928 . DOI: 10.17341/gazimmfd.416394
12. Kılıç, B. (2018). Kritik Nokta Üzeri Çalışan Karbondioksitli Soğutma Çevrimlerinin Karşılaştırmalı Performans Analizi . *Karaelmas Fen ve Mühendislik Dergisi* , 8 (2) , 510-514. Retrieved, <https://dergipark.org.tr/tr/pub/karaelmasfen/issue/57117/805662>
13. Kaşka, Ö. , Bor, O. & Tokgöz, N. (2018). Organik Rankine- Brayton birleşik çevriminin enerji ve ekserji analizi . *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi* , 33 (4) , 1201-1214 . DOI: 10.17341/gazimmfd.416420

14. 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.
15. Ertesvåg, I. S., Kvamsdal, H. M. ve Bolland, O. (2005). Exergy analysis of a gas-turbine combined-cycle power plant with precombustion CO<sub>2</sub>capture. *Energy*, 30(1), 5–39.
16. 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.
17. 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.
18. Bilgen, E. (2000). Exergetic and engineering analyses of gas turbine based cogeneration systems. *Energy*, 25(12), 1215–1229.
19. 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.
20. 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.
21. Shirazi, A., Aminyavari, M., Najafi, B., Rinaldi, F. ve Razaghi, M. (2012). Thermaleconomic-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.
22. Kanoglu, M. ve Dincer, I. (2009). Performance assessment of cogeneration plants. *Energy Conversion and Management*, 50(1), 76–81.
23. 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.
24. 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.
25. Lin, D., Zhu, Q. ve Li, X. (2015). Thermodynamic Comparative Analyses between (organic) Rankine Cycle and Kalina Cycle. *Energy Procedia*, 75, 1618–1623.
26. 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.

27. 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.
28. 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.
29. 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.
30. 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.
31. 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.
32. 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>
33. 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.
34. 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.
35. Varga, Z. ve Palotai, B. (2017). Comparison of low temperature waste heat recovery methods. *Energy*, 137, 1286–1292.
36. 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.
37. 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.
38. 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.
39. Lin, D., Zhu, Q. ve Li, X. (2015). Thermodynamic Comparative Analyses between (organic) Rankine Cycle and Kalina Cycle. *Energy Procedia*, 75, 1618–1623.
40. 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.

41. 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.
42. 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.
43. Ghaebi, H., Yari, M., Gargari, S. G. ve Rostamzadeh, H. (2019). Thermodynamic modelling 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.
44. 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.
45. 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.
46. 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.
47. Köse, Ö., Koç, Y., 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 Convers. Manag.*, 211.
48. Yağlı, H., Koç, Y., Köse, Ö., Koç, A., Yumrutaş, R. (2021). Optimisation of simple and regenerative organic Rankine cycles using jacket water of an internal combustion engine fuelled with biogas produced from agricultural waste. *Process Saf. Environ. Prot.*, 155, 17–31.
49. Koç, Y., Yağlı, H., Koç, A. (2019). Exergy analysis and performance improvement of a subcritical/supercritical organic rankine cycle (ORC) for exhaust gas waste heat recovery in a biogas fuelled combined heat and power (CHP) engine through the use of regeneration. *Energies*, 12, 575.
50. Koç, Y., Yağlı, H., Kalay, I. (2020). Energy, exergy, and parametric analysis of simple and recuperative organic Rankine cycles using a gas turbine-based combined cycle. *J. Energy Eng.*, 146.
51. Mert, İ., Bilgic, H.H., Yağlı, H., Koç, Y. (2020). Deep neural network approach to estimation of power production for an organic Rankine cycle system. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, 42, 1–16.

