



İSKENDERUN TEKNİK

ÜNİVERSİTESİ

MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DOKTORA
TEZİ**

**BASİT VE REJENERATİF ORGANİK
RANKİNE ÇEVİRİMİ (ORC) TASARIMLARI
KULLANILARAK BİYOGAZ YAKITLI
ISI-GÜÇ KOMBİNE (CHP) MOTORUNUN
ATIK ISISININ GERİ
DÖNÜŞTÜRÜLEBİLİRLİĞİ,
ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

Hüseyin YAĞLI

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

HAZİRAN 2018





**BASİT VE REJENERATİF ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ (ORC)
TASARIMLARI KULLANILARAK BİYOGAZ YAKITLI ISI-GÜÇ
KOMBİNE (CHP) MOTORUNUN ATIK ISISININ GERİ
DÖNÜŞTÜRÜLEBİLİRLİĞİ, ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

Hüseyin YAĞLI

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

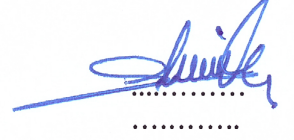
HAZİRAN 2018

Hüseyin YAĞLI tarafından hazırlanan “BASİT VE REJENERATİF ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ (ORC) TASARIMLARI KULLANILARAK BİYOGAZ YAKITLI ISI-GÜÇ KOMBİNE (CHP) MOTORUNUN ATIK ISISININ GERİ DÖNÜŞTÜRÜLEBİLİRLİĞİ, 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

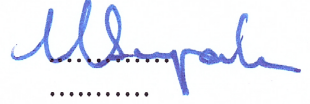
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum/~~onaylamıyorum.~~



Başkan: Prof. Dr. Mustafa BAYRAK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi

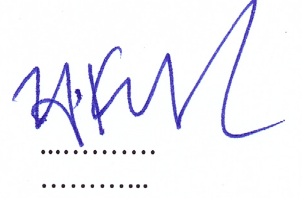
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum/~~onaylamıyorum.~~



Üye: Prof. Dr. Yüksel KAPLAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi

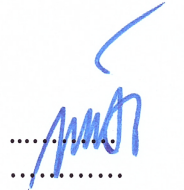
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum/~~onaylamıyorum.~~



Üye: Doç. Dr. Emin ÜNAL

Elektrik Elektronik Mühendisliği Anabilim Dalı, İskenderun Teknik Üniversitesi

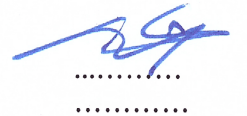
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum/~~onaylamıyorum.~~



Üye: Dr. Öğr. Üyesi Semir GÖKPINAR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İskenderun Teknik Üniversitesi

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



Tez Savunma Tarihi: 07/06/2018

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

Doç. Dr. Tolga DEPCI

Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü **Y.**



ETİK BEYAN

İskenderun Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Fen Bilimleri 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.



İmza

Hüseyin YAĞLI

07/06/2018

BASİT VE REJENERATİF ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ (ORC) TASARIMLARI
KULLANILARAK BİYOGAZ YAKITLI ISI-GÜÇ KOMBİNE (CHP) MOTORUNUN ATIK
ISISININ GERİ DÖNÜŞTÜRÜLEBİLİRLİĞİ, ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ
(Doktora Tezi)

Hüseyin YAĞLI

İSKENDERUN TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2018

ÖZET

Yenilenebilir enerji kaynakları hızla tükenen fosil yakıtların yerine geçebilecek önemli bir alternatiftir. Güneş, rüzgar, hidrojen, biyogaz gibi birçok yenilenebilir enerji kaynağı mevcuttur. En önemli yenilenebilir enerji kaynaklarından birisi olan biyogaz, çoğunlukla ısı-güç kombine motorlarında (CHP) yakıt olarak kullanılmakta ve elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Fakat bu motorların verimleri çok düşük olup biyogazın yanması ile giren enerjinin çok büyük bir kısmı egzoz gazı ve ceket soğutma suyu vasıtası ile atmosfere atılmaktadır.

Bu tez çalışmasında, Belçika bölgesinde kurulu bulunan ve evsel atıklardan biyogaz üretimi yapan bir tesisteki ısı-güç kombine motorlarının (CHP) atık ısılarının geri kazanımı çalışılmıştır. Çalışma kapsamında öncelikle yüksek sıcaklığa sahip olan egzoz gazı atık ısı için çevrim akışkanı olarak R245fa kullanan rejeneratörlü ve rejeneratörsüz organik Rankine çevrimleri (ORC) tasarlanmıştır. Tasarlanan bu iki çevrim, hem kritik-altı (subkritik) hem de kritik-üstü (süperkritik) çalışma şartları için parametrik olarak optimize edilmiştir. Daha sonra düşük sıcaklığa sahip olan ceket soğutma suyu (CS) atık ısısının geri kazanımı için çevrim akışkanı olarak R245fa kullanan rejeneratörlü ve rejeneratörsüz ORC tasarımı yapılmış olup bu tasarımlar kritik-altı çalışma şartlarında parametrik olarak optimize edilmiştir. En iyi performansın elde edildiği sistem parametrelerinde, egzoz gazı ve CS atık ısısının geri kazanımı için tasarlanan ORC çevrimlerinin ekserji analizi yapılmıştır. Çalışma kapsamında R245fa kullanan ORC çevrimlerinin en iyi çalışma koşullarının belirlenmesinin yanı sıra rejeneratörün ORC üzerine etkileri de irdelenmiştir. Çalışma boyunca ORC sistemlerinin tasarımı ve parametrik optimizasyonu için Steag GmbH tarafından geliştirilen EBSILON® Professional (EBSILON) yazılımı kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler : Isı-güç kombine motoru (CHP), organik Rankine çevrimi (ORC), parametrik optimizasyon, kritik-altı, kritik-üstü, ekserji

Sayfa Adedi : 132

Danışman : Prof. Dr. Ali KOÇ

RECOVERABILITY OF THE WASTE HEAT OF A BIOGAS FULLED COMBINED HEAT
AND POWER (CHP) ENGINE BY USING SIMPLE AND REGENERATIVE ORGANIC
RANKINE CYCLE (ORC) DESIGNS, ENERGY AND EXERGY ANALYSIS
(Ph. D. Thesis)

Hüseyin YAĞLI

ISKENDERUN TECHNICAL UNIVERSITY
ENGINEERING AND SCIENCE INSTITUTE

June 2018

ABSTRACT

Renewable energy sources are an important alternative to rapidly consuming fossil fuels. There are many renewable energy sources such as solar, wind, hydrogen, biogas. Biogas, one of the most important renewable energy sources, is often used as fuel in combined heat and power engines (CHP) and is converted to electricity. However, the efficiency of these engines is very low, and a large part of the energy that enters with the combustion of biogas is thrown into the atmosphere through exhaust gas and jacket cooling water.

In this thesis study, the recovery of waste heat to power of a combined heat and power (CHP) engine located in a biogas production plant in Belgium region has been studied. In the scope of the study, organic Rankine cycles (ORC) using R245fa as working fluid with and without regenerator are designed for high temperature exhaust gas waste heat. These two designs are optimized parametrically for both subcritical and supercritical operating conditions. The ORC designs using R245fa as working fluid with and without regenerator for recovery of waste heat of low temperature jacket cooling water (CS) is then parametrically optimized in subcritical operating conditions. For system parameters where the best performance is obtained, exergy-based analysis of ORC cycles designed for recovery of exhaust gas and CS waste heat is performed. In addition to determining the best operating conditions of the ORC cycles using R245fa, the effects of the regenerator on the ORC were also investigated. During the study, EBSILON® Professional (EBSILON) software developed by Steag GmbH was used for the design and parametric optimization of the ORC systems.

Key Words : Combined heat and power (CHP), organic Rankine cycle (ORC),
parametric optimization, subcritical, supercritical, exergy
Page Number : 132
Supervisor : Prof. Dr. Ali KOÇ

TEŞEKKÜR

Doktora tez konusunun belirlenmesi, araştırılması ve yazım aşamaları esnasında sahip olduğu bilgi birikimi ve tecrübesi ile çalışmalarımı yönlendiren, yardımlarını esirgemeyen danışmanım değerli Prof. Dr. Ali KOÇ'a sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım. Tez konusunun belirlenmesi ve çalışmaların takip edilmesinde yardımlarını esirgemeyen değerli Doç. Dr. Cuma KARAKUŞ'a teşekkürlerimi sunarım.

Belçika'da konu hakkında deneyler yapmama imkan sağlayan Gent Üniversitesi Endüstriyel Sistemler ve Tasarımı Bölüm hocalarından sayın Prof. Dr. Martijn Van Den BROEK ve Ing. Bruno VANSLAMBROUCK'a, biyogaz tesisi hakkında gerekli bilgi ve dökümanları edinmemde yardımlarını esirgemeyen Vanheede Environment Grup Yöneticisi sayın Tom De VRIEZE'ye, E-Rational BEP Europe Machinery Company Firması Satış ve İş Geliştirme Müdürü sayın Marc J. M. Van WONTERGHEM'e, Çalışmada kullanılan Epsilon programını ücretsiz almamda yardımlarını esirgemeyen Steag GmbH Firması satış sorumluları Ümmühan ASLANKAYA'ya, Jan SCHMITT'e ve tüm Steag GmbH temsilcilerine sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Hayatım boyunca sevgi ve desteklerini esirgemeyen babam Yusuf YAĞLI'ya, annem Fatma YAĞLI'ya, ablalarıma ve yeğenlerime sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	4
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	8
3.1. Materyal	8
3.1.1. Biyogaz güç tesisi	8
3.1.2. Isı ve güç kombine motoru (CHP)	9
3.2. Yöntem	12
3.2.1. Organik Rankine çevrimi (ORC).....	12
3.2.2. Enerji ve ekserji analiz denklemleri.....	19
3.2.3. ORC çevrim akışkanı seçimi.....	25
4. ARAŞTIRMA BULGULARI.....	30
4.1. Egzoz Gazı Atık Isısı İçin Tasarlanan Basit Organik Rankine (bORC _{egz}) Sistemi.....	30

Sayfa

4.1.1. Kritik-altı ve kritik-üstü $bORC_{egz}$ sisteminin parametrik optimizasyonu .	30
4.1.2. $bORC_{egz}$ çevrimi parametrik optimizasyon sonuçlarının irdelenmesi	43
4.1.3. En iyi performansın elde edildiği çalışma şartlarında kritik-altı ve kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevriminin ekserji analizi	46
4.2. Egzoz Gazı Atık Isısı İçin Tasarlanan Rejeneratif Organik Rankine ($rORC_{egz}$) Sistemi.....	50
4.2.1. Kritik-altı ve kritik-üstü $rORC_{egz}$ sisteminin parametrik optimizasyonu..	50
4.2.2. $rORC_{egz}$ çevrimi parametrik optimizasyon sonuçlarının irdelenmesi	66
4.2.3. En iyi performansın elde edildiği çalışma şartlarında kritik-altı ve kritik-üstü $rORC_{egz}$ çevriminin ekserji analizi.....	70
4.3. Rejeneratörün Egzoz Gazı Atık Isısı İçin Tasarlanan Organik Rankine Çevrimine Etkileri.....	75
4.4. Isı-Güç Kombine Motoru Ceket Suyu (CS) Atık Isısı İçin Tasarlanan Basit Organik Rankine Çevrimi ($bORC_{CS}$).....	80
4.4.1. Kritik-altı $bORC_{CS}$ sisteminin parametrik optimizasyonu	80
4.4.2. $bORC_{CS}$ çevrimi parametrik optimizasyon sonuçlarının irdelenmesi.....	87
4.4.3. En iyi performansın elde edildiği çalışma şartlarında kritik-altı $bORC_{CS}$ çevriminin ekserji analizi.....	89
4.5. Isı-Güç Kombine Motoru Ceket Suyu (CS) Atık Isısı İçin Tasarlanan Rejeneratif Organik Rankine Çevrimi ($rORC_{CS}$).....	92
4.5.1. Kritik-altı $rORC_{CS}$ sisteminin parametrik optimizasyonu.....	92
4.5.2. $rORC_{CS}$ çevrimi parametrik optimizasyon sonuçlarının irdelenmesi	101
4.5.3. En iyi performansın elde edildiği çalışma şartlarında kritik-altı $rORC_{CS}$ çevriminin ekserji analizi.....	103
4.6. Rejeneratörün Ceket Soğutma Suyu Atık Isısı İçin Tasarlanan Organik Rankine Çevrimine Etkileri.....	107

Sayfa

5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	111
KAYNAKLAR.....	119
ÖZGEÇMİŞ.....	128



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Her bir CHP motorunun nominal çalışma şartları.....	11
Çizelge 3.2. ORC çevrimlerinin tasarımında kullanılan ek tasarım parametreleri.....	18
Çizelge 3.3. $bORC_{egz}$ ve $bORC_{CS}$ sistem ekipmanlarının enerji ve ekserji denge denklemleri (Dincer ve Rosen, 2013; Al-Sulaiman ve diğerleri, 2010; Cengel ve Boles, 2008; Bejan ve diğerleri, 1996)	21
Çizelge 3.4. $rORC_{egz}$ ve $rORC_{CS}$ sistem ekipmanlarının enerji ve ekserji denge denklemleri (Cengel ve Boles, 2008; Dincer ve Rosen, 2013; Kotas, 2013; Abuşoğlu ve diğerleri, 2017)	22
Çizelge 3.5. ORC çevrimlerinde sıklıkla kullanılan organik bazlı akışkanlar (Tchanche ve diğerleri, 2009; Shengjun ve diğerleri, 2011; Klein, 2007; Calm ve Hourahan, 2001).....	25
Çizelge 3.6. R245fa ve suyun termodinamik özelliklerinin karşılaştırılması (NIST Version 9.0; EBSILON® Professional, 2012).....	28
Çizelge 4.1. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında $bORC_{egz}$ çevrimi elemanlarında okunan termodinamik akış parametreleri	46
Çizelge 4.2. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevrimi elemanlarında okunan termodinamik akış parametreleri	71
Çizelge 4.3. Kritik-altı çalışma şartlarında $bORC_{CS}$ çevrimi elemanlarında okunan termodinamik akış parametreleri	89
Çizelge 4.4. Kritik-altı çalışma şartlarında $rORC_{CS}$ çevrimi elemanlarında okunan termodinamik akış parametreleri	103

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Biyogaz ve güç üretim tesisinin üretim şeması	8
Şekil 3.2. Biyogaz ve güç üretim tesisinin şematik gösterimi	9
Şekil 3.3. CHP motorlarının şematik gösterimi	10
Şekil 3.4. Egzoz gazı atık ısısı için tasarlanan basit organik Rankine çevrimi (bORC _{egz})	13
Şekil 3.5. Egzoz gazı atık ısısı için tasarlanan rejeneratif organik Rankine çevrimi (rORC _{egz})	14
Şekil 3.6. Ceket suyu (CS) atık ısısı için tasarlanan basit organik Rankine çevrimi (bORC _{CS})	15
Şekil 3.7. Ceket suyu (CS) atık ısısı için tasarlanan rejeneratörlü organik Rankine çevrimi (rORC _{CS})	16
Şekil 3.8. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) ORC çevrimlerinin sıcaklık-entropi (T-s) değişimi	17
Şekil 3.9. Akışkan tiplerinin sıcaklık-entropi (T-s) diyagramında gösterimi (NIST Version 9.0; EBSILON®Professional, 2012)	27
Şekil 3.10. R245fa ve suyun sıcaklık-entropi (T-s) değişim diyagramı (NIST Version 9.0; EBSILON®Professional, 2012)	28
Şekil 4.1. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC _{egz} çevriminin kütleli debisindeki değişim	32
Şekil 4.2. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC _{egz} çevriminin net güç üretimindeki değişim....	34
Şekil 4.3. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC _{egz} çevriminin toplam pompa güç tüketimi	36
Şekil 4.4. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC _{egz} çevrimine buharlaştırıcıdan (ön ısıtıcı, buharlaştırıcı ve kızdırıcı) giren toplam ekserji miktarı	38

Şekil	Sayfa
Şekil 4.5. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{egz}$ çevriminin termal ve Carnot verimlerindeki değişim	40
Şekil 4.6. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{egz}$ çevriminin ekserji verimindeki değişim	42
Şekil 4.7. Kritik-üstü çalışma şartlarında $bORC_{egz}$ çevriminin maksimum çalışma sıcaklığında (166 °C) 38 bar, 42 bar ve 46 bar türbin giriş basıncı için sıcaklık ve entropi (T-s) değişim diyagramı.....	45
Şekil 4.8. Kritik-üstü ve kritik-altı çalışma şartlarında $bORC_{egz}$ çevrimi bileşenlerinde ekserji girişi, ekserji çıkışı ve ekipmanların ekserji verimi.....	48
Şekil 4.9. Kritik- altı ve kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevrimlerinin bileşenlerinin ekserji yıkımları	49
Şekil 4.10. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin kütleli debisindeki değişim.....	52
Şekil 4.11. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin net güç üretimindeki değişim	54
Şekil 4.12. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminde rejeneratördeki ısı değişimi.....	56
Şekil 4.13. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin toplam pompa güç tüketimi	58
Şekil 4.14. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin toplam buharlaştırıcı (ön ısıtıcı, buharlaştırıcı ve kızdırıcı) ekserji girişi.....	60
Şekil 4.15. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin termal ve Carnot verimlerindeki değişim	62
Şekil 4.16. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin ekserji verimindeki değişim.....	64
Şekil 4.17. Kritik-altı çalışma şartlarında sabit türbin giriş basıncında (30 bar) ve değişen türbin giriş sıcaklığında (144 °C, 155 °C ve 166 °C) $rORC_{egz}$ çevriminin sıcaklık-entropi (T-s) değişimi.....	67

Şekil	Sayfa
Şekil 4.18. Kritik-altı çalışma şartlarında sabit türbin giriş sıcaklığında (166 °C) ve değişen türbin giriş basıncında (6 bar, 14 bar ve 30 bar) $rORC_{egz}$ çevriminin sıcaklık-entropi (T-s) değişimi	67
Şekil 4.19. Kritik-üstü çalışma şartlarında sabit türbin giriş sıcaklığında (166 °C) ve değişen türbin giriş basıncında (38 bar, 42 bar ve 44 bar) $rORC_{egz}$ çevriminin sıcaklık-entropi (T-s) değişimi.....	69
Şekil 4.20. Kritik-üstü ve kritik-altı çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevrimi bileşenlerindeki ekserji girişi, ekserji çıkışı ve ekipmanların ekserji verimi .	73
Şekil 4.21. Kritik-altı ve kritik-üstü $rORC_{egz}$ çevrimlerinin bileşenlerinin ekserji yıkımları	74
Şekil 4.22. Kritik-altı çalışma şartlarında $bORC_{egz}$ ve $rORC_{egz}$ çevrimlerinin özgül iş değerlerinin karşılaştırılması	76
Şekil 4.23. Kritik-üstü çalışma şartlarında $bORC_{egz}$ ve $rORC_{egz}$ çevrimlerinin özgül iş değerlerinin karşılaştırılması	77
Şekil 4.24. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında $bORC_{egz}$ ve $rORC_{egz}$ çevrimlerinin termal verimlerinin karşılaştırılması.....	79
Şekil 4.25. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{cs}$ çevriminin kütleli debisindeki değişim.....	81
Şekil 4.26. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{cs}$ çevriminin net güç üretimindeki değişim	82
Şekil 4.27. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{cs}$ çevriminin toplam pompa güç tüketimindeki değişim	83
Şekil 4.28 Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{cs}$ çevrimine buharlaştırıcıdan giren toplam ekserji.....	84
Şekil 4.29. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{cs}$ çevriminin termal ve Carnot verimlerindeki değişim	85
Şekil 4.30. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{cs}$ çevriminin ekserji verimindeki değişim.....	86
Şekil 4.31. Kritik-altı çalışma şartlarında $bORC_{cs}$ çevrimi bileşenlerindeki ekserji girişi, ekserji çıkışı ve ekipmanların ekserji verimi	91

Şekil	Sayfa
Şekil 4.32. Kritik-altı bORC _{CS} çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımı.....	92
Şekil 4.33. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORC _{CS} çevriminin kütle sel debisindeki değişim	94
Şekil 4.34. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORC _{CS} çevriminin net güç üretimindeki değişim	95
Şekil 4.35. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORC _{CS} çevriminde rejeneratörde transfer edilen ısı miktarındaki değişim	96
Şekil 4.36. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORC _{CS} çevriminin toplam pompa güç tüketimindeki değişim	97
Şekil 4.37 Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORC _{CS} çevrimine buharlaştırıcıdan (ön ısıtıcı, buharlaştırıcı ve kızdırıcı) giren toplam ekserji	98
Şekil 4.38. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORC _{CS} çevriminin termal ve Carnot verimindeki değişim.....	99
Şekil 4.39. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORC _{CS} çevriminin ekserji verimindeki değişim	100
Şekil 4.40. Kritik-altı çalışma şartlarında rORC _{CS} çevrimi bileşenlerindeki ekserji girişi, ekserji çıkışı ve ekipmanların ekserji verimi	105
Şekil 4.41. Kritik-altı rORC _{CS} çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımı	106
Şekil 4.42. Kritik-altı çalışma şartlarında bORC _{CS} ve rORC _{CS} çevrimlerinin özgül iş değerlerinin karşılaştırılması	107
Şekil 4.43. Kritik-altı çalışma şartlarında bORC _{CS} ve rORC _{CS} çevrimlerinin termal verimlerinin karşılaştırılması.....	109

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler

Açıklamalar

CH_4	Metan
CO_2	Karbondiyoksit
\dot{E}_{ex}	Ekserji akısı
h	Entalpi
\dot{m}	Kütleli debi
\dot{Q}	Isı akısı
s	Entropi
T_0	Ortam (ölü nokta) sıcaklığı
$T_{yüzey}$	Yüzey sıcaklığı
\dot{W}	Güç
ψ	Özgül ekserji
η	Termal verim
ε	Ekserji verimi

Kısaltmalar

Açıklamalar

A34 GG	ASHRAE 34 güvenlik grubu
AÖ	Atmosfer ömrü
B	Buharlaştırıcı
bORC	Basit organik Rankine çevrimi
CHP	Isı güç kombine motoru
CS	Ceket soğutma suyu
ç	Çıkan
egz	Egzoz
g	Giren
K	Kızdırıcı

Kısaltmalar**Açıklamalar****KIP**

Küresel ısınma potansiyeli

M

Moleküler ağırlık

OİP

Ozon inceltme potansiyeli

ORC

Organik Rankine çevrimi

P

Pompa

PH

Önısıtıcı

P_{kr}

Kritik basınç

R

Rejeneratör

rev

Reversible

rORC

Rejeneratif organik Rankine çevrimi

SS

Soğutma Suyu

T

Türbin

T_{kr}

Kritik sıcaklık

y

Yıkım

Y

Yoğuşturucu

1. GİRİŞ

Enerji son yıllarda hem gelişmekte olan hem de gelişmiş ülkeler için güçlü bir ülke olmanın temel faktörlerinden biri haline gelmiştir (Kuyumcu ve diğerleri, 2016). Bazı ülkeler fosil yakıtlardan oluşan doğal enerji kaynaklarına sahiptirler. Fakat fosil yakıt kaynakları sınırlıdır ve yakın gelecekte tükeneyeceği öngörülmektedir. Öte yandan, dünyada birçok ülkede herhangi bir fosil yakıt kaynağı yoktur ya da sadece sınırlı bir miktarda vardır. Fosil yakıtların sınırlı olması, çevreye verdikleri zararlar ve sürdürülemez olmasından ötürü tüm ülkeler, fosil yakıt kaynakları olsun ya da olmasın, enerji ihtiyacını alternatif enerji kaynaklarından üretme eğilimindedirler (Tutumlu ve diğerleri, 2018). Sonuç olarak, sürdürülebilir ve çevre dostu olan güneş, rüzgar, jeotermal ve biyokütle gibi yenilenebilir enerji kaynakları ve nükleer enerji; hükümetlerin, teknoloji şirketlerinin ve bilim adamlarının hızla dikkatini çekmektedir (Lund, 2018; Babir, 2005; Mert ve diğerleri, 2016; Demirbas, 2005; Mert ve Karakuş, 2015; Tempesti ve diğerleri, 2012; Koroneos ve diğerleri, 2003; Theo ve diğerleri, 2012; Akobi ve diğerleri, 2016). Yenilenebilir enerji sistemleri hızla büyümesine rağmen, dünyanın enerji ihtiyacının dörtte üçünden fazlası hala fosil yakıtlardan sağlanmaktadır (IEA, 2012). Fosil yakıtların artan tüketimi, çevre dostu enerji sistemlerinin gelişmesiyle küresel ısınmanın ve iklimdeki hızlı değişimlerin azaltılmasının gerekliliğini ortaya koymaktadır (Geels, 2014; Mathiesen ve diğerleri, 2015; Clancy ve diğerleri, 2015). Günümüzde yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanım oranı %20 civarlarındadır ve bu seviyenin önümüzdeki iki yıl içerisinde yarı yarıya arttırılarak %30 seviyesine yükseltilmesi planlanmaktadır (IEA, 2012).