52. Koc, Y., Yagli, H., Ozdes, E.O., Baltacioglu, E., Koc, A. (2019). Thermodynamic analysis of solid waste and energy consumption to reduce the effects of an electric arc furnace on the environment. *Int. J. Glob. Warm.*, 19, 308–323.
53. Koc, Y., Aksar, M., Yagli, 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. *Int. J. Exergy*, 33, 165–182.
54. Yağlı, H. (2020). Examining the receiver heat loss, parametric optimization and exergy analysis of a solar power tower (SPT) system. *Energy Sources Part A Recovery Util. Environ. Eff.*, 42, 2155–2180.
55. Lee, H.Y., Kim, K.H. (2015). Energy and exergy analyses of a combined power cycle using the organic rankine cycle and the cold energy of liquefied natural gas. *Entropy*, 6412–6432.
56. Akbari, M., Mahmoudi, S., Yari, M., Rosen, M.A. (2014). Energy and exergy analyses of a new combined cycle for producing electricity and desalinated water using geothermal energy. *Sustainability*, 1796–1820.
57. Li, S., Dai, Y. (2014). Thermo-economic comparison of Kalina and CO<sub>2</sub> transcritical power cycle for low temperature geothermal sources in China. *Appl. Therm. Eng.*, 139–152.
58. Seckin, C. (2018). Thermodynamic analysis of a combined power/refrigeration cycle: Combination of Kalina cycle and ejector refrigeration cycle. *Energy Convers. Manag.*, 631–643.
59. Yağlı, H., Koç, Y., Kalay, H. (2021). Optimisation and exergy analysis of an organic Rankine cycle (ORC) used as a bottoming cycle in a cogeneration system producing steam and power. *Sustain. Energy Technol. Assess.*, 44.
60. Kim, Y.M., Sohn, J.L., Yoon, E.S. (2017). Supercritical CO<sub>2</sub> Rankine cycles for waste heat recovery from gas turbine. *Energy*, 893–905.
61. Meng, F., Wang, E., Zhang, B., Zhang, F., Zhao, C. (2019). Thermo-economic analysis of transcritical CO<sub>2</sub> power cycle and comparison with Kalina cycle and ORC for a low-temperature heat source. *Energy Convers. Manag.*, 1295–1308.
62. Chen, Y., Guo, Z., Wu, J., Zhang, Z., Hua, J. (2015). Energy and exergy analysis of integrated system of ammonia–water Kalina–Rankine cycle. *Energy*, 90, 2028–2037.
63. Yağlı, H., Koç, Y.; Koç, A., Görgülü, A., Tandiroğlu, A. (2016). Parametric optimization and exergetic analysis comparison of subcritical and supercritical organic Rankine cycle (ORC) for biogas fuelled combined heat and power (CHP) engine exhaust gas waste heat. *Energy*, 111, 923–932.
64. Köse, Ö., Koç, Y., 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 Convers. Manag.*, 227, 113604.

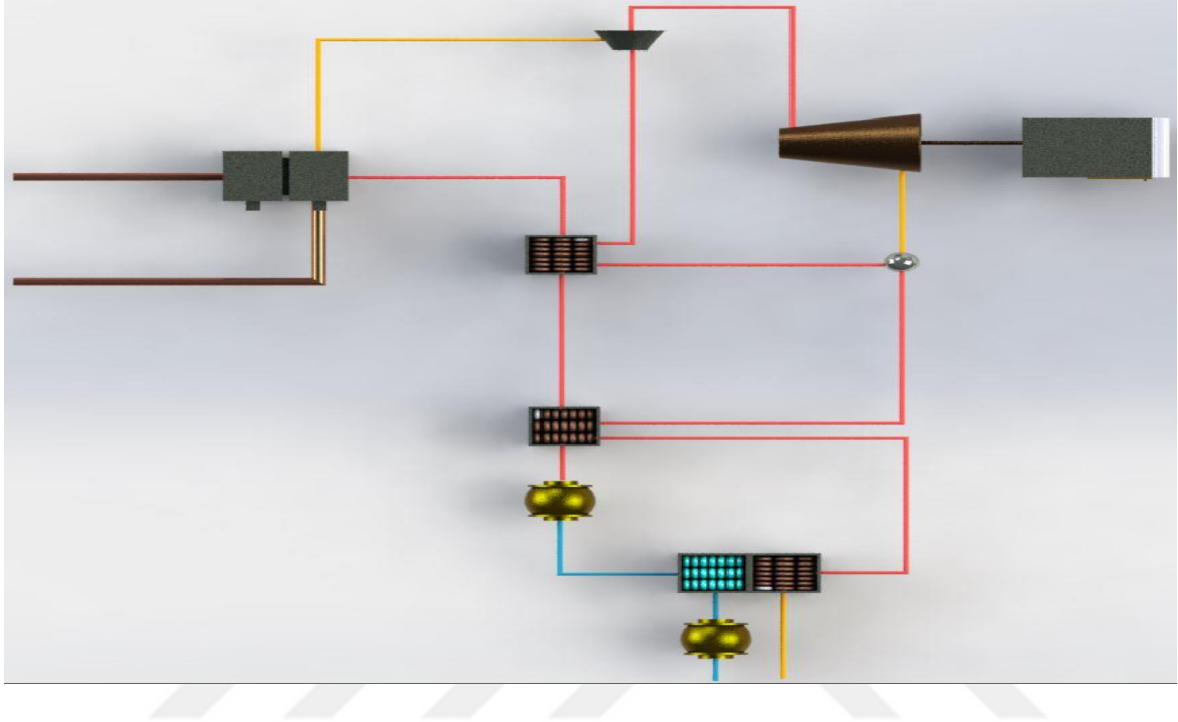
65. Mohammadkhani, F., Shokati, N., Mahmoudi, S.; Yari, M., Rosen, M. (2014). Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles. *Energy*, 533–543.
66. Liu, Z., He, T. (2020). Exergoeconomic analysis and optimization of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor with new organic Rankine cycle for efficient design and operation. *Energy Convers. Manag.*, 112311.
67. Pourpasha, H., Mohammadfam, Y., Khani, L., Mohammadpourfard, M., Heris, S.Z. (2020). Thermodynamic and thermoeconomic analyses of a new dual-loop organic Rankine-Generator absorber heat exchanger power and cooling cogeneration system. *Energy Convers. Manag.*, 224, 113356.
68. Özahi, E., Tozlu, A., Abuşoğlu, A. (2018). Thermoeconomic multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) adapted to an existing solid waste power plant. *Energy Convers. Manag.*, 168, 308–319.
69. Mamaghani, A.H., Najafi, B., Shirazi, A., 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.
70. Kim, K.H., Han, C.H., Kim, K. (2013). Comparative exergy analysis of ammonia–water based Rankine cycles with and without regeneration. *Int. J. Exergy*, 12, 344–361.
71. Dai, Y., Wang, J., Gao, L. (2009). Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. *Energy Convers. Manag.*, 50, 576–582.
72. Sadaghiani, M.S., Ahmadi, M., Mehrpooya, M., Pourfayaz, F., Feidt, M. (2018). Process development and thermodynamic analysis of a novel power generation plant driven by geothermal energy with liquefied natural gas as its heat sink. *Appl. Therm. Eng.*, 133, 645–658.
73. Mago, P.J., Chamra, L.M., Srinivasan, K., Somayaji, C. (2008). An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Appl. Therm. Eng.*, 28, 998–1007.
74. Yari, M., Mehr, A., Zare, V., Mahmoudi, S., Rosen, M. (2015). Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source. *Energy*, 83, 712–722.
75. Wang, J., Sun, Z., Dai, Y., Ma, S. (2010). Parametric optimization design for supercritical CO<sub>2</sub> power cycle using genetic algorithm and artificial neural network. *Appl. Energy*, 87, 1317–1324.
76. Sireesha, M., Jagadeesh Babu, V., Kranthi Kiran, A.S.; Ramakrishna, S. (2018). A review on carbon nanotubes in biosensor devices and their applications in medicine. *Nanocomposites*, 4, 36–57.
77. Song, J.; Li, X., Wang, K., Markides, C.N. (2020). Parametric optimisation of a combined supercritical CO<sub>2</sub> (S-CO<sub>2</sub>) cycle and organic Rankine cycle (ORC) system for

- internal combustion engine (ICE) waste-heat recovery. *Energy Convers. Manag.*, 218, 112999.
78. Rashidi, J., Ifaei, P., Esfahani, I.J., Ataei, A., Yoo, C.K.(2016). Thermodynamic and economic studies of two new high efficient power-cooling cogeneration systems based on Kalina and absorption refrigeration cycles. *Energy Convers. Manag.*, 127, 170–186..
79. Ogriseck, S. (2009). Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study. *Appl. Therm. Eng.*, 29, 2843–2848.
80. Coskun, A., Bolatturk, A., Kanoglu, M.(2014). Thermodynamic and economic analysis and optimization of power cycles for a medium temperature geothermal resource. *Energy Convers. Manag.*, 78, 39–49.
81. Kim, K.H., Han, C.H., Kim, K. (2012). Effects of ammonia concentration on the thermodynamic performances of ammonia–water based power cycles. *Thermochim. Acta* , 530, 7–16.
82. Singh, O.K., Kaushik, S. (2013). Energy and exergy analysis and optimization of Kalina cycle coupled with a coal fired steam power plant. *Appl. Therm. Eng.*, 51, 787–800.
83. Wang, J., Dai, Y., Zhang, T., Ma, S. (2009). Parametric analysis for a new combined power and ejector–absorption refrigeration cycle. *Energy*, 34, 1587–1593.
84. Ashouri, M., Vandani, A.M.K., Mehrpooya, M., Ahmadi, M.H.; Abdollahpour, A. (2015). Techno-economic assessment of a Kalina cycle driven by a parabolic Trough solar collector. *Energy Convers. Manag.*, 105, 1328–1339.
85. Cao, L., Wang, J., Dai, Y. (2014). Thermodynamic analysis of a biomass-fired Kalina cycle with regenerative heater. *Energy*, 77, 760–770.