Organik bazlı atıkların anaerobik sindirimi ile üretilen biyogaz, aynı zamanda en cazip ve en önemli alternatif enerji kaynakları arasında yer almaktadır (Kim ve diğerleri, 2017b; Barati ve diğerleri 2017; Dumont ve diğerleri, 2018; Akgul ve diğerleri, 2017; Bedoya ve diğerleri, 2012). Sobalar, yakıt hücreleri, gaz türbinleri, hidrojen üretim sistemleri gibi çeşitli biyogaz kullanım sistemleri vardır (Itodo ve diğerleri, 2017; Hakawati ve diğerleri, 2017; Sung ve diğerleri, 2017; Madeira ve diğerleri, 2017; Barzegaravval ve diğerleri, 2018; Liu ve diğerleri, 2018). Isı ve güç kombine (CHP) motorları da biyogazı enerji kaynağı olarak kullanan sistemlerdendir (Ameri ve Mokhtari, 2017; Uris ve diğerleri, 2017; Budzianowski, 2012).

Bir CHP motorunun ortalama verimliliği %30 ila %45 arasında değişmektedir (Chintala ve Subramanian, 2014; Saidur ve diğerleri, 2012; Abedin ve diğerleri, 2013). Bu motorlara biyogaz tarafında giren enerjinin çok büyük bir kısmı çeşitli formlarda atık ısı olarak çevreye atılmaktadır (Tian ve diğerleri, 2012). Biyogazdan gelen enerjinin yaklaşık %26 ile %45 arasındaki bir kısmı egzoz gazıyla ve neredeyse %40'a kadar ulaşan bir kısmı motor ceket soğutma suyuyla atık olarak çevreye salınmaktadır (Chintala ve diğerleri, 2018; Pandiyarajan ve diğerleri, 2011; Galindo ve diğerleri, 2015).

Motorların verimlerinin ve atık ısılarının tespiti için birçok çalışma yapılmıştır. Abusoğlu ve Kanoğlu (2009), dizel motorla çalışan bir kojenerasyon sisteminin ekserjetik ve termodinamik analizlerini çalışmışlardır. Daha çok çevrimin ve çevrim ekipmanlarının ekserji yıkımı, verimlilikleri ve ekserjetik maliyet dağılımlarına odaklanmış olan çalışmanın sonuçları detaylı olarak incelendiğinde; egzoz gazının atık ısısının geri kazanılmasının tüm sistem performansını olumlu yönde iyileştireceği görülmüştür. He ve diğerleri (2011), bir içten yanmalı motorun atık ısısının geri kazanımı üzerine çalışmışlardır. Çalışmada kararlı durumdaki bir deneyin sonuçları ile egzoz gazının enerji ve ekserji analizleri verilmiştir. Motorun enerji akış sonuçları gösterdi ki, yakılan yakıtın ısısının neredeyse üçte ikisi atmosfere atık olarak atılmakta. Atılan bu atık ısının da büyük bir çoğunluğu egzoz gazı ile ve geriye kalan kısmının da soğutma işleminde kaybedilmekte. Bu nedenle toplam CHP motor veriminin iyileştirilebilmesi için bu sistemlere adapte edilebilecek alternatif atık ısı geri kazanım sistemleri geliştirilmiştir. Bir CHP motorunun atık ısısını geri kazanmanın yollarından birisi de organik Rankine çevrimleridir. Çünkü, organik Rankine çevrimleri (ORC), sıcaklığı 80 °C ve üzerinde olan ısı kaynaklarının atık ısısını geri kazanılabilme kapasitesine sahiptir (Kim ve diğerleri, 2017a; Fiaschi ve diğerleri, 2017).

Yapılan literatür araştırmaları neticesinde çok az çalışmanın içten yanmalı motorların atık ısı üzerine yoğunlaştığı ve bu çalışmalarında neredeyse tamamının dizel yakıtlı motorları incelediği görülmüştür. Ayrıca biyogaz yakıtlı CHP motorların atık ısısının geri kazanımı için yapılmış yeterli çalışma yoktur ve bu çalışmalarında çok az bir kısmı atık ısının ORC ile geri kazanımını çalışmaktadır. Dahası, temel güç sistemleri kadar, ORC çevrimleri de maksimum kullanılabilir kapasiteye kadar optimizasyona ve iyileştirmeye ihtiyaç duymaktadır. ORC çevrimlerinin sistem parametrelerini ya da çevrim akışkanlarını optimize etmenin yanı sıra, ORC çevriminin bileşenlerinin verimliliğini iyileştirmeyi amaçlayan da bir dizi çalışma vardır. Türbinlerin ve pompaların yeniden tasarımı ve optimizasyonu, bu

iyileştirme çabalarının örnekleridir (Dong ve diğerleri, 2017; Xu ve diğerleri, 2017; Fiaschi ve diğerleri, 2016). ORC çevrimlerinde rejeneratörün kullanımı ya da çevrimin kritik-üstü (süperkritik) şartlarda çalıştırılması ile sistem performansının iyileştirilmesi de sıklıkla uygulanan iyileştirme çalışmalarındandır (Braumakis ve Karellas, 2018; Yu ve diğerleri, 2017; Yang ve diğerleri, 2017; Habibi ve diğerleri, 2018; Feng ve diğerleri, 2015; Bilgiç ve diğerleri, 2016).

Yapılmış olan çalışmalar incelendiğinde ORC çevrimlerinin atık ısı geri kazanımı için birçok sisteme entegre edildiği görülmektedir. Fakat, ORC çevrimlerinin küçük ya da orta kapasiteli CHP motorlarına entegre edildiği çok kısıtlı çalışma mevcuttur. Bu çalışmalardan, sadece birkaç çalışma ORC çevriminin parametrik optimizasyonunu incelemekte ve bunların hemen hemen hepsi ORC çevrimini kritik-altı (subkritik) ve kritik-üstü (süperkritik) çalışma koşullarından sadece birinde incelemektedir. Rejeneratörün ORC çevrimi üzerine etkilerini, hem kritik-altı hem de kritik-üstü koşullar altında ayrıntılı olarak inceleyen neredeyse hiç çalışma yoktur. Bu çalışma hem kritik-altı hem de kritik-üstü çalışma koşulları için rejeneratörün ORC çevrimi üzerindeki etkisinin belirlenmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Ayrıca bu çalışma, CHP motorunun egzoz gazı ve ceket soğutma suyu atık ısıları için tasarlanabilecek ORC çevrimlerinin ve bu çevrimlerin optimum çalışma parametrelerinin belirlenmesi bakımından da kritik öneme sahiptir.

Yapılmış olan doktora tezi çalışması kapsamında, Belçika'da bulunan bir biyogaz üretim tesisindeki CHP motorunun egzoz gazı ve ceket soğutma suyu atık ısılarının çevrim akışkanı olarak R245fa kullanılan organik Rankine çevrimleri (ORC) ile geri kazanımı çalışılmıştır. Her bir ısı kaynağı için rejeneratörsüz ve rejeneratörlü olmak üzere iki farklı çevrim tasarımı yapılmıştır. Yüksek sıcaklıklı egzoz gazı atık ısıları için tasarlanan ORC çevrimleri hem kritik-altı hem de kritik-üstü çalışma şartlarında çalıştırılmış olup, düşük sıcaklıklı ceket soğutma suyu (CS) atık ısıları için tasarlanan ORC çevrimleri sadece kritik-altı çalışma şartları için parametrik olarak optimize edilmiştir. Çalışma kapsamında tasarlanan ORC çevrimlerinin belirlenen çalışma koşullarında parametrik olarak optimizasyonu Steag GmbH tarafından geliştirilen EBSILON® Professional (EBSILON) yazılımı kullanılarak yapılmış olup, elde edilen sonuçlar enerji ve ekserji temelli analizlerle birleştirilerek grafiksel olarak incelenmiştir. Böylece çalışma kapsamında optimum ORC çevrimi tasarımı ve çalışma parametrelerinin belirlenmesinin yanı sıra rejeneratörün çevrim üzerine etkileri de incelenmiştir.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Hettiarachchi ve diğerleri (2007), düşük sıcaklıklı jeotermal ısı kaynakları için kullanılabilen ORC çevrimleri için en uygun tasarım kriterlerini çalışmışlardır. Toplam ısı eşanjörü yüzey alanının net güce oranının amaç fonksiyonu olarak kullanıldığı çalışmada; çevrim akışkanının seçiminin, amaç fonksiyonunu kayda değer oranlarda etkilediği görülmüştür. Ayrıca yapılan ekserji hesaplamalarında, amonyak kullanılan çevrimin diğer akışkanlardan daha iyi sonuçlar verdiği anlaşılmıştır.

Chen ve diğerleri (2012), ısı kaynağı ve ısı taşıyacak olan akışkanının giriş ve çıkış sıcaklıklarını ilişkilendirerek yeni bir ORC çevrimi tasarımı metodu geliştirmişlerdir. Çalışma kapsamında ısı kaynağını kütleli debi, giriş ve çıkış ısı taşıyan akışkan sıcaklıklarına göre karakterize etmişlerdir. Benzenin çevrim akışkanı olarak seçildiği çalışmanın sonuçları, daha yüksek bir türbin giriş sıcaklığının daha düşük bir türbin giriş basıncını gerektirdiğini ve daha düşük bir sistem termal verimliliğine yol açtığını göstermektedir.

Lakew ve Bolland (2010), düşük sıcaklıklı ısı kaynakları için farklı çalışma akışkanlarının performanslarını kritik-altı çalışma şartlarında basit bir ORC çevrimi için incelemişlerdir. R134a, R123, R227ea, R245fa, R290 ve n-pentan akışkanlarının iş akışkanı olarak kullanıldığı ORC çevrimi için yapılan hesaplamaların sonunda; 80 °C – 160 °C aralığındaki ısı kaynakları için R227ea'nın ve 160 °C – 200 °C aralığındaki ısı kaynakları için R245fa'nın en iyi sistem performansını verdiği görülmüştür.

Tian ve diğerleri (2014), yüksek sıcaklıklı rejeneratif transkritik çift döngü organik Rankine çevrimi için çevrim akışkanının seçimi üzerine teorik bir araştırma yapmışlardır. Çalışma boyunca incelenen birçok akışkan içerisinden tolüen kullanılan ORC çevriminin en yüksek net güç, enerji dönüşüm verimliliği ve ekserji verimine sahip olduğu görülmüştür. Tolüen kullanılan ORC çevriminin net güç üretimi 42,46 kW ve elektriksel verimi %51,92 olarak hesaplanmıştır.

Al-Sulaiman ve diğerleri (2013), ORC çevriminin de kullanıldığı bir trijenerasyon sisteminin termo-ekonomik optimizasyonunu yapmışlardır. Çalışmada, ekserji maliyetlendirme (SPECO) yöntemi kullanılarak termo-ekonomik modelleme yapılırken,

optimizasyon çalışması Powell metodu kullanılarak yapılmıştır. Trijenerasyon sistemini (kombine, soğutma, ısıtma ve güç) ürün maliyetini en aza indirmek için gerçekleştirilmiş olan çalışmada yapılan ekserji hesaplamaları neticesinde; SOFC-trijenerasyon sisteminin ekserji verimi %38, biyokütle trijenerasyon sisteminin ekserji verimi %28 ve güneş trijenerasyon sisteminin ekserji verimi %18 olarak bulunmuştur.

Gu ve Sato (2001), jeotermal ısı kaynağından güç üretimi için çevrim parametrelerinin optimizasyonunu çalışmışlardır. Rejeneratif ORC çevriminin kritik-üstü çalışma şartları için çalışma akışkanı ve sistem durum parametrelerinin optimize ederek maksimum termal verimliliği hesaplamışlardır.

Algieri ve Morrone (2012), Sibari bölgesindeki bir biyokütle enerji santrali için tasarlanan yüksek sıcaklıklı ORC çevriminin kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında enerji analizlerini kıyaslamışlardır. Rejeneratörün çevrime etkisinin de incelediği çalışma sonunda, yüksek sıcaklığın ve rejeneratör kullanımının çevrim performansı üzerine kayda değer etkisinin olduğu görülmüştür.

Çift yakıtlı düşük sıcaklıklı bir yanma motorunun egzoz gazı atık ısısının ORC çevrimleri kullanılarak geri kazanılabilir enerji potansiyeli Srinivasan ve diğerleri (2010) tarafından çalışılmıştır. Çalışma sonunda, ORC çevrimi kullanımı ile tüm enjeksiyon sürelerinde ortalama %7 bir iyileşme olduğu hesaplanırken, NO_x ve CO₂ emisyonlarında da ortalama %18 azalma görülmüştür.

Qiu ve diğerleri (2012), deneysel olarak biyokütle ısı kaynaklı bir mikro-CHP motoruna ORC çevrimini asiste etmişlerdir. 50 kW_{th} kapasiteli mikro-CHP motoru için yapılan analizler sonucunda toplam 861 W elektrik üretiminin ve 47,26 kW_{th} ısının üretilmesinin mümkün olduğunu görmüşlerdir. Bununla birlikte, elektrik üretim verimliliği ve CHP verimliliğini de sırasıyla %1,41 ve %78,69 olarak hesaplamışlardır.

Kölsch ve Radulovic (2015), dizel motor atık ısısının organik Rankine çevrimi ile kullanılabilirliğini çalışmışlardır. Çalışma kapsamında tasarlanan ORC çevriminde iş akışkanı olarak tolüen, solkatherm ve metanol kullanılmıştır. Yapılan hesaplamalarda metanol kullanılan ORC çevriminin en iyi termal performansı gösterdiği ve tolüen kullanılan ORC çevriminin en düşük termal verime sahip olduğunu hesaplamışlardır.

Preißinger ve diğerleri (2016), düşük sıcaklıkta bir ısı kaynağı için termo-ekonomik olarak modüler bir organik Rankine döngüsünü analiz etmişlerdir. 373 K ile 473 K arasındaki sıcaklıklar için iki farklı metodun (kütlesel debi metodu ve kombine metot) karşılaştırıldığı çalışmada; geniş bir sıcaklık aralığında, basit kütle akış yöntemi ile karmaşık kombine yöntem arasındaki net güç çıkışındaki sapmanın %10'un altında olduğu görülmüştür.

Chen ve diğerleri (2011), akışkan olarak zeotropik karışımları kullanan kritik-üstü bir ORC çevrimi kullanarak düşük ısı taşıyan kaynakların enerjisinin geri dönüştürülebilirliğini analiz etmişlerdir. Sonuçlardan, tasarlanan ORC çevriminden %10,8'den %13,4'e kadar bir ısı verim elde edilebileceği görülmüştür.

Manfrida ve diğerleri (2016), 363 K ve 403 K arasındaki bir sıcaklık aralığı için bir güneş sistemi destekli ORC çevrimi tasarlayarak ve simüle etmişlerdir. Bir haftalık güneş ışınımı için yapılan simülasyonun sonucunda, tasarlanan çevrimin haftalık ortalama termal verimliliğini yaklaşık %13,4 olarak hesaplamışlardır.

Hettiarachchi ve diğerleri (2007), düşük sıcaklıklı bir jeotermal ısı kaynağına eklenen bir ORC çevriminin optimum tasarım parametrelerini belirlemişlerdir. Çalışma sırasında, amonyak, HCFC123, n-Pentan ve PF5050 çevrim akışkanı olarak kullanılmıştır. Yapılan hesaplamalar neticesinde ORC çevriminin HCFC123 ve n-Pentan ile performansının diğer çalışma sıvılarından daha iyi olduğunu bulmuşlardır.

Yağlı ve diğerleri (2016b), bir tav fırınının yüksek sıcaklıklı egzoz gazı için tasarlanmış bir ORC çevrimi için çalışma sıvısı olarak tolüen ve siklohezanı karşılaştırmışlardır. Çalışma sonucunda, siklohezan kullanılan ORC çevriminin, aynı çalışma koşullarında tolüen kullanılan ORC çevriminden daha iyi sonuçlar verdiğini göstermişlerdir.

Yüksek sıcaklığa sahip kritik-altı ve kritik-üstü bir ORC çevriminin karşılaştırmalı enerji analizi, Algieri ve Morrone (2012) tarafından incelenmiştir. Yapılan detaylı analizler neticesinde, kritik-üstü çalışma şartlarında toplam çevrim veriminde önemli bir iyileşme olduğunu görmüşlerdir.

Glover ve diğerleri (2015), bir taşıt motorundan gelen atık ısının geri kazanılması için birçok çalışma sıvısının iş akışkanı olarak kullanıldığı kritik-üstü bir ORC çevrimini simüle

etmişlerdir. Çalışma sonucunda yüksek kritik sıcaklıktaki akışkanların çevrim performanslarının daha iyi olduğu görülmüştür. Ayrıca, tüm simülasyon sonuçları birlikte ele alındığında, termal verimin %5 ile %23 arasında değiştiği görülmüştür.

Benato ve Macor (2017), biyogazla çalışan bir motorun egzoz gazı atık ısısının geri kazanılabilirlik potansiyelini ORC çevrimi kullanarak analiz etmişlerdir. Isı kaynağı olarak İtalya bölgesindeki bir tesiste üretilen biyogazı kullanan motor için tasarlanan ORC çevrimde 115 farklı çevrim akışkanı kullanılmış olup, ORC çevrimi ile %30 daha fazla net elektrik üretiminin mümkün olduğunu hesaplamışlardır.

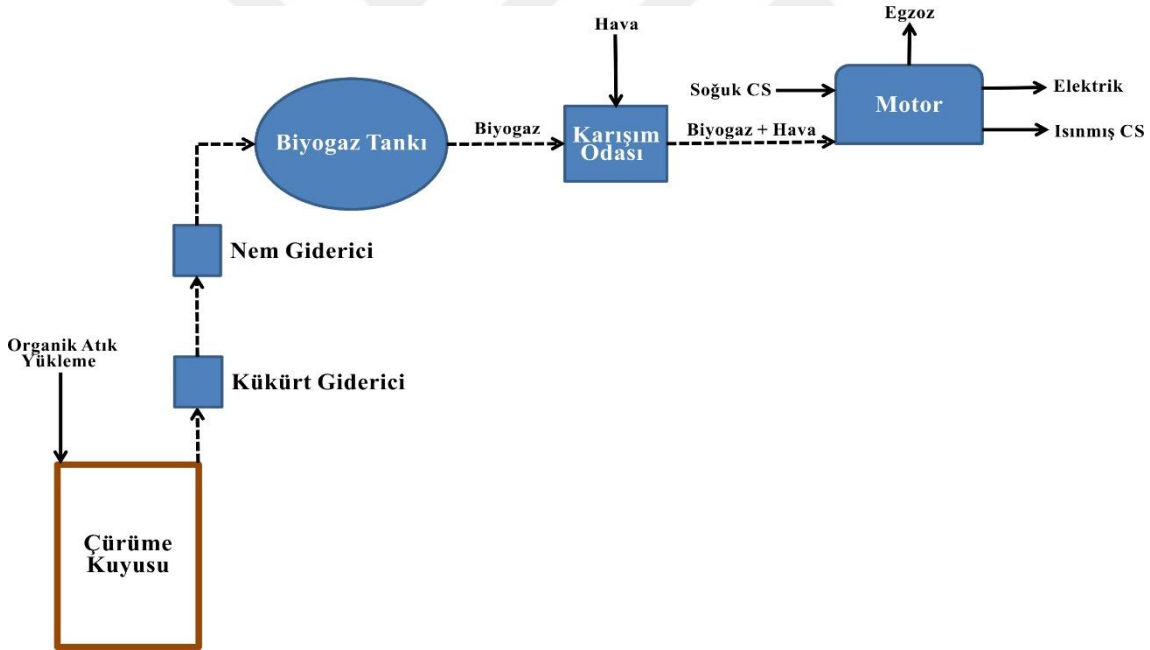


3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1 Materyal

3.1.1 Biyogaz güç tesisi

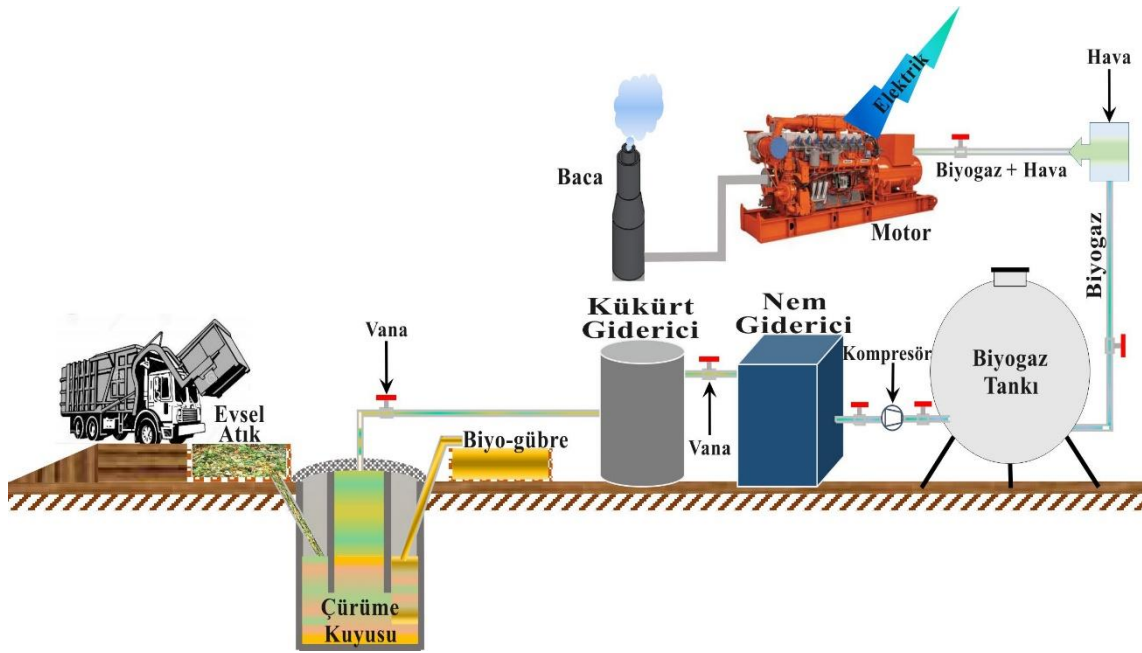
Çalışma kapsamında incelenmiş olan biyogaz güç tesisi Belçika'da bulunmaktadır. Tesis içerisinde toplam 1611 kW_e elektrik üretim kapasitesine sahip olan iki adet biyogaz yakıtlı ısı-güç kombine motoru bulunmaktadır. Isı-güç kombine motoru yakıt olarak Belçika bölgesinde toplanmış olan evsel atıkların anaerobik çürümesi ile elde edilen biyogazı kullanmaktadır. Biyogaz ve güç üretim tesisinin üretim şeması Şekil 3.1'de verilmektedir.



Şekil 3.1. Biyogaz ve güç üretim tesisinin üretim şeması

Biyogaz ve güç üretim tesisinin şematik gösterimi Şekil 3.2'de verilmektedir. Biyogaz tesisine getirilen evsel atıklar öncelikle içerisinde bulunan inorganik atıklardan arındırılmakta ve geriye kalan organik atıklar anaerobik çürüme kuyularına şarj edilmektedir. Belirli ortam sıcaklığı ve pH altında oksijensiz sindirim yapan bakteriler tarafından üretilen biyogaz kuyudan alınarak saflaştırılmak için önce kükürt gidericiye daha sonrada nem gidericiye gönderilmektedir. Kükürt ve nemden arındırılmış olan saf biyogaz,

güç sisteminde kullanılmak üzere tank içerisinde depolanmaktadır. Depolanmış olan biyogaz %55 metan (CH_4) ve %45 Karbondioksit (CO_2)'den oluşmaktadır. Tank içerisinde depolanmış olan biyogaz karışım odasında hava ile karıştırılarak içten yanmalı motora gönderilmektedir. Yakıtın yanması sonucunda elde edilen elektriğin yanı sıra, motorun soğutulması için kullanılan ceket suyu (CS) ve egzoz gazı ile fazla ısı sitemden atılmaktadır.