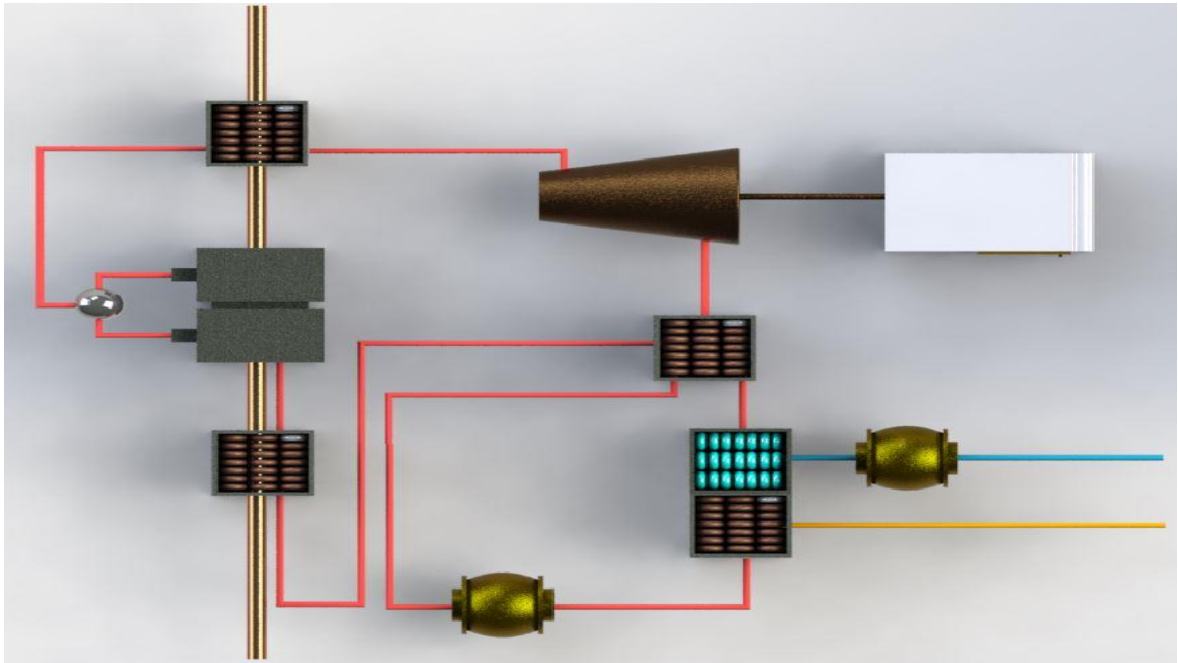


## EKLER

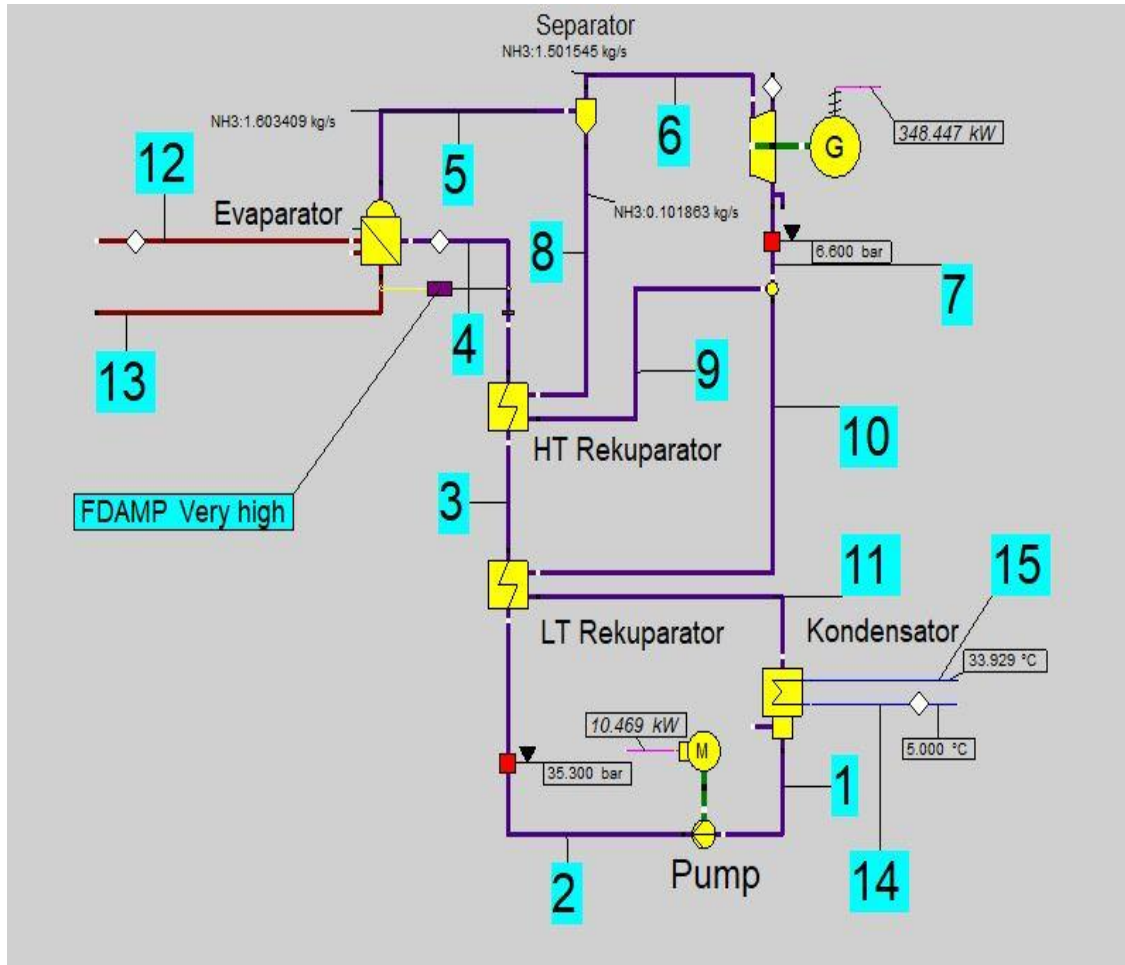
EK-1. Solo Kalina Çevrimi (KC)