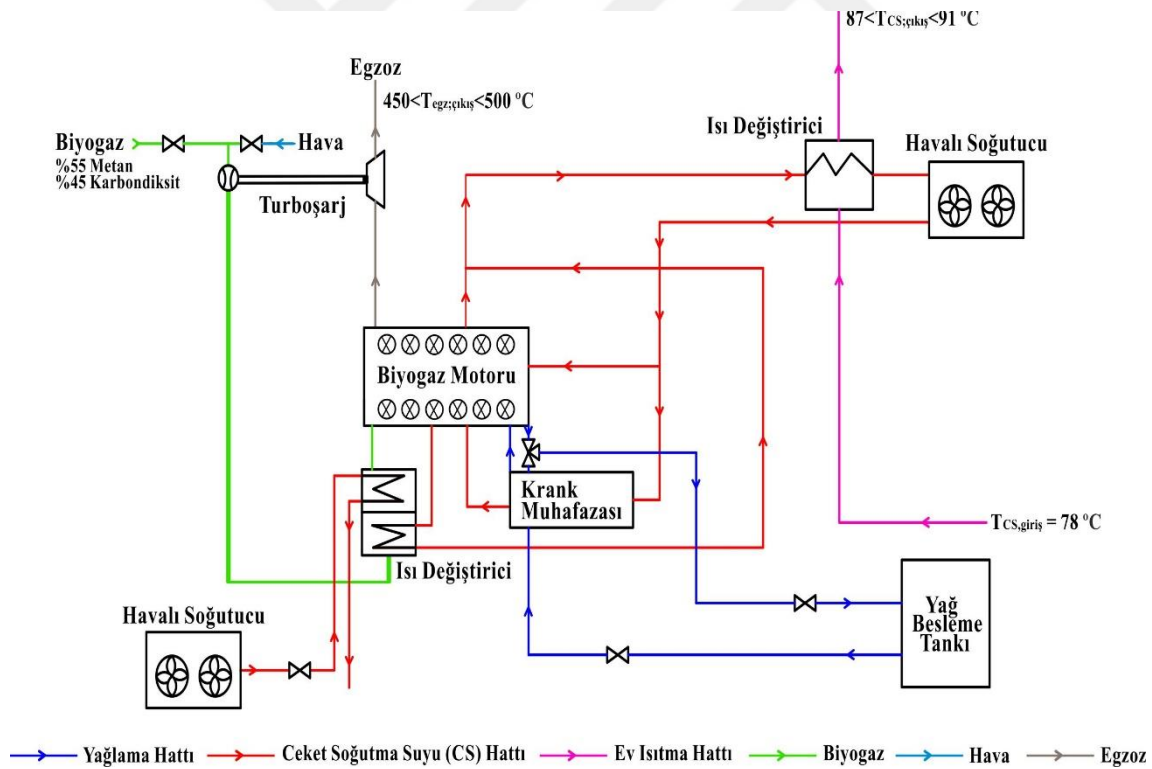
Şekil 3.2. Biyogaz ve güç üretim tesisinin şematik gösterimi

Motordan çıkan ceket suyu mevcut durumda kış aylarında tesis etrafındaki evlerin lokal ısıtmasında kullanılmaktadır. Fakat egzoz gazı kullanılmadan direkt olarak atmosfere salınmaktadır.

3.1.2 Isı ve güç kombine motoru (CHP)

Bu çalışmada değerlendirilen kombine ısı ve güç motoru (CHP) on iki silindirlidir ve yakıt olarak biyogaz kullanmaktadır. Tesiste bulunan her bir motor yaklaşık 534 kW elektrik kapasitesine sahiptir. Mevcut durumda, ısınan ceket soğutma suyu (CS), tesis etrafında bulunan konutların lokal ısıtmasında kullanılmaktadır. Bu çalışma kapsamında motorun en

fazla ısıyı kaybettiği CS ve egzoz gazı atık ısılarının kullanıldığı farklı organik Rankine çevrimleri (ORC) tasarlanacaktır. Tesis de toplam iki adet CHP motoru bulunmaktadır. Biyogaz üretim tesisinde güç üretmek için kullanılan CHP motorlarının şematik gösterimi Şekil 3.3'de gösterilmektedir. Şekilde gösterildiği gibi, evsel atıklardan inorganik atıkların temizlenmesi sonucunda elde edilen organik atıkların oksijensiz ortamda bakteriyel sindirilmesi sonucu elde edilen biyogaz (yeşil hat) hava (turkuaz hat) ile karıştırılmaktadır. Daha sonra CHP motorunun egzoz gazı vasıtası ile çalıştırılan türbinden hareketini alan kompresörde (turboşarj) biyogaz-hava karışımı sıkıştırılmaktadır. Basınçlandırılmış hava-biyogaz karışımı CHP motoruna yakıt olarak enjekte edilmeden önce bir ısı değiştiriciden geçirilmektedir. Bu ısı değiştiricide biyogaz-hava karışımı, sıcak aylarda havalı soğutucu vasıtası ile soğutulmakta ya da soğuk aylarda sıcak CS ile ısıtılmaktadır. Isı değiştirici içerisinde sıcaklığı ayarlanan biyogaz-hava karışımı motora enjekte edilmektedir.



Şekil 3.3. CHP motorlarının şematik gösterimi

Biyogaz tarafından ateşlenen motorun güç üretimi esnasında, yağ besleme tankı içerisinde bulunan yağ vasıtası ile CHP motor yağlanmaktadır (mavi hat). Biyogaz-hava karışımının ateşlenmesi sonucunda elde edilen egzoz gazı önce turboşarj ünitesine gönderilmekte ve

ardından da atmosfere salınmaktadır (kahverengi hat). Egzoz gazı atmosfere 450 °C - 500 °C arasında bir sıcaklıkta salınmaktadır. Motor sıcaklığını kontrol altında tutmak için kullanılmakta olan CS (kırmızı hat), ısı değiştiriciye gönderilerek ev ısıtma hattındaki (pembe hat) suyun ısıtmaktadır. Fazla ısısını ev ısıtma hattına vermiş olan sıcak CS sonrasında bir havalı soğutucu sisteminden geçirilir ve motorun soğutulması için ihtiyaç duyulan sıcaklıklara kadar soğutulması sağlanır.

Çalışma kapsamında CS ve egzoz gazı atık ısılarının geri kazanımı için tasarlanacak olan farklı ORC sistemlerinin tasarım ve simülasyon aşamalarında kullanılacak olan ısı kaynağının ve motorun nominal çalışma koşullarının belirlenmesi, tasarlanan ORC sistemlerinden gerçeğe yakın sonuç elde edilebilmesi bakımından büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle tasarım ve analiz boyunca CHP motorun nominal çalışma koşulları göz önünde bulundurulmuş ve bu şartlar altındaki nominal çalışma şartları Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Her bir CHP motorunun nominal çalışma şartları

	Değer	Birim
Motor sayısı	2	-
Tesis elektrik üretim kapasitesi	1068	kW _e
Motor elektrik verimi	39,3%	-
Motor mekanik verimi	40,6%	-
Motor termal verimi*	37,2%	-
Egzoz kütleli debisi (nemli)	2981	kg/h
Egzoz sıcaklık aralığı	450-500	°C
Egzoz güç içeriği*	285	kW
CS kütleli debisi	45000	kg/h
CS sıcaklık aralığı	84-90	°C
CS güç içeriği	223	kW

* Egzoz gazı 180 °C’ye soğutulduğunda

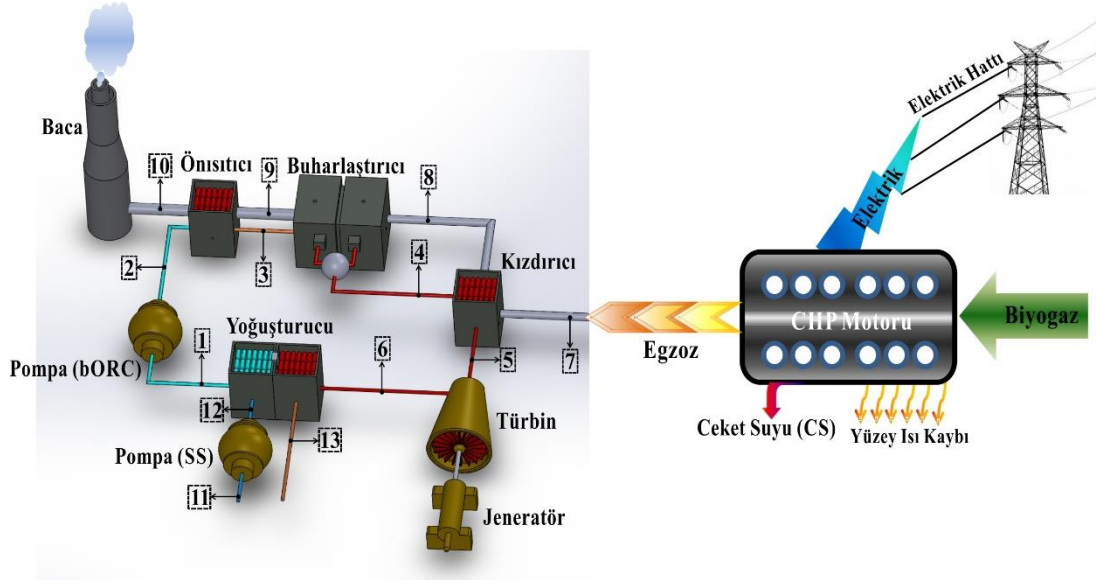
Mevsime ve atmosfer sıcaklığına bağlı olarak, egzoz gazının sıcaklığı 450 °C ile 500 °C arasında değişirken, motor soğutulduktan sonra çıkan ceket suyunun sıcaklığı 84 °C ile 90 °C aralığında değişmektedir. Bu nedenle, ORC'nin tasarım ve parametrik optimizasyonu

için; egzoz gazı sıcaklığı ve debisi sabit 450 °C ve 1,63 kg/s, CS sıcaklığı ve debisi sabit 86 °C ve 12,5 kg/s olarak kabul edilmiştir.

3.2 Yöntem

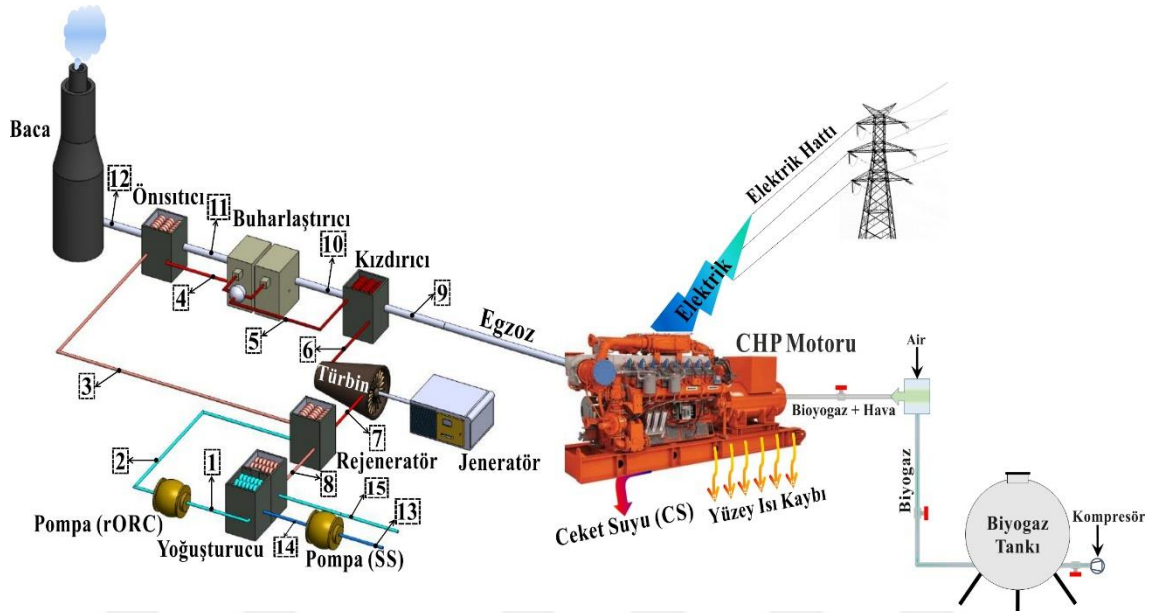
3.2.1 Organik Rankine çevrimi (ORC)

Geleneksel Rankine çevrimleri ile organik Rankine çevrimleri (ORC) her ne kadar benzer çevrim elemanlarına sahip olsalar da kullanılan çevrim akışkanı ve kullanılabilir ısı kaynağı sıcaklık aralığı bakımından göz ardı edilemeyecek kadar farklılıkları vardır. Geleneksel Rankine çevrimlerinde çevrim akışkanı olarak sadece su kullanılmaktadır. Bu nedenle bu sistemler 500 °C'nin üzerinde bir sıcaklığa sahip olan ısı kaynakları için kullanılmaktadır. Diğer yandan, ORC sistemlerinde hidrokarbon kökenli organik akışkanlar çevrim akışkanı olarak kullanılabilir. Bu akışkanların düşük kaynama noktası ve buharlaşma entalpisinden dolayı, ORC sistemleri 80 °C ve üzerindeki ısı kaynaklarında kullanılabilir (Kim ve diğerleri, 2017a; Fiaschi ve diğerleri, 2017). ORC'lerin sahip olduğu bu üstünlükler, bu sistemleri özellikle düşük ve orta sıcaklıklardaki ısı kaynaklarının değerlendirilmesi için kullanılan en önemli yöntemlerden biri yapmaktadır. Bu nedenle bu çalışma kapsamında Belçika bölgesinde kurulu olan bir biyogaz üretim tesisindeki iki adet CHP motorunun egzoz ve ceket soğutma suyu atık ısılarının geri kazanımı üzerine çalışılmıştır. Mevcut durumda, motor ceketinin soğutulması sonucunda çıkan ceket suyu, kış aylarında tesis etrafındaki binalar için evsel ısıtmada kullanılmaktadır. Fakat evsel ısıtma sistemi sezonluk çalıştığından havanın sıcak olduğu aylarda ceket suyu ısısı hava soğutmalı sistemler ile atmosfere atılmaktadır. Motorda yanma sonrası çıkan sıcak egzoz gazı da kullanılmadan direkt olarak atmosfere atılmaktadır. Bu çalışmada, öncelikle egzoz gazı atık ısının kullanılması için basit ve rejeneratörlü olmak üzere iki farklı ORC tasarımı yapılmıştır. Tasarımı yapılan sistemlerden ilki basit organik Rankine çevrimidir (bORC). Egzoz gazı atık ısısı için tasarlanan basit organik Rankine çevriminin (bORC_{egz}) şematik gösterimi Şekil 3.4'de verilmektedir.



Şekil 3.4. Egzoz gazı atık ısısı için tasarlanan basit organik Rankine çevrimi (bORC_{egz})

Egzoz gazı atık ısısı için tasarlanan bORC çevrimleri altı ana sistem ekipmanından oluşmaktadır. Bunlar pompa, ön ısıtıcı, buharlaştırıcı, kızdırıcı, türbin ve yoğuşturucudur. Sistemin tasarımında egzoz gazı atık ısısından maksimum düzeyde yararlanabilmek için üç adet ısı değiştirici kullanılmıştır. Ön ısıtıcıda bir miktar ısıtılan akışkan sonrasında buharlaştırıcı üniteye doymuş buhar fazına gelinceye kadar ısıtılmaktadır. Buharlaştırıcıdan kızdırıcıya gönderilen doymuş buhar burada belirli bir miktar kızdırıldıktan sonra türbine gönderilmektedir. Türbin sonrasında sıcaklığı ve basıncı düşen akışkanın fazla ısısı yoğuşturucu üniteye atılmaktadır. Fakat, sistem performansını arttırmak için ayrıca türbin çıkışına rejeneratör eklenerek rejeneratif bir ORC sistemi de tasarlanmıştır. Egzoz gazı atık ısısı için tasarlanan rejeneratif organik Rankine çevriminin (rORC_{egz}) şematik gösterimi Şekil 3.5’de verilmektedir.

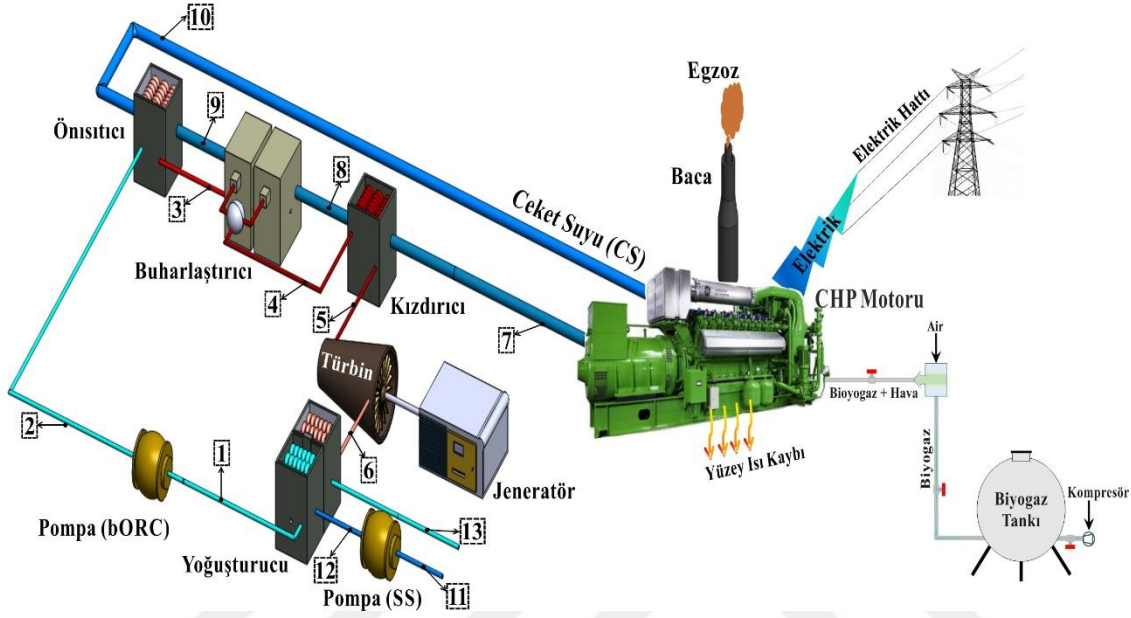


Şekil 3.5. Egzoz gazı atık ısısı için tasarlanan rejeneratif organik Rankine çevrimi (rORC_{egz})

Egzoz gazının atık ısısının geri kazanımı için tasarlanmış olan ikinci ORC sisteminde sistem verimine rejeneratörün etkilerinin incelenmesi için tasarım parametreleri aynı tutulmuştur. Her iki çevrim içinde egzoz gazı giriş sıcaklığı ve kütleli debisi 450 °C ve 1,63 kg/s olarak kabul edilmiştir. Her iki sistemde de türbin giriş basıncı 4 bardan 46 bara kadar arttırılmıştır. Her bir basınç değerinde sistemin minimum türbin giriş sıcaklığı akışkanın o basınçta doymuş buhar fazına geçtiği sıcaklık olarak kabul edilmiştir. Maksimum türbin giriş sıcaklığı ise çevrim akışkanı olarak kullanılacak olan R245fa akışkanının maksimum kullanım sıcaklığı olan 166 °C ile sınırlandırılmıştır. Çevrimin türbin giriş üst sıcaklığının akışkanın maksimum sıcaklığı ile sınırlandırılmasının temel nedeni, maksimum sıcaklığın üzerinde organik akışkanların kimyasal yapılarında bozulmalar görülmesidir (Quoilin, 2007; Chen ve diğerleri, 2010).

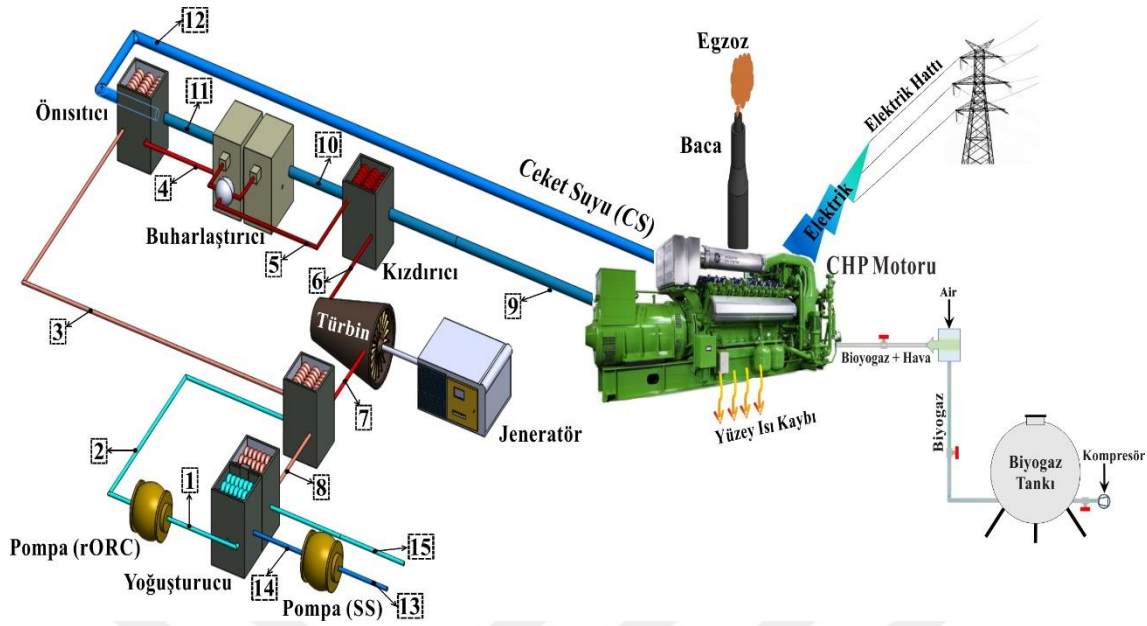
Motor bloğunun yapısının bozulmaması için, bloğun belirli bir sıcaklığın altında tutulması gerekmektedir. Buda sisteme biyogazın yanması sonucu giren ısının kayda değer bir kısmının bu soğutma esnasında atmosfere salınması anlamına gelmektedir. Çalışma kapsamında incelenecek olan CHP motorunun soğutulması işlemi ceket suyu (CS) ile yapılmaktadır. Mevcut durumda bloğun soğutulması sonrasında elde edilen sıcak CS, kış aylarında lokal evlerin ısıtılması için kullanılmaktadır. Fakat, mevsimsel bir kullanım olan ısıtmanın olmadığı sıcak aylarda, CS fazla ısısı havalı soğutucular vasıtası ile atmosfere atılmaktadır. Sürekliliği olmayan bu durum göz önünde bulundurularak, CS atık ısısının geri

kazanımı için de basit ve rejeneratörlü olmak üzere iki farklı ORC tasarımı yapılmıştır. Ceket suyu (CS) atık ısısı için tasarlanan basit organik Rankine çevriminin (bORC_{CS}) şematik görünümü Şekil 3.6'da verilmektedir.



Şekil 3.6. Ceket suyu (CS) atık ısısı için tasarlanan basit organik Rankine çevrimi (bORC_{CS})

CS atık ısısının geri kazanımı için tasarlanmış olan basit organik Rankine çevrimi (bORC_{CS}), tıpkı egzoz gazı atık ısısı için tasarlanan bORC_{egz} gibi toplamda 6 adet ekipmandan oluşmaktadır. CS atık ısısı için tasarlanan ORC sistemleri ile egzoz gazı atık ısısı için tasarlanan ORC sistemleri ayrı ayrı değerlendirmeye alındığından, CS ısı geri kazanımı hesaplamaları esnasında egzoz gazının kullanılmadan atmosfere atıldığı varsayılmıştır. Dahası, CS atık ısısının geri kazanımında için tasarlanan ORC çevrimleri içinde rejeneratörün sistem performansına olan etkileri irdelenmiştir. Ceket suyu (CS) atık ısısı için tasarlanan rejeneratörlü organik Rankine çevriminin (rORC_{CS}) şematik görünümü Şekil 3.7'de verilmektedir.

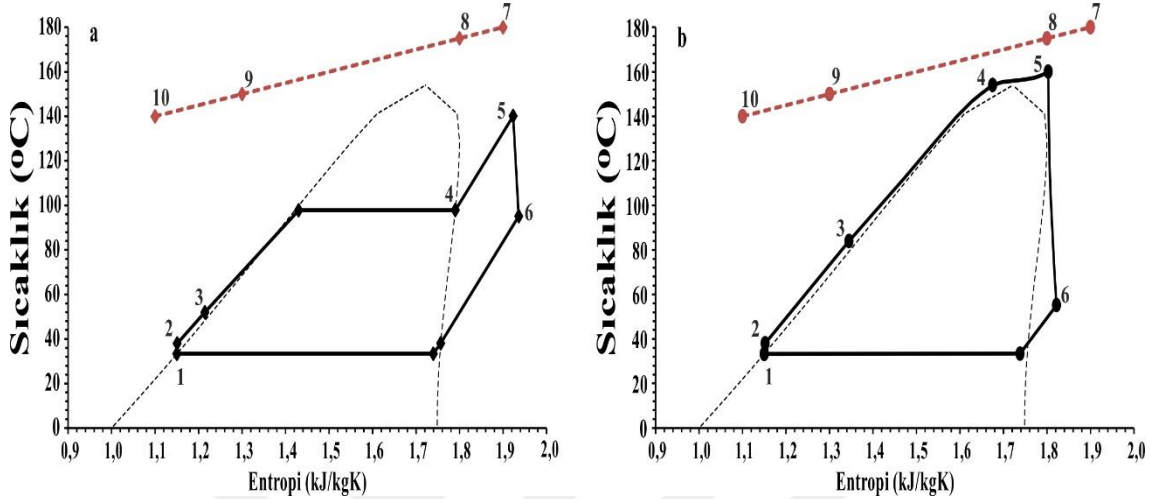


Şekil 3.7. Ceket suyu (CS) atık ısısı için tasarlanan rejeneratörlü organik Rankine çevrimi (rORCCs)

CS atık ısının geri kazanımı için tasarlanmış olan ORC çevrimlerinde rejeneratörlü ve rejeneratörsüz olmak üzere iki farklı tasarım yapılmıştır. Bu sayede sistemden geri kazanılabilecek maksimum ısı miktarının hesaplanmasının yanı sıra rejeneratörün ORC sistemi performansına olumlu etki gösterdiği çalışma aralıklarının belirlenmesi de amaçlanmıştır. CS atık ısının geri kazanımı için tasarlanan ORC sisteminde sistemin türbin giriş basıncı 4 bar ile 8 bar aralığında değiştirilmiştir. CS sıcaklığının düşük olmasından dolayı yüksek türbin giriş basıncı ve sıcaklıklarında türbin giriş fazı sıvı buhar karşımı ya da sıvı fazdadır. Bu nedenle CS için tasarlanan ORC çevrimlerinde geniş bir basınç ve sıcaklık aralığında sistem analizi yapılamamıştır. Sistemde her bir basınç için minimum sıcaklık, çevrim akışkanı olan R245fa'nın o sıcaklıktaki doymuş buhar sıcaklığı olarak seçilirken maksimum sıcaklık 85 °C olarak belirlenmiştir. Maksimum sıcaklığın seçilmesindeki en önemli parametre ise sabit ve 86 °C olarak kabul edilen CS sıcaklığının akışkanı daha yüksek sıcaklıklara çıkarmada yeterli olamamasıdır.

Atık ısı geri kazanımı için tasarlanmış olan ORC sistemlerinin iyileştirilmesi süresince rejeneratörün yanı sıra kritik-altı ve kritik-üstü çalışma koşullarının da çevrime etkileri dikkate alınmıştır. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında ORC'nin sıcaklık-entropi (T-s) değişimi grafiği Şekil 3.8'de verilmektedir. Bir ORC'nin kritik-altı ya da kritik-üstü şartlarda çalışması sistem tasarımında bir değişiklik gerektirmemektedir. Her iki çalışma

şartında da sistem tasarımı aynı olsa da sistem içerisindeki çalışma parametrelerinde farklılıklar görülmektedir.



Şekil 3.8. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) ORC çevrimlerinin sıcaklık-entropi (T-s) değişimi

Şekil 3.8’de de görüldüğü üzere, kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş basıncı akışkanın kritik basıncının altında iken, kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş basıncı akışkanın kritik basıncının üzerinde bir değerdedir. Her iki sisteminde kendi içerisinde avantajları ve dezavantajları vardır. Örneğin, kritik-üstü bir ORC'nin yatırım maliyeti kritik-altı bir ORC’den daha yüksektir (Dumont ve diğerleri, 2018; Oyewunmi ve diğerleri, 2017). Ayrıca, kritik-altı ORC'ye kıyasla, kritik-üstü ORC’leri -yüksek türbin giriş basıncından dolayı- güvenlik bakımından daha risklidir ve yatırım maliyetleri de daha yüksektir (Latz ve diğerleri, 2012). Tüm bu avantaj ve dezavantajlar dikkate alınarak sistem performansı bakımından mümkün olan tüm çalışma koşulları için inceleme yapılarak optimum çevrim tasarımı ve çalışma şartlarına karar verilmesi amaçlanmıştır.

Bu çalışmada kullanılan CS sıcaklığı çevrim akışkanını kritik-üstü çalışma koşullarına çıkarmak için yeterli olmadığından, CS atık ısının geri kazanımı için tasarlanan bORC_{CS} ve rORC_{CS} çevrimlerinin her ikisi de kritik-altı çalışma şartları için optimize edilmiştir. Yüksek sıcaklıklı egzoz gazının atık ısısının geri kazanımı için tasarlanmış olan bORC_{egz} ve rORC_{egz} çevrimlerinin her ikisi de kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında optimize edilmiş ve sonuçlar birbirleri ile kıyaslanmıştır. Böylece aynı çalışma kapsamında hem rejeneratörün etkisi hem de kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarının etkisi bir arada irdelenmiştir.

Bu çalışma kapsamında egzoz gazı atık ısının geri kazanımı için tasarlanmış olan ORC'nin türbin giriş basıncı 4 bar ile 46 bar aralığında değiştirilirken, türbin giriş sıcaklığı seçilen basınçta akışkanın doymuş buhar olduğu sıcaklık ile 166 °C aralığında değiştirilmiştir. Her ne kadar egzoz gazı sıcaklığı akışkanı daha yüksek sıcaklıklara çıkarabilecek kadar yüksek ise de çevrim akışkanı olarak seçilmiş olan R245fa akışkanının maksimum sıcaklığının 166 °C olmasından dolayı üst sıcaklık limiti 166 °C olarak alınmıştır. Çünkü ORC çevrimlerinde kullanılan çevrim akışkanları hidrokarbon kökenli ve organik akışkanlardır. Organik akışkanların o akışkana ait maksimum sıcaklığın üzerine kadar ısıtılması durumunda akışkanın kimyasal yapısında bozulmalar meydana gelmekte ve akışkanın gösterdiği termodinamik özellikler farklılıklar göstermektedir (Quoilin, 2007; Chen ve diğerleri, 2010). CS atık ısısı geri kazanımı için tasarlanmış olan ORC'lerde ise -düşük su sıcaklığından dolayı- türbin giriş sıcaklığı akışkanın o basınçta doymuş buhar fazında olduğu sıcaklık ile 85 °C aralığında değiştirilmiştir. CS için tasarlanan ORC'lerin türbin giriş basıncı ise 4 bar ile 8 bar aralığında değiştirilmiştir.

ORC tasarımında türbin verimi, pompa verimi, CHP motoru elektriksel verimi, soğutma suyu giriş sıcaklığı ve yoğuşma basıncı sabit kabul edilmiştir. Ayrıca borulardaki, yoğuşturucudaki ve buharlaştırıcıdaki basınç düşüşleri de göz ardı edilmiştir. Çalışma boyunca önısıtıcı, kızdırıcı ve rejeneratördeki basınç düşüşü sıcak bölge için 0,001 bar ve soğuk akış için 0,05 bar olarak kabul edilmiştir. ORC çevrimlerinin tasarımında kullanılan ek tasarım parametreleri Çizelge 3.2'de verilmektedir.

Çizelge 3.2. ORC çevrimlerinin tasarımında kullanılan ek tasarım parametreleri

Parametre	Değer	Birim
Pompa izentropik verimi	80%	-
Türbin izentropik verimi	88%	-
Jeneratör elektrik verimi	98,5%	-
Yoğuşturucu basıncı	2	bar
Yoğuşturucu sıcak bölge basınç kaybı	0	bar
Yoğuşturucu soğuk bölge basınç kaybı	0,5	bar
Egzoz gazı giriş sıcaklığı	450	°C
Egzoz gazı çıkış sıcaklığı	150	°C

Çizelge 3.2. (Devam)ORC çevrimlerinin tasarımında kullanılan ek tasarım parametreleri

Parametre	Değer	Birim
Egzoz gazı kütleli debisi	1,63	kg/s
Ceket suyu (CS) giriş sıcaklığı	86	°C
Ceket suyu (CS) çıkış sıcaklığı	79,505	°C
Ceket suyu (CS) kütleli debisi	12,5	kg/s
Yoğuşturucu girişinde soğutma suyu (SS) sıcaklığı	25,008	°C

3.2.2 Enerji ve ekserji analiz denklemleri

Tasarlanmış olan ORC'lerinin optimum çalışma parametrelerine karar verebilmek için sistemin enerji ve ekserji analizinin yapılması büyük önem arz etmektedir. Çalışma kapsamında tasarlanmış olan rejeneratif ve basit ORC'lerin ve ayrıca bu sistemlerin kritik-altı ve kritik-üstü çalışma koşullarının tamamı için hem termodinamiğin birinci hem de ikinci yasalarına dayanarak analizler yapılmıştır. Çünkü bir sistemin enerji analizi tek başına, sistemin performansı için bir vizyona sahip olmak için yeterli değildir. ORC sistemlerinin analizinde kullanılan; kütleli korunumu, enerji ve ekserji dengesi denklemleri (Dincer ve Rosen, 2013; Kotas, 2013; Abuşoğlu ve diğerleri, 2017);

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

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum(\dot{m}h)_c - \sum(\dot{m}h)_g \quad (3.2)$$

$$\dot{E}_{ex,g} = \dot{E}_{ex,\zeta} + \dot{E}_{ex,y} \quad (3.3)$$

şeklinde yazılmaktadır. Burada $\dot{E}_{ex;g}$, $\dot{E}_{ex;\zeta}$ ve $\dot{E}_{ex;y}$ sırasıyla ekserji girişini, ekserji çıkışını ve ekserji yıkımını ifade etmektedir. \dot{E}_{ex} ise ekserji akısını ifade etmektedir. Ekserji akısı (\dot{E}_{ex});

$$\dot{E}_{ex} = \dot{m}\psi \quad (3.4)$$

eşitliği ile bulunmaktadır. Eş. 3.4'de özgül ekserji ψ ile gösterilmekte olup;

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.5)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır. Eş. 3.5'de, h_0 ve s_0 sırasıyla akışkanın ortam sıcaklığındaki entalpisini ve entropisini ifade etmektedir.

İşin ekserji verimi %100 iken, ısının ekserji verimi ortam sıcaklığına ve ısı transfer yüzey sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Bu nedenle ekserji hesaplarında iş (\dot{W}) değiştirilmeden direkt olarak hesaba katılırken, ısının (\dot{Q}) ekserji karşılığı;

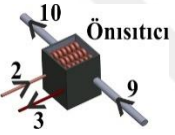
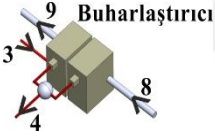
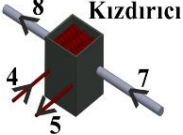

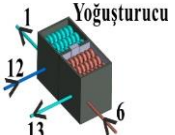
$$\dot{E}_{ex;ısı} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{yüzey}}\right) \dot{Q} \quad (3.6)$$

eşitliği ile hesaplanarak kullanılmaktadır. Eş. 3.6'da T_0 atmosfer ya da ortam sıcaklığını ifade ederken $T_{yüzey}$ ısı değiştirici içerisindeki ısı transfer yüzeyinin sıcaklığını ifade etmektedir. Bu çalışmada $T_{yüzey}$ sıcaklığı olarak ısı değiştiriciye giren akışkanların ortalama sıcaklığı alınmıştır. Belçika bölgesinin yıllık ortalama atmosfer sıcaklığı olan 18 °C ise ortam sıcaklığı (T_0) olarak kabul edilmiştir.

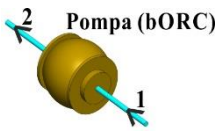
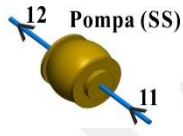
Sistemin genel analizinin yanı sıra her bir sistem elemanının da enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Çalışma kapsamında hem egzoz gazı hem de CS atık ısılarının geri kazanımı için bORC ve rORC olmak üzere iki farklı sistem tasarımı yapılmıştır. Sistem tanıtımında

her iki çevrimde birbiri içinde farklı numaralandırıldığından ve farklı sistem elemanları kullanıldığından, enerji ve ekserji denge denklemleri bORC ve rORC için ayrı ayrı verilmiştir. Bu kapsamda egzoz gazı ve CS atık ısısının geri kazanımı için tasarlanmış olan bORC_{egz} ve bORC_{CS} sistem elemanlarının enerji ve ekserji denge denklemleri Çizelge 3.3’de verilmektedir.

Çizelge 3.3. bORC_{egz} ve bORC_{CS} sistem ekipmanlarının enerji ve ekserji denge denklemleri (Dincer ve Rosen, 2013; Al-Sulaiman ve diğerleri, 2010; Cengel ve Boles, 2008; Bejan ve diğerleri, 1996)

	Enerji denge denklemi	Ekserji denge denklemi
	$\dot{Q}_{PH} = \dot{m}_{bORC}(h_3 - h_2)$	$\begin{aligned} \dot{E}_{PH,y} &= \dot{m}_{egz}(\psi_9 - \psi_{10}) \\ &\quad - \dot{m}_{bORC}(\psi_3 - \psi_2) \\ \varepsilon_{PH} &= \frac{\dot{m}_{bORC}(\psi_3 - \psi_2)}{\dot{m}_{egz}(\psi_9 - \psi_{10})} \end{aligned}$
	$\dot{Q}_B = \dot{m}_{bORC}(h_4 - h_3)$	$\begin{aligned} \dot{E}_{B,y} &= \dot{m}_{egz}(\psi_8 - \psi_9) \\ &\quad - \dot{m}_{bORC}(\psi_4 - \psi_3) \\ \varepsilon_B &= \frac{\dot{m}_{bORC}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{egz}(\psi_8 - \psi_9)} \end{aligned}$
	$\dot{Q}_K = \dot{m}_{bORC}(h_5 - h_4)$	$\begin{aligned} \dot{E}_{K,y} &= \dot{m}_{egz}(\psi_7 - \psi_8) \\ &\quad - \dot{m}_{bORC}(\psi_5 - \psi_4) \\ \varepsilon_K &= \frac{\dot{m}_{bORC}(\psi_5 - \psi_4)}{\dot{m}_{egz}(\psi_7 - \psi_8)} \end{aligned}$
	$\begin{aligned} \dot{W}_T &= \dot{m}_{bORC}(h_5 - h_6) \\ \eta_T &= \frac{(h_5 - h_6)}{(h_5 - h_{6s})} \end{aligned}$	$\begin{aligned} \dot{W}_{T,rev} &= \dot{m}_{bORC}(\psi_5 - \psi_6) \\ \dot{E}_{T,y} &= \dot{W}_{T,rev} - \dot{W}_T \\ \varepsilon_T &= \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}_{T,rev}} \end{aligned}$
	$\dot{Q}_Y = \dot{m}_{bORC}(h_6 - h_1)$	$\begin{aligned} \dot{E}_{Y,y} &= \dot{m}_{bORC}(\psi_6 - \psi_1) \\ &\quad - \dot{m}_{SS}(\psi_{13} - \psi_{12}) \\ \varepsilon_Y &= \frac{\dot{m}_{SS}(\psi_{13} - \psi_{12})}{\dot{m}_{bORC}(\psi_6 - \psi_1)} \end{aligned}$

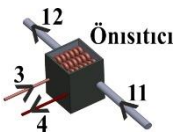
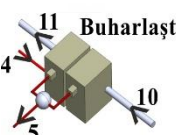
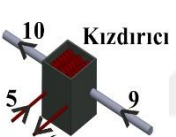

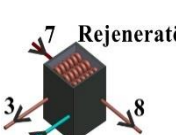
Çizelge 3.3. (Devam)bORC_{egz} ve bORC_{CS} sistem ekipmanlarının enerji ve ekserji denge denklemleri (Dincer ve Rosen, 2013; Al-Sulaiman ve diğerleri, 2010; Cengel ve Boles, 2008; Bejan ve diğerleri, 1996)

	Enerji denge denklemi	Ekserji denge denklemi
	$\dot{W}_{P,bORC} = \dot{m}_{bORC}(h_2 - h_1)$ $\eta_{P,bORC} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$	$\dot{W}_{P,bORC,rev} = \dot{m}_{bORC}(\psi_2 - \psi_1)$ $\dot{E}_{P,bORC,y} = \dot{W}_{P,bORC} - \dot{W}_{P,bORC,rev}$ $\varepsilon_{P,bORC} = \frac{\dot{W}_{P,bORC,rev}}{\dot{W}_{P,bORC}}$
	$\dot{W}_{P,SS} = \dot{m}_{SS}(h_{12} - h_{11})$ $\eta_{P,SS} = \frac{(h_{12s} - h_{11})}{(h_{12} - h_{11})}$	$\dot{W}_{P,SS,rev} = \dot{m}_{SS}(\psi_{12} - \psi_{11})$ $\dot{E}_{P,SS,y} = \dot{W}_{P,SS} - \dot{W}_{P,SS,rev}$ $\varepsilon_{P,SS} = \frac{\dot{W}_{P,SS,rev}}{\dot{W}_{P,SS}}$

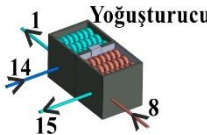
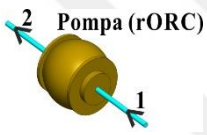
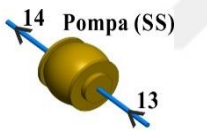
bORC ve rORC sistemlerinin tasarım olarak aralarında tek fark rejeneratörün kullanımınıdır. Rejeneratörlü ve rejeneratörsüz ORC'leri kıyaslandığında, rejeneratör kullanımının çevrim performansını arttırdığını kanıtlayan birçok çalışma vardır (Mago ve diğerleri, 2008; Mosaffa ve diğerleri, 2017; Reis ve Gallo, 2018; Javanshir ve diğerleri, 2017). Bu nedenle çalışma kapsamında rejeneratörün ORC performansına etkisi incelenmiştir.

Yoğuşturucu vasıtası ile çevreye atılacak olan ısının bir kısmının geri kazanımını sağlayan rejeneratörün sisteme olan etkisinin anlaşılması için bORC'nin yanı sıra rORC'nin ekipmanlarının da enerji ve ekserji denklemleri termodinamiğin birinci ve ikinci yasası baz alınarak çıkarılmıştır. rORC_{egz} ve rORC_{CS} sistem ekipmanlarının enerji ve ekserji denge denklemleri Çizelge 3.4'de verilmektedir.

Çizelge 3.4. rORC_{egz} ve rORC_{cs} sistem ekipmanlarının enerji ve ekserji denge denklemleri (Cengel ve Boles, 2008; Dincer ve Rosen, 2013; Kotas, 2013; Abuşoğlu ve diğerleri, 2017)

Enerji denge denklemi		Ekserji denge denklemi
 <p>Önsıtıcı</p>	$\dot{Q}_{PH} = \dot{m}_{rORC}(h_4 - h_3)$	$\begin{aligned} \dot{E}_{PH,y} &= \dot{m}_{egz}(\psi_{11} - \psi_{12}) \\ &\quad - \dot{m}_{rORC}(\psi_4 - \psi_3) \\ \varepsilon_{PH} &= \frac{\dot{m}_{rORC}(\psi_4 - \psi_3)}{\dot{m}_{egz}(\psi_{11} - \psi_{12})} \end{aligned}$
 <p>Buharlaştırıcı</p>	$\dot{Q}_B = \dot{m}_{rORC}(h_5 - h_4)$	$\begin{aligned} \dot{E}_{B,y} &= \dot{m}_{egz}(\psi_{10} - \psi_{11}) \\ &\quad - \dot{m}_{rORC}(\psi_5 - \psi_4) \\ \varepsilon_B &= \frac{\dot{m}_{rORC}(\psi_5 - \psi_4)}{\dot{m}_{egz}(\psi_{10} - \psi_{11})} \end{aligned}$
 <p>Kızdırıcı</p>	$\dot{Q}_K = \dot{m}_{rORC}(h_6 - h_5)$	$\begin{aligned} \dot{E}_{K,y} &= \dot{m}_{egz}(\psi_9 - \psi_{10}) \\ &\quad - \dot{m}_{rORC}(\psi_6 - \psi_5) \\ \varepsilon_K &= \frac{\dot{m}_{rORC}(\psi_6 - \psi_5)}{\dot{m}_{egz}(\psi_9 - \psi_{10})} \end{aligned}$
 <p>Türbin</p>	$\begin{aligned} \dot{W}_T &= \dot{m}_{rORC}(h_6 - h_7) \\ \eta_T &= \frac{(h_6 - h_7)}{(h_6 - h_{7s})} \end{aligned}$	$\begin{aligned} \dot{W}_{T,rev} &= \dot{m}_{rORC}(\psi_6 - \psi_7) \\ \dot{E}_{T,y} &= \dot{W}_{T,rev} - \dot{W}_T \\ \varepsilon_T &= \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}_{T,rev}} \end{aligned}$
 <p>Rejeneratör</p>	$\dot{Q}_R = \dot{m}_{rORC}(h_3 - h_2)$	$\begin{aligned} \dot{E}_{R,y} &= \dot{m}_{rORC}(\psi_7 - \psi_8) \\ &\quad - \dot{m}_{rORC}(\psi_3 - \psi_2) \\ \varepsilon_R &= \frac{\dot{m}_{rORC}(\psi_3 - \psi_2)}{\dot{m}_{rORC}(\psi_7 - \psi_8)} \end{aligned}$

Çizelge 3.4. (Devam)rORC_{egz} ve rORC_{CS} sistem ekipmanlarının enerji ve ekserji denge denklemleri (Cengel ve Boles, 2008; Dincer ve Rosen, 2013; Kotas, 2013; Abuşoğlu ve diğerleri, 2017)

	Enerji denge denklemleri	Ekserji denge denklemleri
	$\dot{Q}_Y = \dot{m}_{rORC}(h_8 - h_1)$	$\begin{aligned} \dot{E}_{Y,y} &= \dot{m}_{rORC}(\psi_8 - \psi_1) \\ &\quad - \dot{m}_{SS}(\psi_{15} - \psi_{14}) \\ \varepsilon_Y &= \frac{\dot{m}_{SS}(\psi_{15} - \psi_{14})}{\dot{m}_{rORC}(\psi_8 - \psi_1)} \end{aligned}$
	$\begin{aligned} \dot{W}_{P,rORC} &= \dot{m}_{rORC}(h_2 \\ &\quad - h_1) \\ \eta_{P,rORC} &= \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \end{aligned}$	$\begin{aligned} \dot{W}_{P,rORC,rev} &= \dot{m}_{rORC}(\psi_2 - \psi_1) \\ \dot{E}_{P,rORC,y} &= \dot{W}_{P,rORC} - \dot{W}_{P,rORC,rev} \\ \varepsilon_{P,rORC} &= \frac{\dot{W}_{P,rORC,rev}}{\dot{W}_{P,rORC}} \end{aligned}$
	$\begin{aligned} \dot{W}_{P,SS} &= \dot{m}_{SS}(h_{14} - h_{13}) \\ \eta_{P,SS} &= \frac{(h_{14s} - h_{13})}{(h_{14} - h_{13})} \end{aligned}$	$\begin{aligned} \dot{W}_{P,SS,rev} &= \dot{m}_{SS}(\psi_{14} - \psi_{13}) \\ \dot{E}_{P,SS,y} &= \dot{W}_{P,SS} - \dot{W}_{P,SS,rev} \\ \varepsilon_{P,SS} &= \frac{\dot{W}_{P,SS,rev}}{\dot{W}_{P,SS}} \end{aligned}$

Sistem ekipmanlarının enerji ve ekserji analizinin yanı sıra, ORC sisteminin toplam verimliliğinin hesaplanması da gerekmektedir. Bu nedenle bORC ve rORC sistemini termal ve ekserji verimleri;

$$\eta_{ORC} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_g} \quad (3.7)$$

$$\varepsilon_{ORC} = \frac{\dot{E}_{ex;\xi}}{\dot{E}_{ex;g}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{ex;g}} \quad (3.8)$$

eşitlikleri kullanılarak hesaplanmıştır. Hesaplamalar sırasında kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilmiş ve çevrim içinde karalı akışım olduğu kabulü yapılmıştır. Dahası çalışma boyunca yapılmış olan ekserji hesaplamalarında Belçika bölgesinin yıllık ortalama sıcaklığı olan 18 °C ortam sıcaklığı (ölü durum sıcaklığı) olarak kabul edilmiştir.

3.2.3 ORC çevrim akışkanı seçimi

Bir organik Rankine çevrimi için çalışma akışkanının seçimi, en iyi performansın elde edildiği uygulanabilir bir sistem tasarımı için kritik bir adımdır. Bilinen geleneksel buharlı Rankine çevrimlerinden farklı olarak, organik Rankine çevrimlerinde (ORC) çok çeşitli hidrokarbon bazlı iş akışkanları kullanılabilir. ORC çevrimlerinde sıkça kullanılmakta olan iş akışkanlarında bazıları Çizelge 3.5’de verilmektedir.