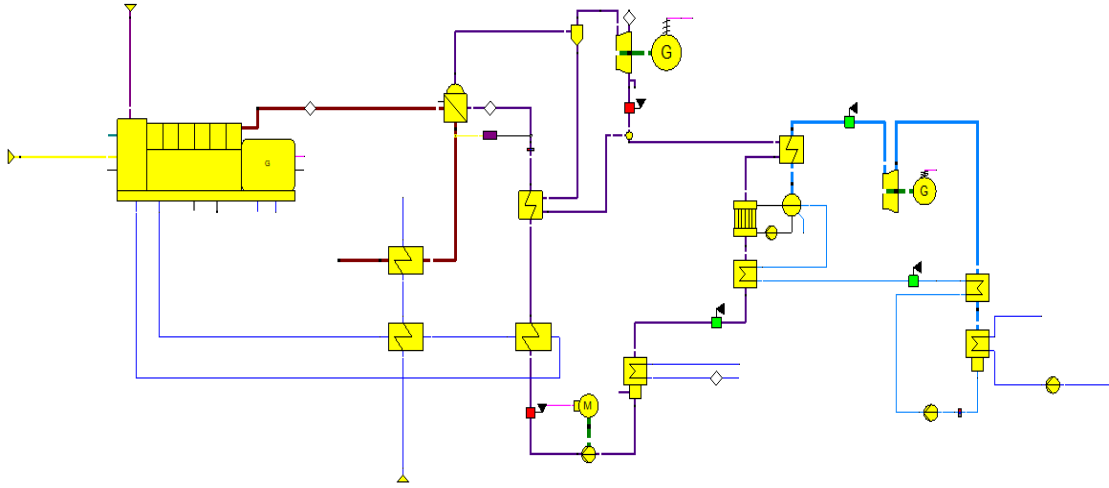
EK 2. Solo Organik Rankine Çevrimi (ORC)