Çizelge 3.5. ORC çevrimlerinde sıklıkla kullanılan organik bazlı akışkanlar (Tehanche ve diğerleri, 2009; Shengjun ve diğerleri, 2011; Klein, 2007; Calm ve Hourahan, 2001)

Akışkan	M	T _{kr}	P _{kr}	A34 GG	AÖ	OİP*	KİP**	Tipi
	<i>kg/kmol</i>	<i>°C</i>	<i>MPa</i>	-	<i> yıl</i>	-	<i>100 yıl</i>	-
R123	152,9	183,7	3,7	B1	1,3	0,02	77	izentropik
R125	120,0	66,0	3,6	A1	29,0	0,00	3500	ıslak
R134a	102,0	101,0	4,1	A1	14,0	0,00	1430	izentropik
R143a	84,0	72,7	3,7	A2	52,0	0,00	4470	ıslak
R152a	66,1	113,3	4,5	A2	1,4	0,00	124	ıslak
R170	30,1	32,2	4,8	A3	0,2	0,00	20	ıslak
R218	188,0	72,0	2,6	A1	2600,0	0,00	8830	izentropik
R227ea	170,0	101,7	2,9	A1	42,0	0,00	3220	kuru
R236fa	152,0	124,9	3,2	A1	240,0	0,00	9810	kuru
R245ca	134,1	174,4	3,9	A1	62,0	0,00	693	kuru
R245fa	134,1	154,1	3,6	B1	7,6	0,00	1030	izentropik

Çizelge 3.5. (Devam)ORC çevrimlerinde sıklıkla kullanılan organik bazlı akışkanlar (Tchanche ve diğerleri, 2009; Shengjun ve diğerleri, 2011; Klein, 2007; Calm ve Hourahan, 2001)

Akışkan	M	T _{kr}	P _{kr}	A34 GG	AÖ	OİP*	KİP**	Tipi
	kg/kmol	°C	MPa	-	yıl	-	100 yıl	-
R600	58,1	152,0	3,8	A3	0,0	0,00	20	kuru
R600a	58,1	134,7	3,6	A3	0,0	0,00	20	kuru

* R11'e Göre Ozon İnceltme Potansiyeli

** CO₂'ye Göre Küresel Isınma Potansiyeli

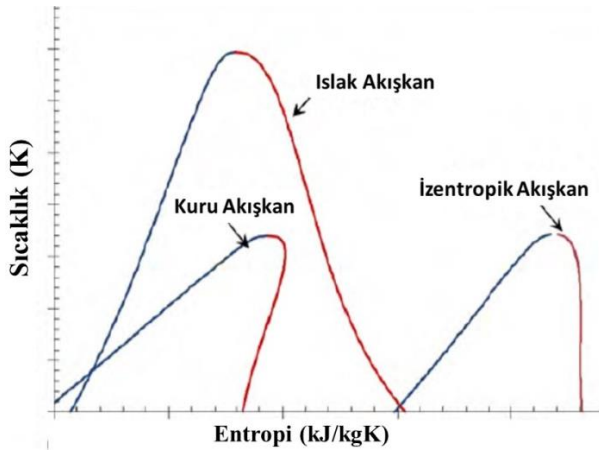
ORC çevrimlerinde kullanılabilir birçok akışkan bulunmasından dolayı, çalışma başlangıcında iş akışkanı seçim kriterlerinin belirlenmesi ve bu kriterler çerçevesinde en uygun akışkanın seçilmesi gerekmektedir. ORC çevrimlerinin iş akışkanı seçilirken dikkat edilmesi gereken parametrelerin başında;

- Termodinamik özellikler
- Tipi
- Birim fiyatı
- Akışkanın çevreye etkisi
- Yanıcılığı

gibi özellikler gelmektedir (Yu ve diğerleri, 2015; Ayachi ve diğerleri, 2014; Satanphol ve diğerleri, 2017; Pang ve diğerleri, 2017).

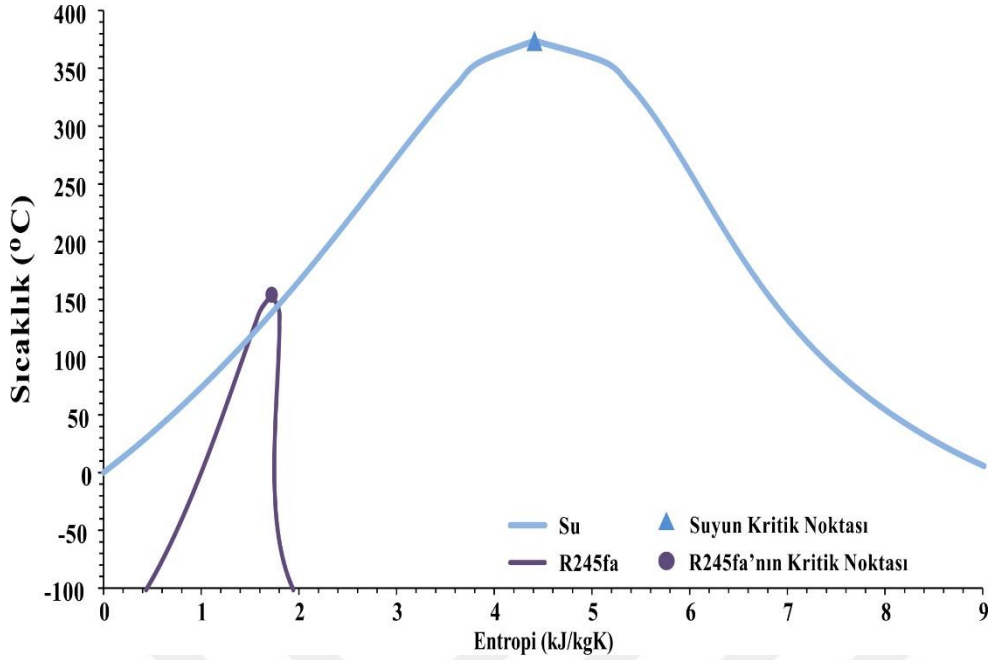
Bu özelliklerin bir arada değerlendirilerek optimum iş akışkanının seçilmesi büyük önem arz etmektedir. Bu özellikler arasında akışkanın termodinamik özellikleri kritik öneme sahiptir. Akışkan seçimi aşamasında akışkanların kritik sıcaklığı, kritik basıncı, buharlaşma entalpisi gibi termodinamik özellikleri dikkate alınmıştır.

Termodinamik özellikleri belirlendikten sonra akışkanın tipi belirlenmiştir. Islak, izentropik ve kuru olmak üzere üç tip organik akışkan mevcuttur. Akışkanların tiplerine göre sınıflandırılmasında belirleyici olan parametre, akışkanın doymuş buhar eğrisinin eğimidir. Doymuş buhar çizgilerinin eğimine göre akışkanların sınıflandırılması Şekil 3.9'da gösterilmektedir.



Şekil 3.9. Akışkan tiplerinin sıcaklık-entropi (T-s) diyagramında gösterimi (NIST Version 9.0; EBSILON® Professional, 2012)

Şekil 3.9’da görüldüğü üzere ıslak akışkanların doymuş buhar eğim çizgileri negatif bir eğime sahipken kuru tip akışkanların doymuş buhar çizgisinin eğimi pozitifdir. İzentropik akışkanlarda ise eğim sıfırdır. Sistem performansı ve sistemin çalışma düzeninin devamlılığı bakımından akışkan tipinin seçimi önemlidir. Çünkü akışkan tipi genişleme sonrası türbinden çıkan akışkanın fazında belirleyicidir. Islak tip akışkanlar genişlemeden sonra sıvı buhar fazında çıkarken kuru ve izentropik tip akışkanlarda türbin çıkış fazı neredeyse her zaman kızgın buhar fazındadır. Islak tip akışkanlarda genişleme esnasında ya da genişleme sonrasında sıvı-buhar fazındaki akışkan damlacıklarından kaynaklı olarak türbin kanatları ve sistem ekipmanları ciddi zararlar görebilmektedir. Zamanla damlacıkların verdiği bu zararlardan dolayı meydana gelen aşınma neticesinde türbin performansı düşmekte ve sistemin çalışma ömrü kısalmaktadır. Termodinamik özellikler (kritik sıcaklık, kritik basınç, buharlaşma entalpisi gibi), akışkan tipleri (ıslak, kuru, izentropik), çevresel etki, birim fiyat gibi birçok akışkan seçim kriterleri dikkate alındığında; R245fa’nın kritik-altı ve kritik-üstü bORC ve rORC’leri için daha iyi sonuçlar vereceği anlaşılmıştır. Şekil 3.10’da görüldüğü gibi, R245fa izentropik tip bir akışkanken su ıslak tip bir akışkandır.



Şekil 3.10. R245fa ve suyun sıcaklık-entropi (T-s) değişim diyagramı (NIST Version 9.0; EBSILON®Professional, 2012)

Su yüksek kaynama noktasına sahip olduğundan dolayı düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarının fazla ısısının geri kazanımı için uygun değildir. Su ile kıyaslandığında, R245fa daha düşük kritik basınca, kritik sıcaklığa ve buharlaşma entalpisine sahiptir. R245fa ve suyun en çok dikkate alınan termodinamik özelliklerinin kıyası Çizelge 3.6'da verilmektedir.

Çizelge 3.6. R245fa ve suyun termodinamik özelliklerinin karşılaştırılması (NIST Version 9.0; EBSILON®Professional, 2012)

Parametre	R245fa	Su	Birim
Akışkan tipi (kimyasal)	organik	inorganik	-
Akışkan tipi (termodinamik)	izentropik	ıslak	
Kaynama noktası*	14,81	99,60	°C
Kritik sıcaklık	154,01	373,94	°C
Kritik basınç	36,51	220,64	bar
Maksimum sıcaklık	166,85	2000	°C
Buharlaşma entalpisı*	196,23	2257,50	kJ/kg

* 1 bar basınçta

Belirlenen tüm seçim kriterleri için en iyi sonuçları veren bir çevrim akışkanı mümkün değildir (Vélez ve diğerleri, 2012). Bu nedenle çevrim akışkanının seçiminde, kriterleri optimum düzeyde sağlayan akışkan çevrim akışkanı olarak seçilmiştir. Açıklanan seçim kriterlerinde öne çıkan R245fa, hem kritik-altı hem de kritik-üstü ORC'lerinde çalışma sıvısı olarak seçilmiştir. R245fa, 154 °C'lik kritik sıcaklığa, 36,5 bar'lık kritik basınca ve 166,85 °C'lik maksimum sıcaklığa sahiptir. Organik akışkanlarının maksimum sıcaklıklarının belirlenmesi ve çalışma boyunca dikkate alınması akışkanın kimyasal özelliklerinin muhafaza edilebilmesi bakımından hayati öneme sahiptir. Çünkü organik çevrim akışkanlarının kimyasal bileşimi maksimum sıcaklığın üzerinde bozulmaktadır (Zhai ve diğerleri, 2016; Tchance ve diğerleri, 2011; Hung ve diğerleri, 2010). Bu nedenle, bu çalışmada ORC'lerinin maksimum türbin giriş sıcaklığı -R245fa'nın maksimum sıcaklığı da dikkate alınarak- 166 °C ile sınırlandırmıştır.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

Bu çalışmada Belçika bölgesinde bulunan bir biyogaz üretim santralindeki biyogaz yakıtlın ısı-güz kombine motorunun egzoz ve ceket suyu (CS) atık ısısının geri kazanımı için ayrı ayrı basit organik Rankine çevrimi (bORC) ve rejeneratif organik Rankine çevrimi (rORC) olmak üzere toplamda dört adet organik Rankine çevrimi (ORC) tasarımı yapılmıştır. Egzoz gazı için tasarlanmış olan $bORC_{egz}$ ve $rORC_{egz}$ çevrimlerinin her ikisi de hem kritik-altı (subkritik) hem de kritik-üstü (süperkritik) çalışma koşullarında türbin giriş basıncı ve sıcaklığına bağlı olarak optimize edilmiştir. Her tasarımın kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında parametrik optimizasyon sonucunda en iyi çevrim performansını sağladığı sistem koşulları için ORC sistem elemanlarının ekserji temelli analizi yapılmıştır. Sonrasında, motor ceket soğutma suyu (CS) atık ısısının geri kazanımı için tasarlanmış olan $bORC_{CS}$ ve $rORC_{CS}$ çevrimleri sadece kritik-altı çalışma koşullarında türbin giriş sıcaklık ve basıncındaki değişime bağlı olarak parametrik olarak optimize edilmiştir. CS sıcaklığının çevrim akışkanının (kritik basıncın üzerinde iken) buhar fazına geçirilmesinde yetersiz kalmasından dolayı, CS atık ısısının geri kazanımı için tasarlanmış olan ORC çevrimleri sadece kritik-altı şartlarda incelenmiştir. Parametrik optimizasyon sonucunda en iyi performansın elde edildiği sistem şartlarında, $bORC_{CS}$ ve $rORC_{CS}$ sistem elemanlarının ekserji temelli analizleri yapılmıştır. Ayrıca CS ve egzoz için yapılmış olan tasarımların analizlerinin sonrasında, rejeneratörün o sisteme olan etkisi incelenerek rejeneratörün ORC çevrimlerinde kullanılabilir olduğu çalışma şartları tartışılmıştır.

4.1 Egzoz gazı atık ısısı için tasarlanan basit organik Rankine ($bORC_{egz}$) sistemi

4.1.1 Kritik-altı ve kritik-üstü $bORC_{egz}$ sisteminin parametrik optimizasyonu

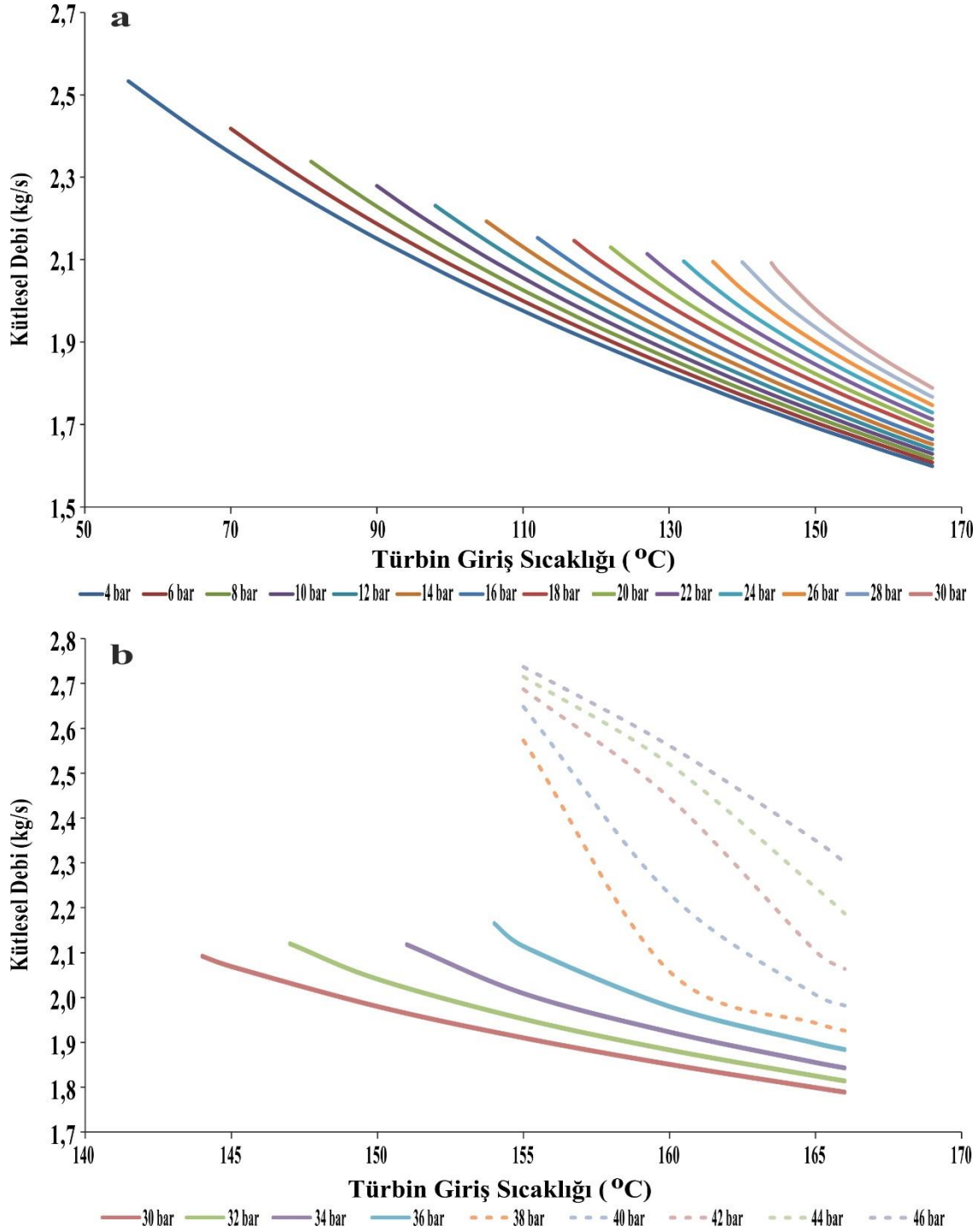
Kritik-altı bir ORC'nin türbin giriş basıncı kritik basıncın altında iken kritik-üstü ORC çevrimlerinde türbin giriş basıncı kritik basıncın üzerindedir. Bu çalışma kapsamında kritik-altı $bORC_{egz}$ 4-36 bar arasında değişen türbin giriş basıncı ve 56-166 °C arasında değişen türbin giriş sıcaklığı için parametrik olarak optimize edilmiştir. Tüm parametrik optimizasyon hesaplamaları boyunca, egzoz gazının giriş-çıkış sıcaklığı 450 °C - 150 °C olarak kabul edilirken, egzoz gazı kütleli debisi sabit ve 1,63 kg/s olarak alınmıştır.

Kritik-üstü $bORC_{egz}$ ise 38-46 bar arasında değişen bir türbin giriş basıncı ve 156-166 °C arasında değişen türbin giriş sıcaklığı için parametrik olarak optimize edilmiştir. ORC çevrimleri için iş akışkanı olarak seçilmiş olan R245fa'nın kritik basıncı 36,51 bar kritik sıcaklığı 154,01 °C'dir. Bu nedenle sistemin kritik-üstü çalışma koşulları 38 bar'dan başlayarak artan basınç değerleri için çalışılmıştır. Fakat, kritik-altı ve kritik-üstü $bORC_{egz}$ arasındaki farkları tanımlamak ve kritik-altı çalışma koşullarından kritik-üstü çalışma koşullarına geçişi net olarak gözlemlemek için $bORC$ 'nin türbin giriş basıncı kritik-altı seviyeden (30 bar) başlayacak şekilde grafiklerde verilmiştir. Parametrik optimizasyon boyunca kritik-üstü $bORC_{egz}$ için türbin giriş sıcaklığı 156-166 °C arasında ve türbin giriş basıncı 30-46 bar arasında seçilmiştir.

Hem kritik-altı hem de kritik-üstü çalışma şartları için incelenen $bORC_{egz}$ 'un parametrik optimizasyonu boyunca sistemin her bir basınç değerindeki minimum türbin giriş sıcaklığı, R245fa'nın o sıcaklıktaki doymuş buhar sıcaklığı olarak seçilmiştir. Sistemin maksimum giriş sıcaklığı ise 166 °C ile sınırlandırılmıştır. Çünkü, ORC'lerinde kullanılan çevrim akışkanları organik kökenli hidrokarbon akışkanlardır. Hidrokarbon akışkanlar maksimum sıcaklık değerlerinin üzerine ısıtıldığında, kimyasal yapılarından bozulmalar meydana gelmektedir (Zhai ve diğerleri, 2016; Tchanche ve diğerleri, 2011; Hung ve diğerleri, 2010). R245fa'nın maksimum sıcaklığı 166,85 °C'dir. Maksimum sıcaklıktan sonra çalışma akışkanının moleküler yapısında kimyasal bozulma görüleceğinden, sabit basınçta sistemin en yüksek sıcaklığı R245fa'nın maksimum sıcaklığının biraz altında olan 166 °C olarak kabul edilmiştir.

Tüm bu kabuller ve sistem sınırlamaları göz önünde bulundurularak, yaklaşık 340,8 kW atık ısının ORC çevrimine aktarıldığı 1,63 kg/s kütleli debi ve 450 °C'deki egzoz gazının kullanımı ile değişen türbin giriş basıncı ve türbinin giriş sıcaklığı değerleri için $bORC_{egz}$ 'un parametrik optimizasyonu yapılmıştır. $bORC_{egz}$ çevriminin parametrik optimizasyonu boyunca türbin giriş basıncı 4 bar ile 46 bar arasında değiştirilmiştir. Türbin çıkış basıncı tüm analizlerde sabit ve 2 bar olarak alınmıştır. Ayrıca çevrimin en düşük türbin giriş sıcaklığı iş akışkanının o basınçtaki doymuş buhar sıcaklığı olup en yüksek sıcaklığı ise iş akışkanının maksimum sıcaklığının biraz altı olan 166 °C'de sınırlandırılmıştır. Optimizasyon çalışması neticesinde elde edilen veriler kullanılarak çevrimin kütleli debi, net güç üretimi, toplam pompa güç tüketimi, toplam buharlaştırıcı ekserji girişi, ısı verimi ve ekserji verimindeki değişimler grafiksel olarak incelenmiştir. $bORC_{egz}$ çevriminde türbin

giriş sıcaklığına ve basıncına bağlı olarak kütleli debideki değişim Şekil 4.1’de verilmektedir.



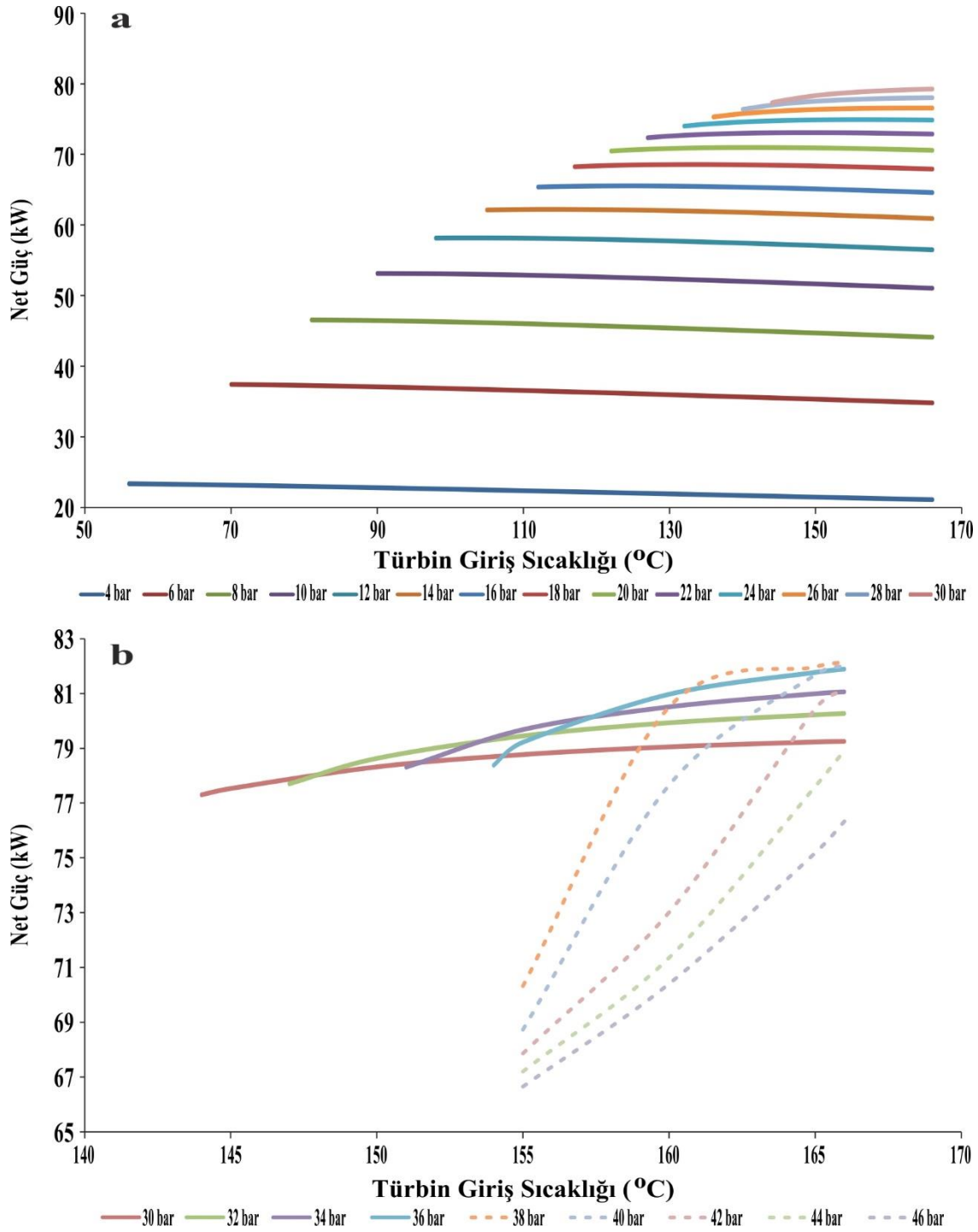
Şekil 4.1. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{egz}$ çevriminin kütleli debisindeki değişim

Sistemin parametrik optimizasyonu neticesinde kütleli debideki değişim grafikleri incelendiğinde kritik-altı çalışma şartlarında maksimum kütleli debinin 4 bar basınçta ve 56 °C’de elde edildiği görülmektedir. Minimum kütleli debi ise yine 4 bar basınçta ve 166 °C’de elde edilmiştir. Şekil 4.1’den de anlaşılacağı üzere, kritik-altı bORC_{egz}’un kütleli debisinde sabit basınçta artan sıcaklık ile kayda değer bir azalma görülmektedir. Fakat sabit sıcaklıkta artan basınçta göre kütleli debi incelendiğinde artan basınçla organik akışkanın buharlaşma entalpisindeki azalmaya bağlı olarak kütleli debide artış meydana geldiği görülmektedir. Dahası sabit sıcaklıkta artan basınçla kütleli debideki artış detaylı olarak incelendiğinde, sabit sıcaklıkta (düşük sıcaklıklarda) basıncın artması ile kütleli debi çizgileri arasındaki mesafenin de giderek arttığı görülmektedir.