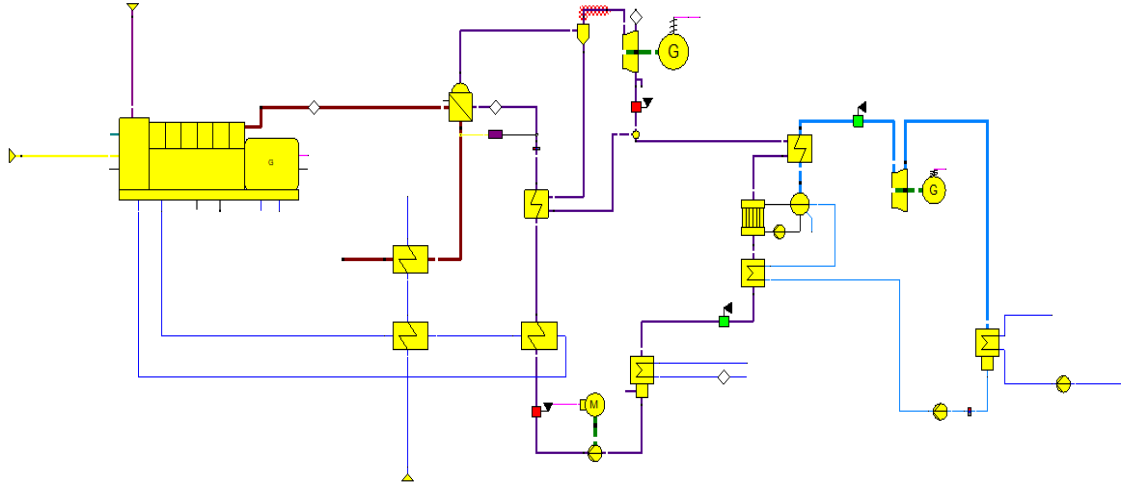
### EK-3. Kalina Çevriminin Epsilon Programında Görünümü



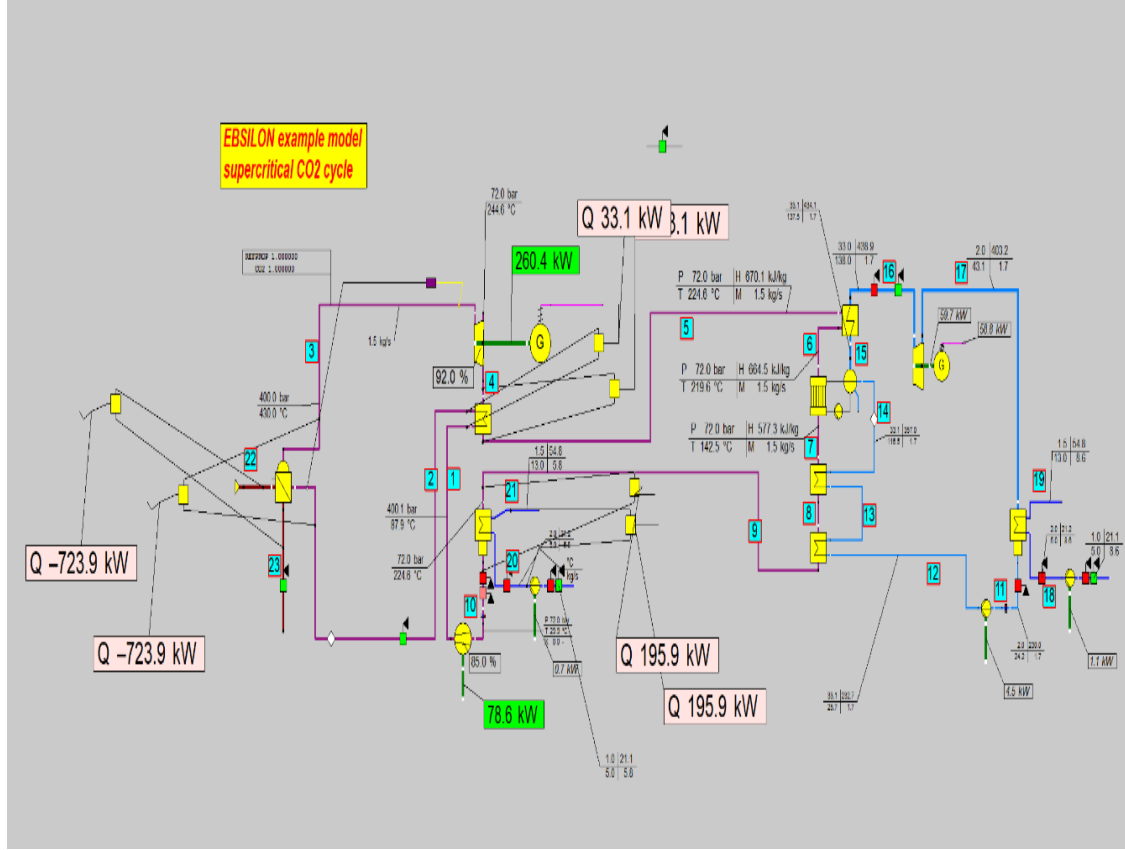
EK-4. HEX'li Organik Rankine Çevriminün EBSİLON Programında Görünümü