Kritik-üstü bORC_{egz} çevriminde sistemin kütleli debisindeki değişim kritik-altı çalışma şartlarından kritik-üstü çalışma şartlarına doğru gittikçe daha da belirginleşmektedir. Şekil 4.1b’de bu değişim net olarak görülmektedir. Kritik üstü sistemde sabit basınçta sıcaklığın artması ile kütleli debide daha dik bir azalma görülmektedir.

Kritik-altı bORC_{egz} çevriminde minimum kütleli debi 4 bar 166 °C’de 1,599 kg/s olarak hesaplanırken maksimum kütleli debi 4 bar 56 °C’de 2,533 kg/s olarak hesaplanmıştır. Kritik-üstü bORC_{egz} çevriminde ise minimum kütleli debi 38 bar 166 °C’de 1,926 kg/s olarak hesaplanırken maksimum kütleli debi 46 bar 156 °C’de 2,737 kg/s olarak hesaplanmıştır.

Yapılan parametrik optimizasyon işlemi neticesinde sistemde pompalar tarafından tüketilen ve türbin tarafından üretilen güçte hesaplanmıştır. Pompa güç tüketimi hesaplanırken soğutma suyu (SS) hattı üzerindeki pompanın tükettiği güç ile bORC_{egz} sistemi içerisindeki pompa tarafında tüketilen güçler toplanmış ve toplam güç tüketimi elde edilmiştir. Üretilen gücün hesabında türbin tarafından üretilen mekanik şaft işinin jeneratörde elektriğe dönüştürülmesi neticesinde elde edilen güç değeri alınmıştır. Ayrıca pompalar tarafından tüketilen toplam güç, jeneratörde üretilen güçten çıkarılarak sistemden elde edilebilecek net gücün hesabı yapılmıştır. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC_{egz} çevriminin net güç üretimindeki değişim Şekil 4.2’de verilmektedir.



Şekil 4.2. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{egz}$ çevriminin net güç üretimindeki değişim

Yapılmış olan parametrik optimizasyon sonucunda değişen türbin giriş basıncına ve sıcaklığına göre net iş üretimindeki değişim grafiksel olarak incelendiğinde, kritik-altı çalışma şartlarında minimum net gücün 4 bar ve 166 °C'de elde edildiği görülmektedir. Kritik-altı çalışma şartlarında maksimum net güç ise 36 bar ve 166 °C'de elde edilmiştir.

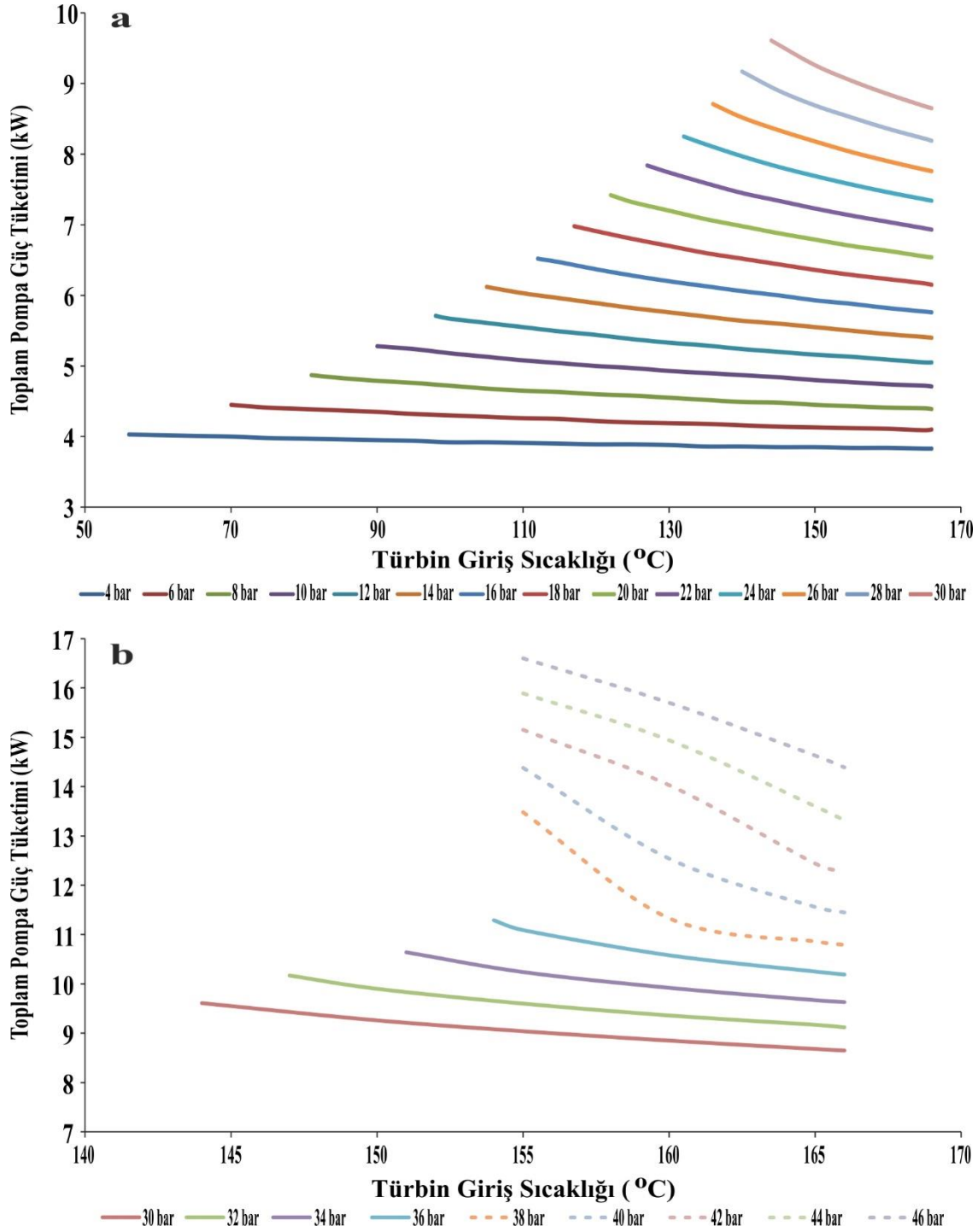
Şekil 4.2’de görüldüğü gibi sabit sıcaklıkta artan basınç ile birlikte net güçte sürekli bir artış olmaktadır. Buradan görüldüğü üzere sabit sıcaklıkta artan basınç ile sabit basınç çizgileri arasındaki mesafe basınç arttıkça azalmaktadır. Buda; basınç arttıkça, güç üretimindeki artışın basınç artış oranına kıyasla daha az olduğunu göstermektedir.

Sabit basınçta artan türbin giriş sıcaklığına göre sistemden elde edilen net güç incelendiğinde sistemde üç farklı trend gözlemlenmektedir. Birinci trend; 12 bar türbin giriş basıncına kadar sıcaklığın artması ile (sabit basınçta) elde edilen net güç miktarı sürekli olarak azalmaktadır. Bunun nedeni, düşük basınçlarda, kuru ve izentropik akışkanlarda türbin çıkış sıcaklığı akışkanın yoğunlaşma sıcaklığının çok üzerinde olması ve yoğunlaştırıcıda soğutma suyuna transfer edilen enerjinin artmasıdır. İkinci trend ise 12 bar ile 24 bar türbin giriş basıncı aralığında görülmektedir. Bu trendde sabit basınçta sıcaklığın artması ile sistemden elde edilen net güç miktarı belirli bir noktaya kadar artmakta ve sonrasında yine azalma eğilimi göstermektedir. Son olarak 24 bar türbin giriş basıncının üzerinde üçüncü trend görülmektedir. Üçüncü trendde sabit basınçta sıcaklığın artması ile üretilen net güç miktarında sürekli bir artış gözlemlenmiştir. Sabit basınçta artan türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak bu üç trendin görülmesinin temel nedenlerinden birisi, organik akışkanın kütleli debisinin ve sistem entalpisinin doğrusal olmayan bir değişim sergilemesidir.

Sistemin kritik-üstü çalışma şartlarına geçmesi ile daha dramatik değişimlerin olduğu ve net güçteki değişimin daha hızlı olduğu Şekil 4.2b’de açıkça görülmektedir. Kritik-üstü çalışma şartlarında (38 bar ve üstü); sabit sıcaklıkta basıncın artması ile net güç üretimi azalırken; sabit basınçta, sıcaklığın artması ile net güç üretimi de artmaktadır.

Kritik-altı $bORC_{egz}$ çevriminde minimum net güç 4 bar 166 °C’de 21,11 kW olarak hesaplanırken maksimum net güç 36 bar 166 °C’de 81,89 kW olarak hesaplanmıştır. Kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevriminde ise minimum net güç 46 bar 166 °C’de 76,33 kW olarak hesaplanırken maksimum net güç 38 bar 166 °C’de 82,15 kW olarak hesaplanmıştır.

$bORC_{egz}$ sistemindeki ve SS hattı üzerindeki pompaların tükettiği toplam güç, bu çalışmada toplam pompa güç tüketimi olarak değerlendirilmiştir. Net gücün hesaplanmasında da bu toplam tüketim jeneratörden elde edilen toplam güçten çıkarılmıştır. Bu nedenle en iyi performansın elde edildiği $bORC_{egz}$ sistemine karar vermek için pompanın tükettiği toplam gücün incelenmesi kritik öneme sahiptir. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{egz}$ çevriminin toplam pompa güç tüketimi Şekil 4.3’de verilmektedir.



Şekil 4.3. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC_{egz} çevriminin toplam pompa güç tüketimi

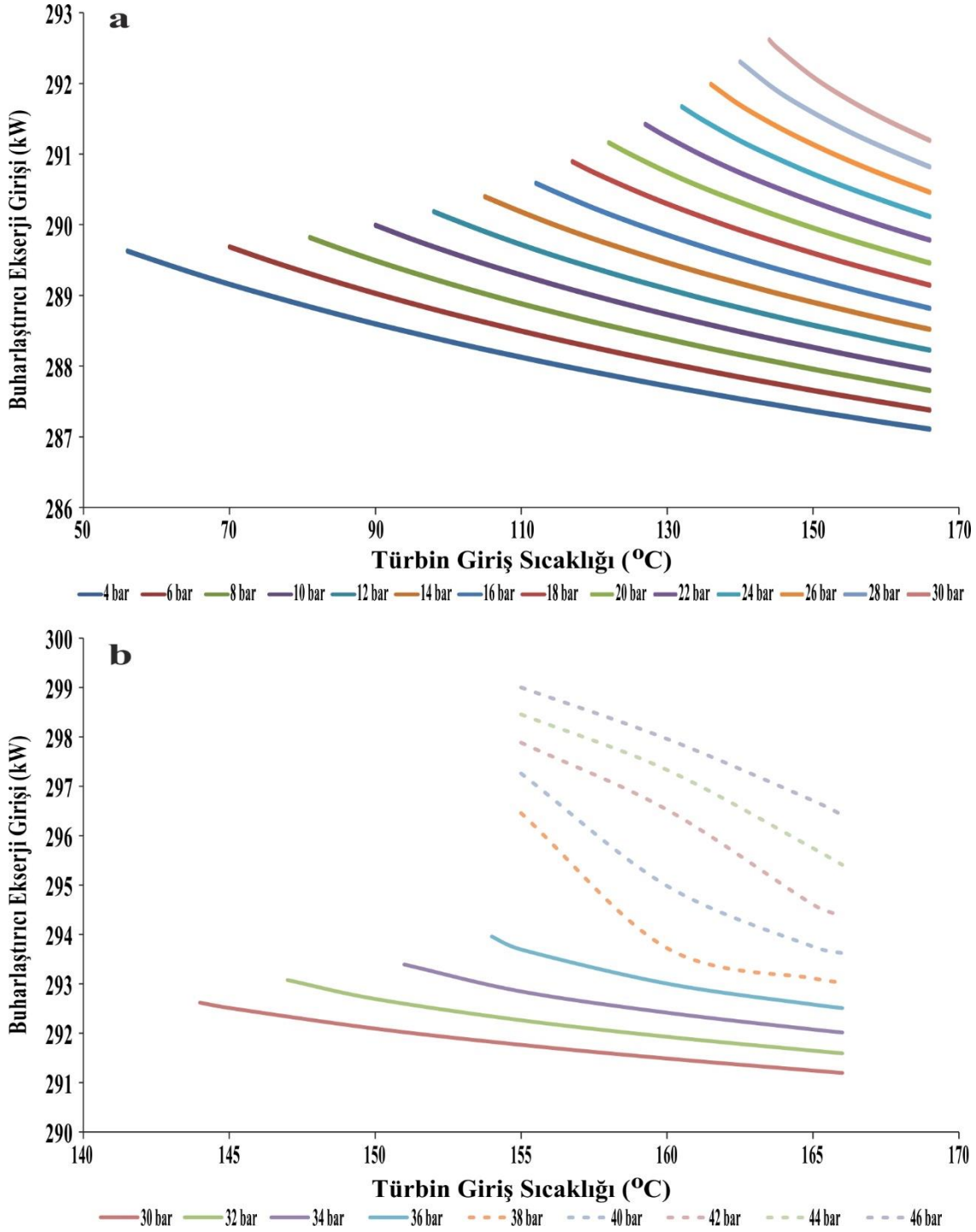
Kritik-üstü ve kritik-altı bORC_{egz} çevrimi için yapılan parametrik optimizasyon çalışması süresince sistem performansının analizi içinde en önemli parametrelerden birisi olan toplam pompa güç tüketimi değişen türbin basıncı ve sıcaklığına göre hesaplanarak kaydedilmiştir. Kritik-altı bORC_{egz} çevrimi detaylı olarak incelendiğinde (Şekil 4.3), sabit basınçta, sıcaklıktaki artışla birlikte organik akışkanın kütleli debisi azaldığından, toplam pompa güç

tüketimi sıcaklığın artması ile azalmaktadır. Sabit basınçta, sıcaklık artışıyla olan güç tüketimindeki azalma oranı her ne kadar düşük basınç değerlerinde az olsa da yüksek basınç değerlerine çıkıldıkça toplam pompa güç tüketiminde gözle görülür ciddi bir azalmanın olduğu görülmektedir. Sabit sıcaklıkta artan basınç ile birlikte toplam pompa güç tüketiminde de artışlar görülmektedir. Sabit basınç çizgileri arasındaki mesafe düşük basınçlarda az olsa da basıncın artması ile birlikte bu mesafede de organik akışkanın kütleli debisinin değişim oranına bağlı olarak artışlar olmaktadır.

Kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevrimi çizgilerinde (Şekil 4.3b), sabit basınçta artan sıcaklıkla toplam pompa güç tüketimindeki değişimin daha dik olduğu görülmektedir. Fakat sabit sıcaklıkta artan basınç çizgileri arasındaki mesafe neredeyse aynıdır.

Değişen türbin giriş basıncı ve türbin giriş sıcaklığı için yapılan optimizasyon çalışması boyunca kritik-altı $bORC_{egz}$ çevrimi için minimum toplam pompa güç tüketimi 4 bar 166 °C'de 3,83 kW olarak hesaplanmıştır. Kritik-altı $bORC_{egz}$ çevrimi için maksimum toplam pompa güç tüketimi ise 36 bar 154 °C'de 11,29 kW olarak hesaplanmıştır. Kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevrimi için minimum toplam pompa güç tüketimi 38 bar 166 °C'de 10,79 kW olarak hesaplanmıştır. Kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevrimi için maksimum toplam pompa güç tüketimi ise 46 bar 156 °C'de 16,60 kW olarak hesaplanmıştır.

$bORC_{egz}$ çevriminin toplam ekserji veriminin hesaplanabilmesi için sisteme giren toplam ekserjinin de hesaplanması gerekmektedir. Tasarlanmış olan $bORC_{egz}$ çevriminde egzoz gazı atık ısının çevrime aktarılması için toplam üç adet ısı değiştirici (önısıtıcı, buharlaştırıcı ve kızdırıcı) kullanılmıştır. Çevrime giren toplam ekserji, organik akışkana giren egzoz gazının ekserjisi ile sisteme dışardan gelerek giren soğutma suyunun ekserjisinin toplamı olarak alınmıştır. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{egz}$ çevrimine buharlaştırıcıdan (ön ısıtıcı, buharlaştırıcı ve kızdırıcı) giren toplam ekserji miktarı Şekil 4.4'de verilmektedir.



Şekil 4.4. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{egz}$ çevrimine buharlaştırıcıdan (ön ısıtıcı, buharlaştırıcı ve kızdırıcı) giren toplam ekserji miktarı

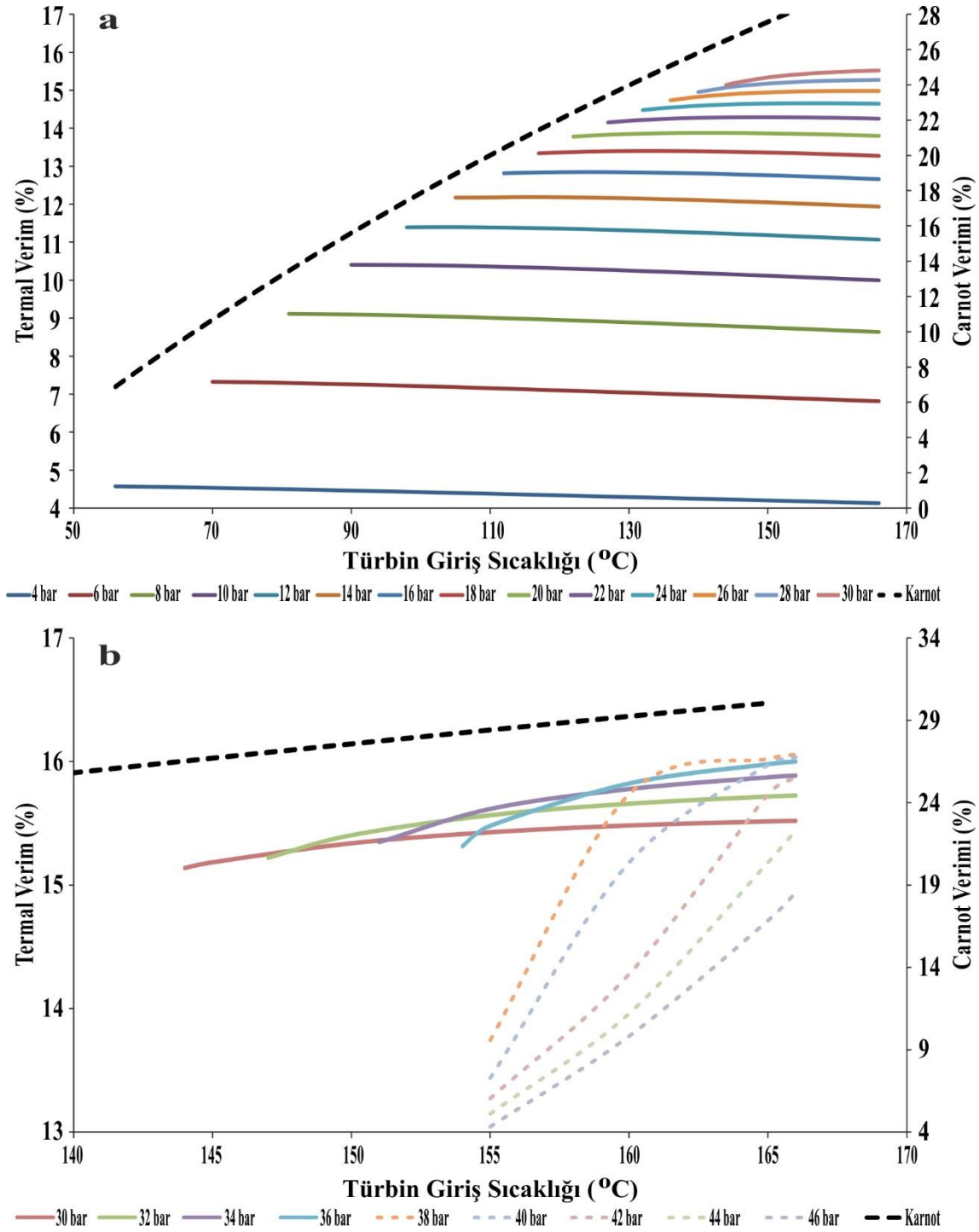
Kritik-üstü ve kritik-altı $bORC_{egz}$ çevriminin parametrik optimizasyonu boyunca sisteme giren egzoz gazı debisi ve sıcaklığı sabit tutulmuştur. Toplam giren ekserjinin hesaplanmasında kullanılan soğutma suyunun giriş sıcaklığı da sabittir. Fakat soğutma suyu kütsel debisi yoğuşturucu üniteye bağlı olarak değişmektedir. Parametrik

optimizasyon neticesinde kritik-altı $bORC_{egz}$ çevrimine minimum ekserji girişi 4 bar 166 °C'de görülmektedir. Kritik-altı $bORC_{egz}$ çevrimi için maksimum ekserji girişi ise 36 bar 166 °C'de görülmüştür. Kritik-üstü çalışma şartlarında minimum ekserji girişi 38 bar 166 °C'de görülürken, maksimum ekserji girişi 46 bar 156 °C'de görülmüştür.

Kritik-altı $bORC_{egz}$ çevrimi için sabit basınç çizgileri incelendiğinde (Şekil 4.4) değişen basınca rağmen çizgiler arasındaki mesafenin göz ardı edilebilecek kadar az değiştiği görülmektedir. Sabit basınçta türbin giriş sıcaklığının artması ile azalan organik akışkan kütleli debisinden dolayı giren ekserji miktarında azalmalar görülmektedir. Fakat kritik-altı $bORC_{egz}$ çevriminde sabit türbin giriş sıcaklığında, basıncın artması ile artan kütleli debiye bağlı olarak ekserji girişi artmaktadır. Kritik-altı $bORC_{egz}$ çevriminde minimum ekserji girişi 4 bar 166 °C'de 287,11 kW olarak hesaplanırken maksimum ekserji girişi 36 bar 154 °C'de 293,95 kW olarak hesaplanmıştır.

Kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevrimi için elde edilen giren ekserji değişimi çizgileri incelendiğinde (Şekil 4.4b), sabit basınç çizgilerinin birbirine neredeyse paralel olduğu görülmektedir. Kritik-üstü çalışma şartlarında, sabit basınçta artan sıcaklıkla ekserji girişinde azalmalar oluşmaktadır. Fakat sabit türbin giriş sıcaklığı için basıncın artması giren ekserji miktarını arttırmaktadır. Kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevriminde minimum ekserji girişi 38 bar 166 °C'de 293,02 kW olarak hesaplanırken maksimum ekserji girişi 46 bar 156 °C'de 299 kW olarak hesaplanmıştır.

$bORC_{egz}$ çevrimi için hesaplanan termal verim, sistemden elde edilen net iş ile giren toplam ısının oranıyla hesaplanmaktadır. Termal verim tek başına (ekserji verimi olmaksızın) bir sistemin durumu için kesin kaniye varmak için yeterli değil ise de sistemin genel durumu için bir öngörüye sahip olabilmek için güç sistemlerinin analizinde hesaba katılması gerekmektedir (Rosen ve Dincer, 2001; Rosen ve diğerleri, 2008). Bu nedenle en iyi performans sağlayan sisteme karar vermek için öncelikle $bORC_{egz}$ çevriminin termal verimi hesaplanmıştır. Ayrıca sistemin ulaşabileceği maksimum verim olarak tanımlanan Carnot verimi de çevrim için hesaplanmıştır (Yücesu, 1999). Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{egz}$ çevriminin termal ve Carnot verimlerindeki değişim Şekil 4.5'de verilmektedir.