EK-5. HEX'siz Organik Rankine Çevriminün EBSİLON Programında Görünümü



## EK-6. Kombine Çevrimin EBSILON Programında Görünümü



## EK-7. EBSILON programından alınan dataların eklenti ile Microsoft Excel'e aktarılmış hali

| BeginData    |              |         |             |                      | REKOPARATOR LT EFFECTIVENESS | REKOPARATOR HT EFFECTIVENESS | FLUID PRESSURE          | FRACTION      | DTN EVAPORATOR              | DTN KONDENSER              |
|--------------|--------------|---------|-------------|----------------------|------------------------------|------------------------------|-------------------------|---------------|-----------------------------|----------------------------|
| Type         |              |         |             |                      | spec                         | spec                         | spec                    | spec          | spec                        | spec                       |
| Name         | @ProfileName | @Errors | @Warnings   | @Status              | Air_preheater_1.EF           | Gaswärmetauscher_1.EFF       | Measuring_point_3_MEASM | Analyse_1.XI  | Kalina_Evaporator_1.DTN     | Kondensator_2.DT3_S2N      |
| Description  |              |         | Sabitler    |                      | Effectiveness                | Effectiveness                | Measured or start value | Mass Fraction | Temperature input (nominal) | Upper terminal temperature |
| Unit         |              |         | Değişkenler |                      | -                            | -                            | bar                     | %             | K                           | K                          |
| FirstProfile |              |         |             |                      |                              |                              |                         |               |                             |                            |
| Design       |              | 2       | 0           | Error In Calculation | 0.004254795762399            | 0.907802410392129            | 100                     | 95            | 100                         | 5                          |
| Design       |              | 2       | 0           | Error In Calculation | 0.004254795762399            | 0.907802410392129            | 100                     | 90            | 100                         | 10                         |
| Design       |              | 1       | 0           | Error In Calculation | 0.004254795762399            | 0.907802410392129            | 100                     | 85            | 100                         | 15                         |
| Design       |              | 1       | 0           | Error In Calculation | 0.004254795762399            | 0.907802410392129            | 100                     | 80            | 100                         | 20                         |
| Design       |              | 0       | 0           | Success              | 0.004254795762399            | 0.907802410392129            | 100                     | 75            | 100                         | 25                         |
| Design       |              | 0       | 0           | Success              | 0.004254795762399            | 0.907802410392129            | 100                     | 70            | 100                         | 30                         |
| Design       |              | 0       | 0           | Success              | 0.004254795762399            | 0.907802410392129            | 100                     | 65            | 100                         | 35                         |
| Design       |              | 0       | 0           | Success              | 0.004254795762399            | 0.907802410392129            | 100                     | 60            | 100                         | 40                         |
| Design       |              | 1       | 0           | Error In Calculation | 0.004254795762399            | 0.907802410392129            | 100                     | 55            | 100                         | 45                         |
| Design       |              | 1       | 0           | Error In Calculation | 0.004254795762399            | 0.907802410392129            | 100                     | 50            | 100                         | 50                         |
| Design       |              | 2       | 0           | Error In Calculation | 0.004254795762399            | 0.907802410392129            | 100                     | 45            | 100                         | 55                         |
| Design       |              | 1       | 0           | Error In Calculation | 0.004254795762399            | 0.907802410392129            | 100                     | 40            | 100                         | 60                         |
| Design       |              | 1       | 0           | Error In Calculation | 0.004254795762399            | 0.907802410392129            | 100                     | 35            | 100                         | 65                         |
| Design       |              | 1       | 1           | Error In Calculation | 0.004254795762399            | 0.907802410392129            | 100                     | 30            | 100                         | 70                         |
| Design       |              | 1       | 1           | Error In Calculation | 0.004254795762399            | 0.907802410392129            | 100                     | 25            | 100                         | 75                         |

## DİZİN

### A

ABSTRACT · v, vii  
 akış · iv, 4, 6, 15, 28, 29, 30  
 American · vii  
 Amonyak · vii, vi, 16, 26, 27  
 ARAŞTIRMA · viii, 38  
 Atık · iv, 1, 14

### B

Biogas · vii

### C

Capacity · vii  
 Capital · vii  
 Co2 · vii, ix, iv, 3, 13, 22, 23, 30,  
 33, 35, 36, 59, 60, 75, 77, 85  
 Combined · vii

### Ç

Çizelge · ix, 13, 23, 25, 30, 35,  
 36, 40, 57, 77, 81, 82, 84

### D

debi · vi

### E

EKLER · viii, 94  
 Ekonomik · viii, 34, 81, 83  
 EKSERJİ · 2, 3, 4, iv

Electrical · vii  
 ENERJİ · 2, 3, 4, iv  
 entropi · iv, 21, 22, 25, 26

### F

Faiz · vi, 36, 83

### G

Gas · vii, 57, 87, 92  
 GİRİŞ · vii, 1  
 Güç · vi, 83

### H

heat · v, vii, 86, 87, 88, 89, 90, 91,  
 92, 93  
 HEX · viii, vii, 20, 21, 32, 40, 46,  
 47, 50, 53, 57, 98  
 High · vii