Şekil 4.5. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{egz}$ çevriminin termal ve Carnot verimindeki değişim

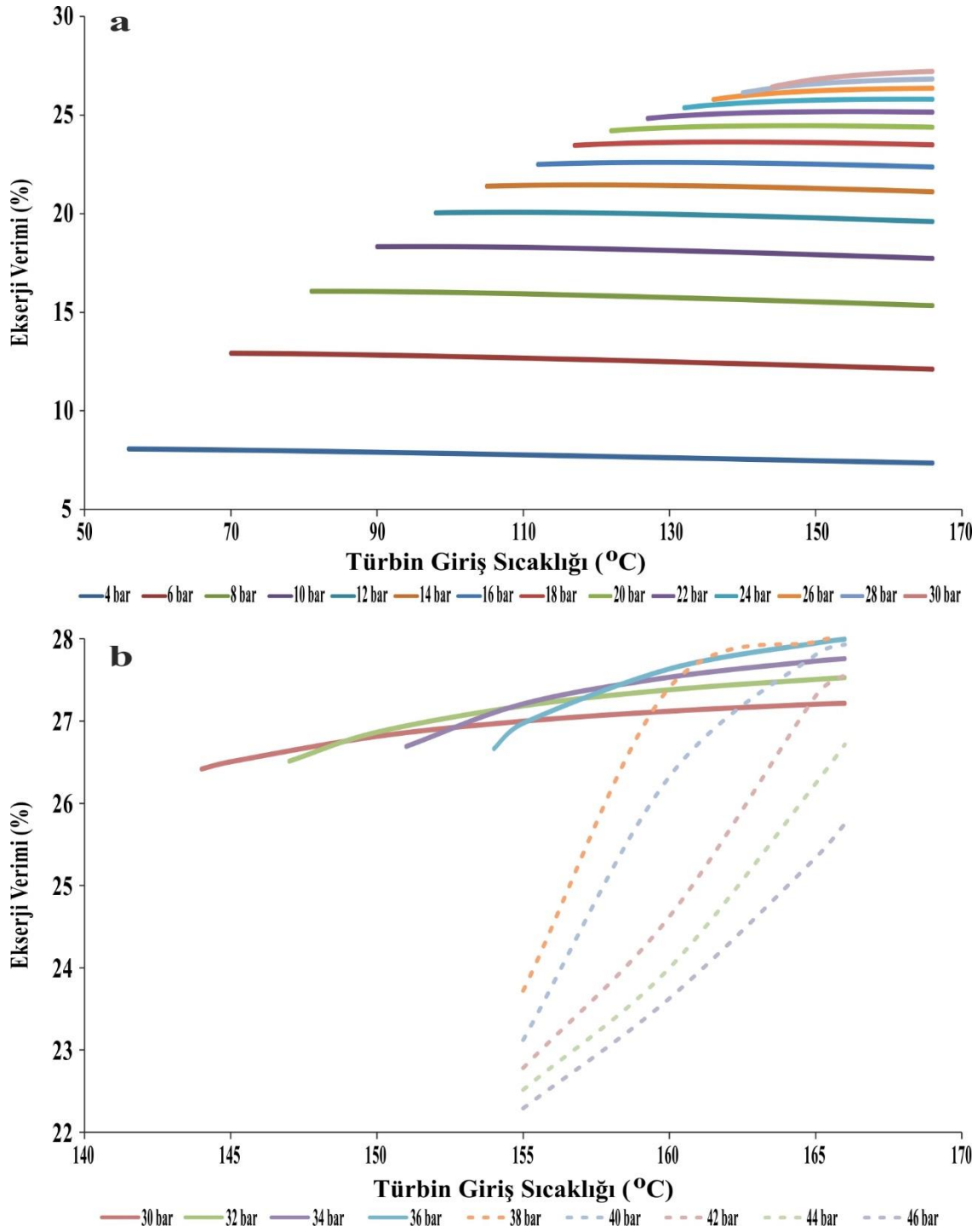
Kritik-altı ve kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevriminin termal ve ekserji verimlerini bir arada değerlendirilmesi sistemin mevcut durumu hakkında bir öngörüye sahip olmak ve ulaşabileceği maksimum noktaya olan yakınlığını tespit etmek için önemlidir. Carnot verimi sistemdeki maksimum ve minimum sıcaklıklar baz alınarak hesaplanmaktadır.

Termodinamiğin kanunlarına göre güç sistemlerinin, tüm şartlar ideal olduğu durumda, ulaşabileceği maksimum verim Carnot verimi olarak kabul edilmektedir. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarının her ikisi içinde $bORC_{egz}$ çevriminin minimum Carnot verimi $46\text{ }^{\circ}\text{C}$ türbin giriş sıcaklığında %6,88, maksimum Carnot verimi $166\text{ }^{\circ}\text{C}$ türbin giriş sıcaklığında %30,21 olarak hesaplanmıştır.

Kritik-altı $bORC_{egz}$ çevriminde sabit basınçta termal verim değişim çizgileri arasındaki mesafe düşük basınç değerlerinde geniş iken türbin giriş basıncı yükseldikçe bu mesafe daralmaktadır. Sabit sıcaklıkta, artan türbin basıncı ile doğru orantılı olarak termal verimde artmaktadır. Fakat sabit basınçta türbin giriş sıcaklığının artması ile net güçte üç farklı trendde değişim gözlemlenmektedir. Birinci trend 12 bar türbin giriş basıncına kadar görülmektedir. Sabit basınçta türbin giriş sıcaklığının artmasına paralel olarak düşük basınçlarda türbin çıkış sıcaklığının artması ve buna bağlı olarak türbin çıkışında organik akışkanın doymuş sıvı bölgesinden uzaklaşmasından dolayı termal verim azalmaktadır. 12 bar ile 24 bar türbin giriş basıncı arasında; sabit basınçta artan türbin giriş sıcaklığı ile orantılı olarak termal verim belirli bir noktaya kadar artarken sonrasında azalmaktadır. 24 bar türbin giriş basıncının üzerinde; sabit basınçta artan türbin giriş sıcaklığı ile termal verimde sürekli bir artış gözlemlenmektedir. Kritik-altı $bORC_{egz}$ çevriminde minimum termal verim 4 bar $166\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de %4,13 olarak hesaplanırken, maksimum termal verim 36 bar $166\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de %16,00 olarak hesaplanmıştır.

Kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevriminde sabit basınçta sıcaklığın artması ile termal verimde de artış görülmektedir. Fakat sabit sıcaklıkta basıncın artması ile termal verim azalmaktadır. Kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevriminde minimum termal verim 46 bar $156\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de %13,04 olarak hesaplanmıştır. Maksimum termal verim ise 38 bar $166\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de %15,06 olarak hesaplanmıştır.

Sistemin termal verimi sistem hakkında kesin kanıya ulaşabilmek için tek başına yeterli değildir. Bu nedenle tasarlanmış olan $bORC_{egz}$ çevriminin ekserji verimi de hesaplanmıştır. Ekserji veriminin hesaplanması sırasında ölü nokta sıcaklığı (ortam sıcaklığı) sabit ve $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak kabul edilmiştir. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{egz}$ çevriminin ekserji verimindeki değişim Şekil 4.6'da verilmektedir.



Şekil 4.6. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $bORC_{egg}$ çevriminin ekserji verimindeki değişim

Kritik-altı ve kritik üstü $bORC_{egg}$ çevriminin parametrik optimizasyonu süresince sistemin her bir noktasındaki özgül ekserji değeri okunmuştur. Bu özgül ekserji değerleri sistem ekipmanlarının ekserji analizinde ve sistemin toplam ekserji veriminin hesaplanmasında kullanılmıştır. $bORC_{egg}$ çevriminin genel ekserji denkleminde (Eşitlik 3.8) yararlanarak

değişen türbin giriş basıncı ve sıcaklığı için hesaplanan değerler grafiksel olarak incelendiğinde; kritik-altı $bORC_{egz}$ çevrimin ekserji veriminin sabit sıcaklıkta artan basınçla arttığı görülmüştür. Ayrıca, sabit basınç çizgileri arasındaki mesafenin artan basınca ters orantılı olarak azaldığı görülmektedir. Kritik-altı $bORC_{egz}$ çevriminin ekserji veriminde sabit basınçta artan sıcaklığa bağlı olarak üç farklı trend görülmüştür. 12 bar türbin giriş basıncına kadar, sabit basınçta türbin giriş basıncının artması ile ekserji veriminde azalma görülmektedir. 12 bar ve 24 bar türbin giriş basıncı arasında, sabit basınçta türbin giriş sıcaklığının artırılması ile ekserji veriminde önce artış gözlemlenirken belirli bir değerden sonra azalmaya başladığı görülmüştür. 24 barın üzerinde ise sabit basınçta artan türbin giriş sıcaklığına paralel olarak ekserji verimi de artmıştır. Kritik-altı çalışma şartlarında $bORC_{egz}$ çevrimi için, minimum ekserji verimi 4 bar 166 °C'de %7,35 olarak hesaplanırken, maksimum ekserji verimi 36 bar 166 °C'de %27,996 olarak hesaplanmıştır.

Kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevrimi için yapılan ekserji verimi hesaplamalarında, sabit sıcaklıkta artan türbin giriş basıncı ile çevrimin ekserji veriminin azaldığı görülmektedir. Sabit basınçta türbin giriş sıcaklığı arttırıldığında çevrimin ekserji verimi de artmaktadır. Kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevriminin minimum ekserji verimi 46 bar 156 °C'de %22,291 olarak hesaplanmıştır. Maksimum ekserji verimi ise 38 bar 166 °C'de %28,035 olarak bulunmuştur.

4.1.2 $bORC_{egz}$ çevrimi parametrik optimizasyon sonuçlarının irdelenmesi

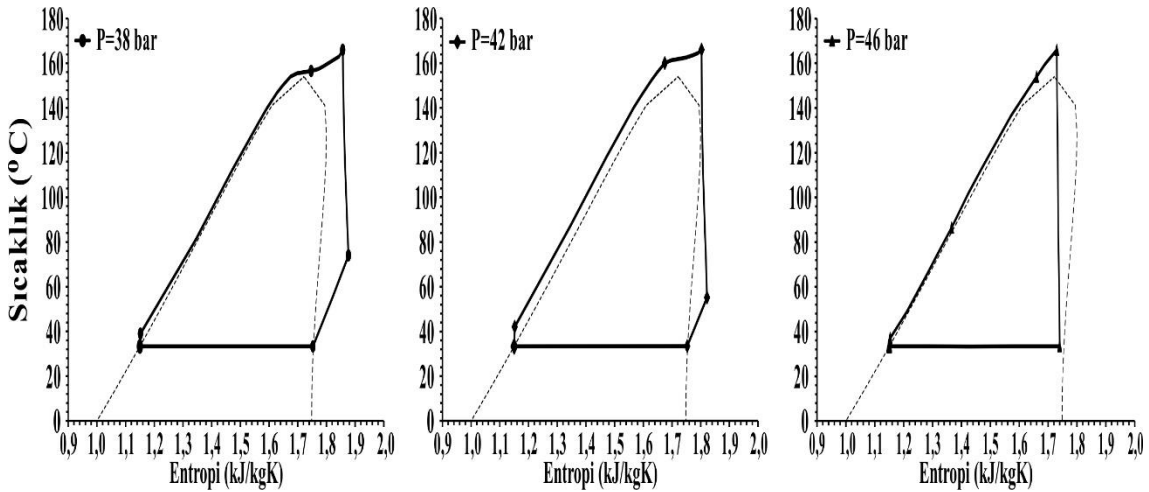
$bORC_{egz}$ çevriminin kritik-altı çalışma koşulları için yapılan parametrik optimizasyon sonuçları bir arada irdelendiğinde, kütleli debi, toplam pompa güç tüketimi ve buharlaştırıcı ekserji girişi sabit basınçta artan sıcaklıkla azalmaktadır. Bununla birlikte, kritik-altı $bORC_{egz}$ çevriminin net güç, termal verim ve ekserji verimi, sabit basınçta artan sıcaklığa bağlı olarak üç farklı eğilim göstermektedir (Şekil 4.2, 4.5 ve 4.6). İlk eğilim, 12 bar türbin giriş basıncına kadar net güç, termal verim ve ekserji veriminin sabit basınçta artan sıcaklığa bağlı olarak düşmesidir. İkinci eğilim, 12 bar ile 24 bar türbin giriş basıncı arasında, sabit basınçta artan sıcaklık ile belirli bir noktaya kadar artması ve daha sonra düşmeye başlamasıdır. Son eğilim, 24 bar türbin giriş basıncı üzerinde sabit basınçta artan türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak artmasıdır. Ayrıca kritik-altı $bORC_{egz}$ çevriminin

parametrik optimizasyonu sonucunda, net güç, termal verim ve ekserji veriminde doğrusal olmayan değişiklikler görülmektedir. Doğrusal olmayan bu değişimlerin en önemli nedenlerden biri entalpi ve kütleli debinin doğrusal olmayan değişimidir.

Kritik-altı $bORC_{egz}$ çevrimi 36 bar ve 166 °C'de en iyi performans parametrelerine sahiptir, ancak bu sıcaklık R245fa'nın maksimum sıcaklığına yakındır. Bu nedenle, çevrim performansını korumak ve çevrim akışkanı olarak kullanılan organik kökenli R245fa akışkanın kimyasal yapısını muhafaza edebilmek için çevrimin en iyi performansının 36 bar ve 165 °C'de olduğu varsayılmıştır. Bu durumda, kritik-altı $bORC_{egz}$ çevriminin maksimum net güç, termal verim ve ekserji verimi 36 bar ve 165 °C'de sırasıyla 81,77 kW (özgül iş = 43,46 kJ/kg), %15,98 ve %27,95 olarak bulunmuştur. Tian ve diğerleri (2012), bir içten yanmalı motorun egzoz gazı atık ısı için kritik-altı bir ORC tasarlamışlardır. Çalışma sonucunda 36 bar türbin giriş basıncı için özgül işi ve termal verimi 46 kJ/kg ve %13 hesaplanmışlardır. Shengjun ve diğerleri (2011), düşük sıcaklıklı bir ORC'nin termal verimliliğini 8,7 bar ve 84 °C türbin giriş parametrelerinde yaklaşık %10,65 olarak hesaplamışlardır. Bu çalışmada, kritik-altı $bORC_{egz}$ çevriminin termal verimi 8,7 bar 84 °C'de %10,1 olarak hesaplanmıştır. Bu çalışmalara ek olarak, Braimakis ve diğerleri (2015), çevrim akışkanı olarak R245fa'nın kullanıldığı kritik-altı bir ORC için 32 bar türbin giriş basıncında, ısı kaynağı sıcaklığına bağlı olarak maksimum ekserji verimini %28 olarak bulmuşlardır. Bu çalışmada 32 bar türbin giriş basıncı için maksimum ekserji veriminin %27,52 olduğu görülmektedir. Tüm bu yapılmış çalışmalar incelendiğinde bu çalışmada kritik-altı $bORC_{egz}$ çevrimi için elde edilen sonuçların literatür çalışmaları ile aynı doğrultuda olduğu görülmektedir.

4 bar türbin giriş basıncından başlayarak parametrik olarak optimize edilen $bORC_{egz}$ çevrimi 36 bar türbin giriş basıncından sonra, hızla yükselen sıcaklıkla birlikte net güç, termal verim ve ekserji veriminin hızlı bir artış gösterdiği kritik-üstü koşullar altında çalışmaya başlar. Kritik-üstü çalışma koşullarında $bORC_{egz}$ çevriminin parametrik optimizasyonu sonucunda elde edilen grafikler incelendiğinde, kütleli debi, toplam pompa güç tüketimi ve buharlaştırıcı ekserji girişi sabit basınçta artan sıcaklıkla azalır (Şekil 4.1, 4.3 ve 4.4). Fakat kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevriminin net güç, termal verim ve ekserji verimi sabit basınçta artan sıcaklığa bağlı olarak artmaktadır (Şekil 4.2, 4.5 ve 4.6). Kritik-üstü çalışma şartlarında, 38 bar türbin giriş basıncına kadar sistemin performansında artışlar görülmektedir. Fakat 38 bar'ın üzerinde her ne kadar sabit basınçta sıcaklıkla birlikte sistem performansında iyileşmeler görülsede 38 bar'da elde edilen performans verilerinden daha iyi bir sonuç elde

edilememiştir. Maksimum sıcaklığın üzerinde çalışma sıvısının kimyasal ayrışması ve yapısal bozulması başladığından dolayı, kritik-üstü bORC_{egz} çevriminin maksimum sıcaklığı R245fa'nın maksimum sıcaklığına eşit olan 166 °C'de sınırlandırılmıştır. Şekil 4.7'de de görüldüğü gibi, maksimum sıcaklık sınırlandırmasından dolayı türbin giriş basıncının artması türbin içerisindeki akışkanın genişlemesi esnasında sıvı-buhar karışımı bölgesine girmesine neden olmaktadır. Bu nedenle, 38 bar türbin giriş basıncı üzerindeki kritik-üstü bORC_{egz} çevriminin net güç, termal verim ve ekserji verimi 38 bar basınç koşulundan daha iyi bir performans göstermez.



Şekil 4.7. Kritik-üstü çalışma şartlarında bORC_{egz} çevriminin maksimum çalışma sıcaklığında (166 °C) 38 bar, 42 bar ve 46 bar türbin giriş basıncı için sıcaklık ve entropi (T-s) değişim diyagramı

Kritik-üstü bORC_{egz} çevriminin maksimum net güç, termal verim ve ekserji verimi 38 bar ve 166 °C'de elde edilmiştir. Fakat 166 °C çevrim akışkanı olan R245fa'nın maksimum sıcaklığına çok yakın bir değer olduğundan dolayı, akışkan yapısını ve sistem performansını korumak için kritik-üstü bORC_{egz} çevriminin en iyi performans gösteren çalışma koşulları 38 bar ve 165 °C olarak kabul edilmiştir. Kritik-üstü bORC_{egz} çevriminin 38 bar ve 165 °C'deki maksimum net güç, termal verim ve ekserji verimi sırasıyla 81,97 kW, %16,02 ve %27,97 olarak hesaplanmıştır. Schuster ve diğerleri (2010), kritik-üstü bir ORC'nin 37,5 bar ve 163 °C'deki termal verimini hesaplamışlardır. Çalışma sonucunda kritik-üstü ORC'nin termal verimini %18 olarak bulunmuştur. Ayrıca, organik akışkanlarda maksimum sıcaklığın üzerinde kimyasal ve yapısal bozulmalar meydana gelmesine rağmen, çalışma boyunca R245fa akışkanının kullanıldığı kritik-üstü ORC'nin maksimum sıcaklığı 200

°C'ye kadar çıkarılmıştır. Braimakis ve diğerleri (2015), iş akışkanı olarak R245fa'nın kullanıldığı kritik-üstü bir ORC için değişen ısı kaynağı sıcaklığına göre ekserji verimi hesaplamışlardır. Çalışma sonucunda ORC'nin ekserji veriminin %17 ile %32 arasında değiştiği görülmüştür. Mevcut çalışmada 156 °C'den 166 °C'ye kadar değişen türbin giriş sıcaklığı için çevrimin ekserji verimi %22 ile %28 arasında değişmektedir. Kritik-üstü bORC_{egz} çevrimi için yapılmış olan parametrik optimizasyon sonuçlarının literatür çalışmaları ile paralel olduğu görülmektedir.

4.1.3 En iyi performansın elde edildiği çalışma şartlarında kritik-altı ve kritik-üstü bORC_{egz} çevriminin ekserji analizi

bORC_{egz} çevriminin parametrik optimizasyonu neticesinde en iyi performansın elde edildiği türbin giriş basıncı ve sıcaklığı kritik-altı çalışma şartları için 36 bar 165 °C ve kritik-üstü çalışma şartları için 38 bar 165 °C olarak kabul edilmiştir. Bu çalışma parametrelerinde sistem elemanlarının detaylı ekserji analizlerinin yapılması, sistemin çalışma koşulları ve sistem performansı hakkında bir öngörüye varılabilmesi için büyük önem arz etmektedir. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında bORC_{egz} çevrimi elemanlarında okunan termodinamik akış parametreleri Çizelge 4.1'de verilmektedir.

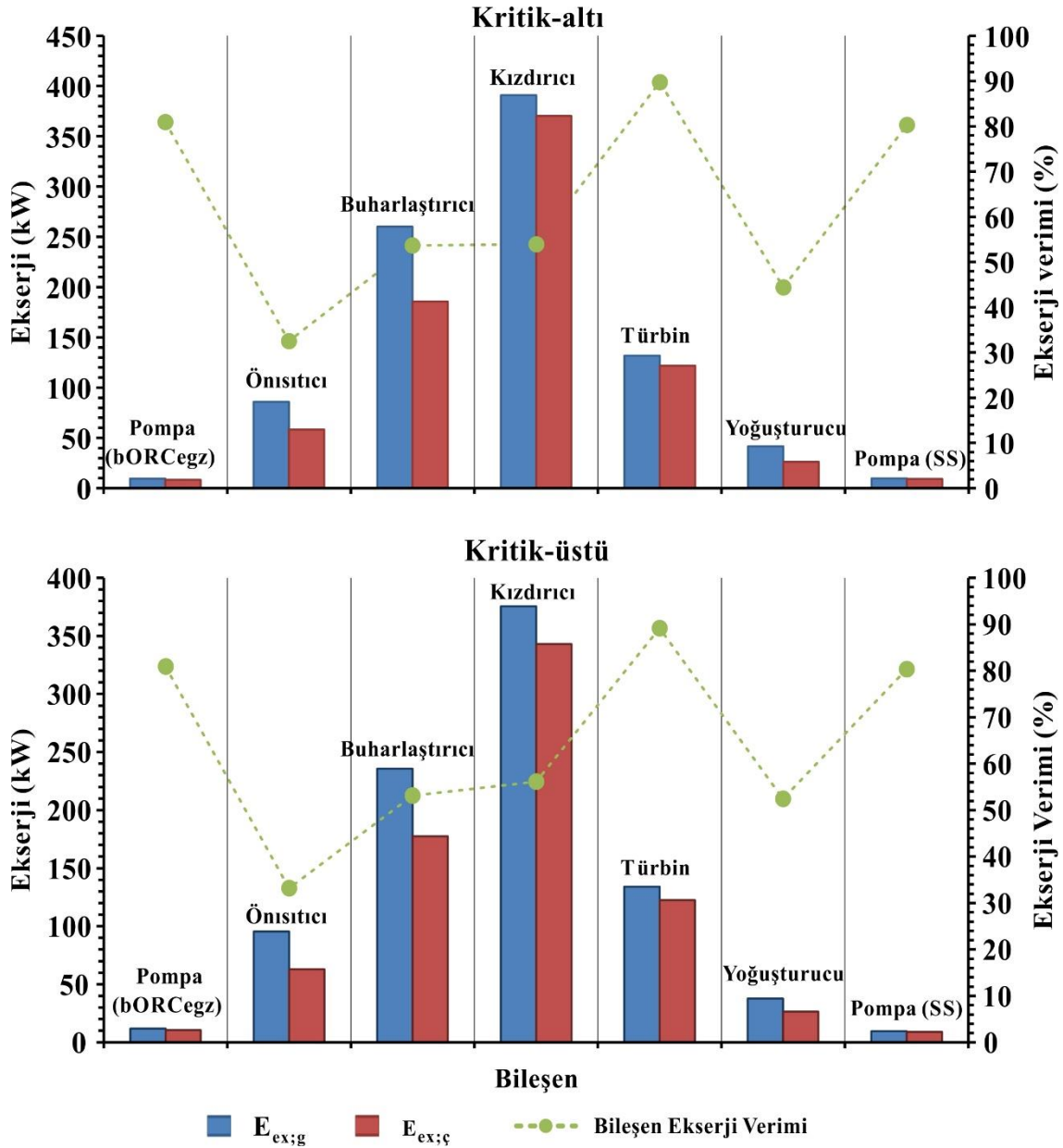
Çizelge 4.1. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında bORC_{egz} çevrimi elemanlarında okunan termodinamik akış parametreleri

Kritik-altı (36 bar 165 °C)								
Boru No	P	T	h	\dot{m}	ρ	s	ψ	$H = \dot{m}h$
	<i>bar</i>	<i>°C</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kg/s</i>	<i>kg/m³</i>	<i>kJ/kgK</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kW</i>
1	2,00	33,35	243,587	1,90	1315,5	1,1501	2,5365	462,25
2	36,10	35,07	246,817	1,90	1322,4	1,1522	5,1558	468,37
3	36,05	84,45	315,618	1,90	1174,2	1,3590	13,7440	598,94
4	36,05	153,32	473,340	1,90	400,9	1,7524	56,9357	898,24
5	36,00	165,00	516,499	1,90	233,3	1,8527	70,8972	980,14
6	2,00	72,38	467,198	1,90	9,8	1,8723	15,8752	886,58

Çizelge 4.1. (Devam)Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında bORC_{egz} çevrimi elemanlarında okunan termodinamik akış parametreleri