### I

ısı · iv, vii, ix, 1, 2, 3, 7, 8, 12, 13,  
 14, 15, 16, 17, 20, 21, 24, 27,  
 28, 29, 34, 38, 59, 65, 83, 85

### İ

İÇİNDEKİLER · vii

### K

Kalina · iv, v, vii, ix, iv, v, vii, 1, 2,  
 9, 10, 11, 12, 13, 16, 17, 20,

27, 29, 30, 35, 39, 40, 41, 43,  
 46, 52, 56, 57, 58, 60, 75, 78,  
 80, 81, 82, 84, 86, 87, 88, 89,  
 90, 91, 92, 93, 94, 97

Karbondioksit · vii, viii, ix, iv, 18,  
 19, 23, 58

KAYNAKLAR · viii, 86

KC · iv, v, vii, viii, ix, v, vii, 1, 2, 3,  
 9, 12, 16, 19, 20, 21, 22, 24,  
 28, 29, 30, 34, 35, 38, 40, 41,  
 44, 46, 47, 55, 56, 57, 78, 80,  
 81, 82, 83, 84, 85, 94

KISALTMALAR · vii, vi

Kombine · iv, vii, viii, ix, iv, v, 3,  
 12, 13, 19, 20, 22, 23, 28, 55,  
 56, 57, 74, 77, 78, 80, 85, 99

### L

Low · vii

### M

MATERYAL · vii, 12

### N

net · iv, v, iv, v, 3, 9, 10, 11, 24,  
 29, 30, 38, 39, 40, 42, 44, 47,  
 50, 53, 55, 56, 58, 59, 60, 65,  
 69, 75, 76, 77, 78, 80, 84, 85

### O

optimizasyon · 3, 46, 84  
 ORC · iv, v, vii, viii, ix, iv, v, vii, 2,  
 3, 7, 9, 11, 12, 14, 19, 20, 21,

22, 23, 24, 26, 28, 30, 35, 38,  
40, 46, 47, 50, 53, 55, 56, 57,  
58, 60, 65, 74, 75, 76, 77, 78,  
80, 81, 82, 83, 84, 85, 88, 89,  
90, 91, 92, 93, 96  
Organik · iv, vii, ix, iv, v, 2, 6, 13,  
14, 15, 16, 20, 22, 24, 25, 27,  
35, 50, 55, 56, 57, 58, 60, 65,  
69, 74, 75, 77, 82, 84, 86, 87,  
96, 98  
Ozone · vii

---

## Ö

ödeme · iv, ix, 4, 8, 37, 82, 83, 85  
ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR · vii, 6  
ÖNERİLER · viii, 83  
ÖZET · iv, vii

---

## P

Payback · vii  
Purchased · vii

---

## R

Rankine · iv, v, vii, viii, ix, iv, v, vii,  
1, 2, 6, 9, 10, 13, 14, 15, 16,  
18, 19, 20, 22, 24, 25, 29, 33,  
35, 36, 40, 41, 50, 55, 56, 57,  
58, 60, 65, 69, 74, 75, 77, 78,  
80, 81, 82, 84, 86, 87, 88, 89,  
90, 91, 92, 93, 96, 98  
recovery · v, vii, 86, 88, 89, 90,  
91, 92, 93

---

## S

sıcaklık · iv, vi, 1, 2, 6, 10, 17, 18,  
21, 22, 24, 25, 26, 44, 46, 47,  
61  
SİMGELER · vii, vi  
SONUÇ · viii, 83

---

## T

temperature · v, vii, 87, 89, 90, 91,  
93

---

## TEŞEKKÜR · vi, vii

Thermal · vii, 87, 88, 90  
Türbin · iv, 31, 32, 33, 35, 36, 38,  
39, 40, 41, 42, 43, 44, 46, 47,  
52, 57, 65, 74, 81, 82

---

## V

verim · v, vi, 2, 3, 10, 44, 46, 50,  
53, 55, 56, 58, 59, 60, 69, 70,  
74, 75, 76, 77, 78, 80, 84, 85

---

## W

warming · v, vii  
waste · v, 86, 88, 89, 90, 91, 92,  
93

---

## Y

Yanma · vi  
YÖNTEM · vii, 12



teknoversite AYRICALIĞINDASINIZ

İSTE





# TEKNOVERSITE