Kritik-altı (36 bar 165 °C)								
Boru No	P	T	<i>h</i>	\dot{m}	ρ	<i>s</i>	ψ	<i>H = ṁh</i>
	<i>bar</i>	°C	<i>kJ/kg</i>	<i>kg/s</i>	<i>kg/m³</i>	<i>kJ/kgK</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kW</i>
7	1,00	450,00	465,445	1,63	0,5	7,7817	173,4936	758,68
8	1,00	403,27	415,199	1,63	0,5	7,7101	144,0757	676,77
9	1,00	228,32	231,577	1,63	0,7	7,3963	51,8208	377,47
10	1,00	150,07	151,478	1,63	0,8	7,2230	22,1900	246,91
11	1,00	25,00	104,928	20,34	997,0	0,3672	0,3452	2134,74
12	2,00	25,01	105,053	20,34	997,1	0,3673	0,4460	2137,29
13	1,50	30,01	125,911	20,34	995,7	0,4369	1,0566	2561,63
Kritik-üstü (38 bar 165 °C)								
Boru No	P	T	<i>h</i>	\dot{m}	ρ	<i>s</i>	ψ	<i>H = ṁh</i>
	<i>bar</i>	°C	<i>kJ/kg</i>	<i>kg/s</i>	<i>kg/m³</i>	<i>kJ/kgK</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kW</i>
1	2,00	33,35	243,587	1,94	1315,5	1,1501	2,5365	473,39
2	38,10	35,17	247,005	1,94	1322,8	1,1523	5,3091	480,03
3	38,05	83,83	314,703	1,94	1177,6	1,3560	13,7132	611,60
4	38,05	154,01	440,548	1,94	726,6	1,6748	46,7240	856,17
5	38,00	165,00	510,254	1,94	268,2	1,8366	69,3346	991,63
6	2,00	66,81	461,694	1,94	9,9	1,8563	15,0467	897,26
7	1,00	450,00	465,445	1,63	0,5	7,7817	173,4936	758,68
8	1,00	372,44	382,336	1,63	0,5	7,6604	125,6899	623,21
9	1,00	229,01	232,293	1,63	0,7	7,3977	52,1214	378,64
10	1,00	150,17	151,579	1,63	0,8	7,2232	22,2215	247,07
11	1,00	25,00	104,928	20,32	997,0	0,3672	0,3452	2132,39
12	2,00	25,01	105,053	20,32	997,1	0,3673	0,4460	2134,94
13	1,50	30,01	125,911	20,32	995,7	0,4369	1,0566	2558,81

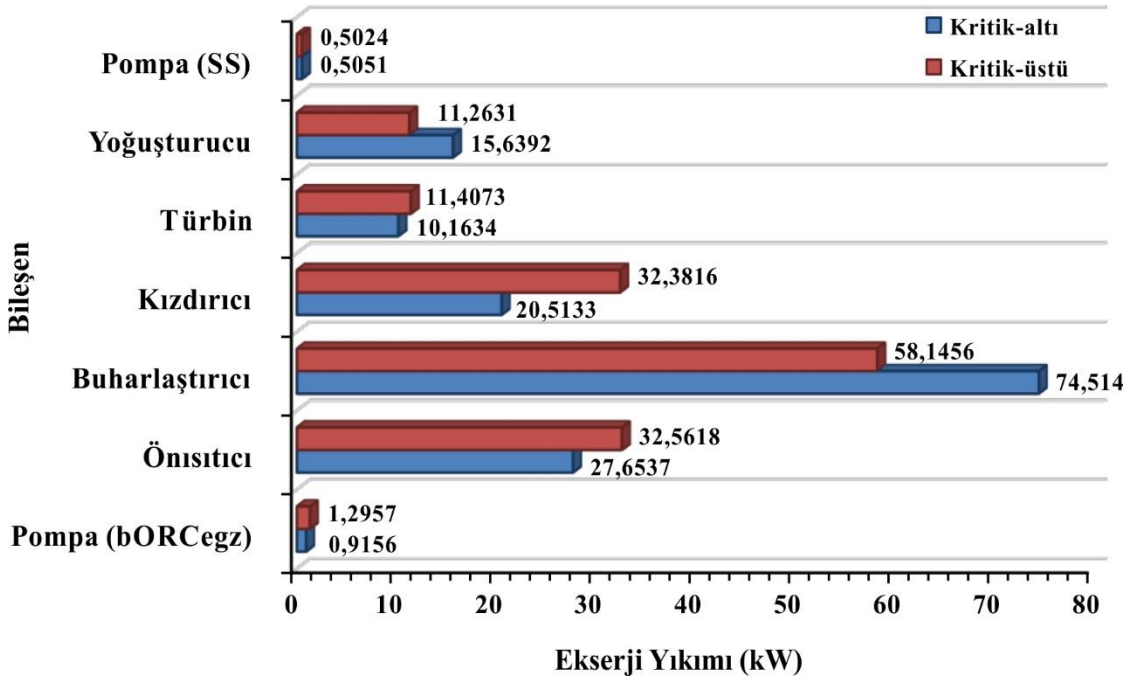
Çizelge 4.1’de de görüldüğü üzere boru, yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdaki basınç kayıpları göz ardı edilmiştir. Ancak ön ısıtıcı ve kızdırıcıda basınç kayıpları sabit ve herbirinde 0,05 bar olarak kabul edilmiştir. Kritik-üstü ve kritik-altı çalışma şartlarında bORC_{egz} çevrimi bileşenlerindeki ekserji girişi, ekserji çıkışı ve ekipmanların ekserji verimi Şekil 4.8’de verilmektedir.



Şekil 4.8. Kritik-üstü ve kritik-altı çalışma şartlarında bORC_{egg} çevrimi bileşenlerindeki ekserji girişi, ekserji çıkışı ve ekipmanların ekserji verimi

Şekil 4.8’de verilmekte olan sütunlar ekipmanlardaki ekserji akışını (giren ve çıkan ekserji) temsil ederken yeşil çizgi ise bileşenin ekserji verimini temsil etmektedir. bORC_{egg} çevriminin kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarının her ikisi içinde maksimum ekserji girişi ve çıkışı kızdırıcıdadır. Minimum ekserji girişi ve çıkışı kritik-altı bORC_{egg} çevrimi için Pompa (bORC_{egg}) bileşeninde, kritik-üstü bORC_{egg} çevrimi için Pompa (SS) bileşenindedir. bORC_{egg} çevriminin kritik-altı ve kritik üstü çalışma koşullarının her ikisi içinde minimum ve maksimum bileşen ekserji verimleri sırasıyla önısıtıcı ve türbinde görülmektedir. Maksimum ekserji girişi ve çıkışı kritik-altı bORC_{egg} çevriminde kızdırıcı bileşeninde

390,82 kW ve 370,31 kW olarak hesaplanırken kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevriminde kızdırıcı bileşeninde 375,40 kW ve 343,02 kW olarak hesaplanmıştır. En düşük ve en yüksek bileşen ekserji verimi kritik-altı $bORC_{egz}$ çevrimi için kızdırıcıda %32,51 ve türbinde %89,77 olarak bulunurken, kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevrimi için kızdırıcıda %33,18 ve türbinde %89,16 olarak bulunmuştur. Genel ekserji dengesi denkleminde de anlaşılacağı üzere, giren ve çıkan ekserjinin farkı ekserji yıkımını vermektedir. Kritik-altı ve kritik üstü $bORC_{egz}$ çevrimlerinin bileşenlerinin ekserji yıkımları Şekil 4.9'da görülmektedir.



Şekil 4.9. Kritik- altı ve kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevrimlerinin bileşenlerinin ekserji yıkımları

Kritik- altı ve kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevrimlerinin her ikisi içinde minimum ekserji yıkımı Pompa (SS) bileşeninde maksimum ekserji yıkımı ise buharlaştırıcıda görülmektedir. Parametrik optimizasyon neticesinde en iyi sonuçların elde edildiği kritik-altı $bORC_{egz}$ çevrimlerinde en düşük ekserji yıkımı Pompa (SS)'da 0,505 kW ve en yüksek ekserji yıkımı buharlaştırıcıda 74,514 kW olarak bulunmuştur. Kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevrimlerinde ise en düşük ekserji yıkımı Pompa (SS)'da 0,502 kW ve en yüksek ekserji yıkımı buharlaştırıcıda 58,146 kW olarak bulunmuştur.

Tüm çevrimin kritik-altı ve kritik-üstü çalışma koşullarındaki termal ve ekserji verimleri bir arada irdelendiğinde, kritik-altı çalışma koşullarında en iyi çalışma performansının elde edildiği 36 bar 165 °C'de $bORC_{egz}$ çevriminin termal ve ekserji verimleri sırasıyla %15,98

ve %27,95 olarak bulunmuştur. Kritik-üstü çalışma şartlarında en iyi performansın görüldüğü 38 bar 165 °C'de $bORC_{egz}$ çevriminin termal ve ekserji verimleri sırasıyla %16,02 ve %27,97 olarak hesaplanmıştır.

4.2 Egzoz gazı atık ısısı için tasarlanan rejeneratif organik Rankine ($rORC_{egz}$) sistemi

4.2.1 Kritik-altı ve kritik-üstü $rORC_{egz}$ sisteminin parametrik optimizasyonu

Kritik-altı organik Rankine çevrimlerinde (ORC) türbin giriş basıncı kritik basıncın altındadır. Fakat kritik-üstü ORC'lerde türbin giriş basıncı kritik basıncın üzerinde seçilmektedir. Mevcut çalışma kapsamında ısı-güç kombine motorunun (CHP motoru) egzoz gazı atık ısısının geri kazanımı için tasarlanmış olan rejeneratif organik Rankine çevrimi ($rORC_{egz}$) kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarının her ikisinde de simule edilerek parametrik olarak optimizasyonu yapılmıştır.

Tasarım ve parametrik optimizasyon çalışmaları boyunca farklı tasarımlar yapılmış ve bu tasarımların parametrik optimizasyon sonuçları birbiri ile kıyaslanmıştır. Bu karşılaştırmalar neticesinde gerçekçi bir kıyasın yapılabilmesi için ısı-güç kombine motorunun egzoz gazının tüm özellikleri her bir tasarım için aynı kabul edilmiştir. Bu kabuller kapsamında egzoz gazının giriş ve çıkış sıcaklığı sırasıyla 450 °C ve 150 °C olarak kabul edilmiştir. Egzoz gazının kütleli debisi sabit ve 1,63 kg/s olarak alınırken $rORC_{egz}$ çevrimine giren toplam ısı sabit ve yaklaşık 511,89 kW olarak kabul edilmiştir.

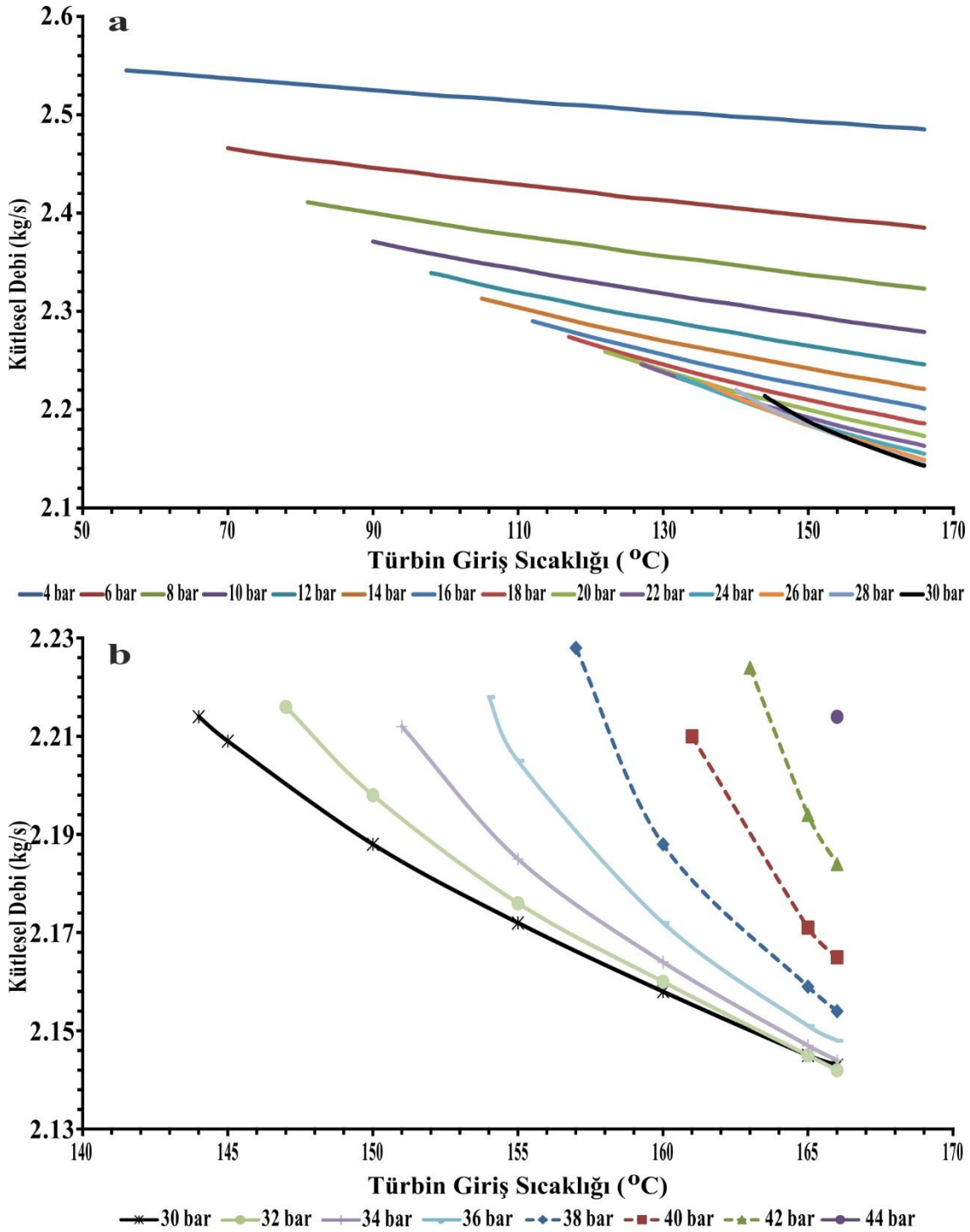
Kritik-altı $rORC_{egz}$ çevriminin parametrik optimizasyonu boyunca türbin giriş basıncı 4 bar ile 36 bar arasında değiştirilmiştir. Türbin giriş sıcaklığı ise seçilen türbin giriş basıncına göre 56 °C ile 166 °C arasında değiştirilmiştir. Burada seçilmiş olan türbin basıncı için minimum türbin giriş sıcaklığı, çevrim akışkanının (R245fa) o basınç altında doymuş buhar fazında olduğu sıcaklık olarak kabul edilmiştir. Çevrimin maksimum sıcaklığı ise çevrim akışkanının maksimum sıcaklığı olan 166 °C olarak kabul edilmiştir. Çünkü, $rORC_{egz}$ çevrimi için R245fa iş akışkanı olarak seçilmiştir. R245fa akışkanı hidrokarbon kökenli organik bir akışkandır. Organik akışkanlar o akışkan için belirlenen maksimum sıcaklığın üzerine kadar ısıtıldığında kimyasal yapılarında bozulmalar meydana gelmekte ve dolayısı

ile standart termodinamik özelliklerinden farklı davranışlar sergilemektedir (Zhai ve diğerleri, 2016; Tchanche ve diğerleri, 2011).

Kritik-üstü çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevriminin türbin giriş basıncı akışkanın kritik basıncının üzerindedir. Kritik-üstü çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevrimi için türbin giriş sıcaklığı 157 °C ve 166 °C arasında değiştirilmiştir. Tıpkı kritik-altı çalışma şartlarında olduğu gibi kritik-üstü çalışma şartlarında da $rORC_{egz}$ çevriminin en düşük sıcaklığı akışkanın o basınçta doymuş buhar olduğu sıcaklık olarak kabul edilmiştir. Akışkanın kimyasal yapısını muhafazası için de $rORC_{egz}$ çevriminin en yüksek sıcaklığı 166 °C olarak kabul edilmiştir.

Kritik-üstü çalışma şartları için türbin giriş basıncı 38-46 bar arasında değiştirilmiştir. Fakat rejeneratörün etkisi ve üst sıcaklık sınırlamasından (166 °C) dolayı çevrim 44 bar türbin giriş basıncını üzerinde çalışmamaktadır. Çünkü 44 bar türbin giriş basıncının üzerine çıktığında akışkan türbin içerisine sıvı-buhar karışımı fazındadır. Ayrıca, türbin çıkışındaki akışkan sıcaklığı, pompa çıkışındaki akışkan sıcaklığından daha düşük olduğu için rejeneratör kullanımı mümkün olmamaktadır. Dahası türbin içinde sıvı damlacıkların oluşmasından dolayı türbin kanatçıklarında kavitasyon meydana gelmektedir. Buda türbin verimini ciddi miktarda düşürmekte ve sistemden beklenen faydanın elde edilmesini engellemektedir. Bu nedenle $rORC_{egz}$ çevriminin türbin giriş basıncı 38 bar ile 44 bar arasında değiştirilmiştir.

Optimizasyon çalışması neticesinde elde edilen veriler kullanılarak çevrimin kütleli debisi, net güç üretimi, rejeneratördeki ısı değişimi, toplam pompa güç tüketimi, toplam buharlaştırıcı ekserji girişi, termal verimi ve ekserji verimi hesaplanmış ve bu değerler grafiksel olarak incelenmiştir. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin kütleli debisindeki değişim Şekil 4.10'da verilmektedir.



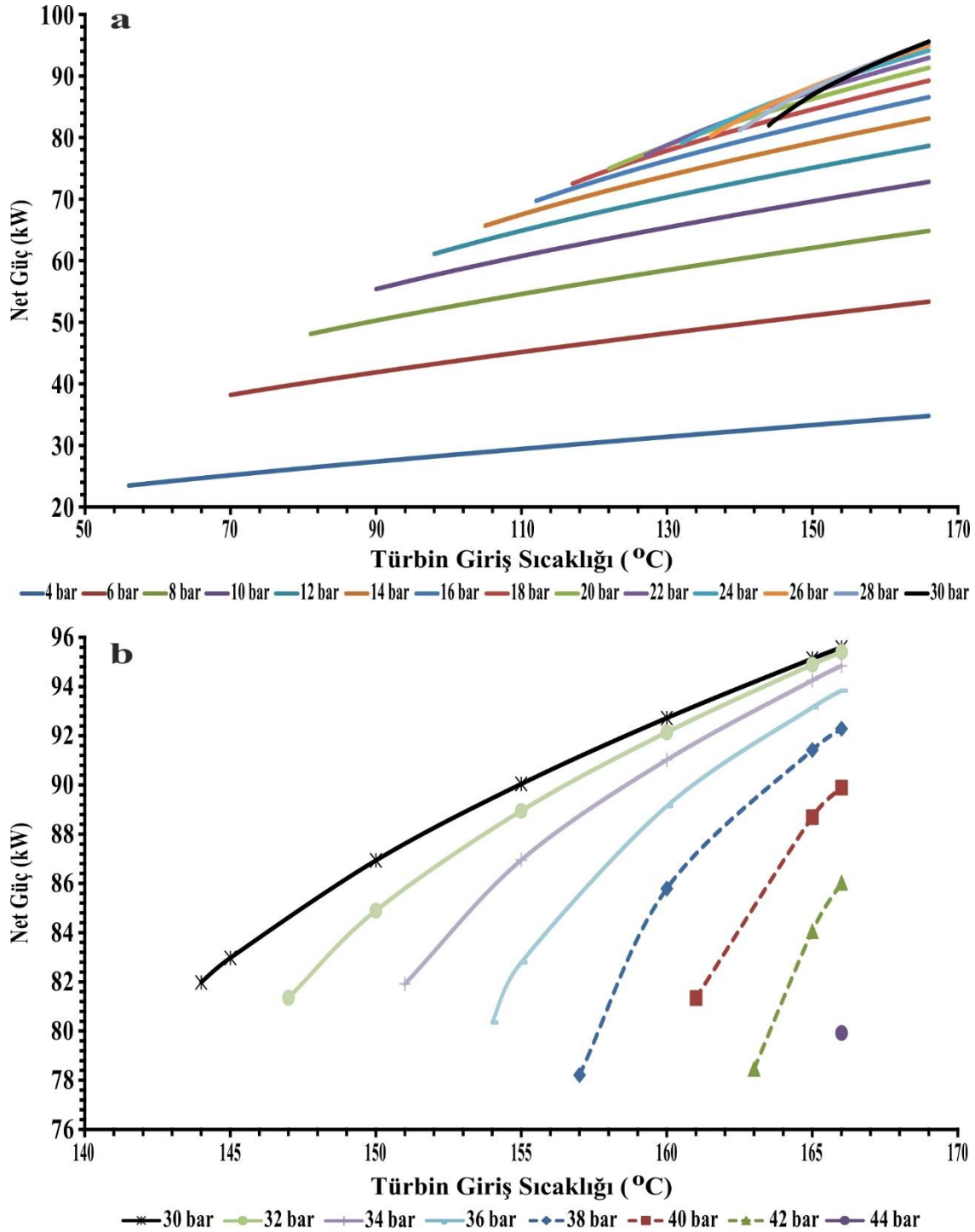
Şekil 4.10. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin kütleli debisindeki değişim

Kritik-altı çalışma şartlarında minimum kütleli debi 4 bar 166 °C’de elde edilirken maksimum kütleli debi 4 bar 56 °C’de elde edilmiştir. Şekil 4.10a’dan da görüleceği üzere sabit basınçta türbin giriş sıcaklığının artması ile kütleli debide azalmalar meydana gelmiştir. Başlangıçta sabit basınç çizgileri daha doğrusal iken türbin giriş basıncının kritik basınca yaklaşması ile parabolik çizgiler oluşmaya başlamıştır. Dahası yüksek basınçlarda

kütlesel debideki değişimler daha belirgin hale gelmiştir. Sabit sıcaklıkta türbin giriş basıncının artması ile kütlesel debi azalmıştır. Düşük basınçlarda sabit basınç çizgileri arasındaki mesafeler geniş iken basıncın artması ile çevrim akışkanının buharlaşma entalpisindeki azalmaya bağlı olarak çizgiler arasındaki mesafelerde ciddi daralmalar görülmüştür. Bununla birlikte değişen türbin giriş basınç ve sıcaklığına göre çevrimin kütlesel debisi incelendiğinde iki farklı trendin olduğu görülmektedir. İlk trendde, 20 bar türbin giriş basıncına kadar, sabit basınçta sıcaklığın artması ile birlikte kütlesel debide sürekli bir azalma meydana gelmektedir. Fakat, çizgilerin üst üste binmeye başladığı ikinci trend 20 bar ile 30 bar türbin giriş basıncı arasında görülmektedir. Bu trendde, sabit basınçta ve başlangıç sıcaklığında (türbin giriş sıcaklığı doymuş buhar sıcaklığında iken), artan sıcaklıkla $rORC_{egz}$ çevriminin kütlesel debisi başlangıçta bir önceki basınç çizgisinden daha yüksek iken türbin giriş sıcaklığının artarak doymuş buhar sıcaklığından uzaklaşması ile hızla azalmaktadır. Bu trendde, yükselen sıcaklık ile sabit basınçta, başlangıç ve bitiş noktaları arasında kütlesel debide önemli bir azalma söz konusudur. Kritik-altı çalışma şartlarında minimum kütlesel debi 32 bar 166 °C’de 2,142 kg/s olarak hesaplanırken maksimum kütlesel debi 4 bar 56 °C’de 2,54 kg/s olarak hesaplanmıştır.

Kritik üstü çalışma şartlarında üst sıcaklık sınırlaması ve rejeneratörün etkisinden dolayı $rORC_{egz}$ çevriminin çalışma aralığının daha dar olduğu görülmektedir. Özellikle kritik-üstü çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevrimi 44 bar türbin giriş basıncında sadece 166 °C’de çalışırken bu basıncın üzerinde sistem çalışmamaktadır. Bunun nedeni türbin çıkışındaki akışkan sıcaklığının pompa çıkışındaki akışkan sıcaklığından daha düşük olması ve dolayısı ile rejeneratör kullanımının mümkün olmamasıdır. Kritik-üstü çalışma şartlarında sabit basınçta sıcaklığın artması ile çevrim akışkanının kütlesel debisi azalmaktadır. Sabit sıcaklıkta ise basıncın artması ile kütlesel debide artmaktadır. Kritik-üstü çalışma şartlarında sabit basınç çizgileri daha dik iken çevrimin başlangıç ve bitiş çalışma şartları arasındaki kütlesel debi farkı daha yüksektir. Kritik-üstü çalışma şartlarında en düşük kütlesel debi 38 bar 166 °C’de 2,154 kg/s olarak hesaplanırken en yüksek kütlesel debi 38 bar 157 °C’de 2,228 kg/s olarak hesaplanmıştır.

Parametrik optimizasyon çalışması boyunca Pompa (SS) ve Pompa (rORC) bileşenlerinin güç tüketimleri ve jeneratör verimi dikkate alınarak $rORC_{egz}$ çevriminin net güç üretimi hesaplanmıştır. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına göre $rORC_{egz}$ çevrimi net güç üretimi Şekil 4.11’de verilmektedir.



Şekil 4.11. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin net güç üretimindeki değişim

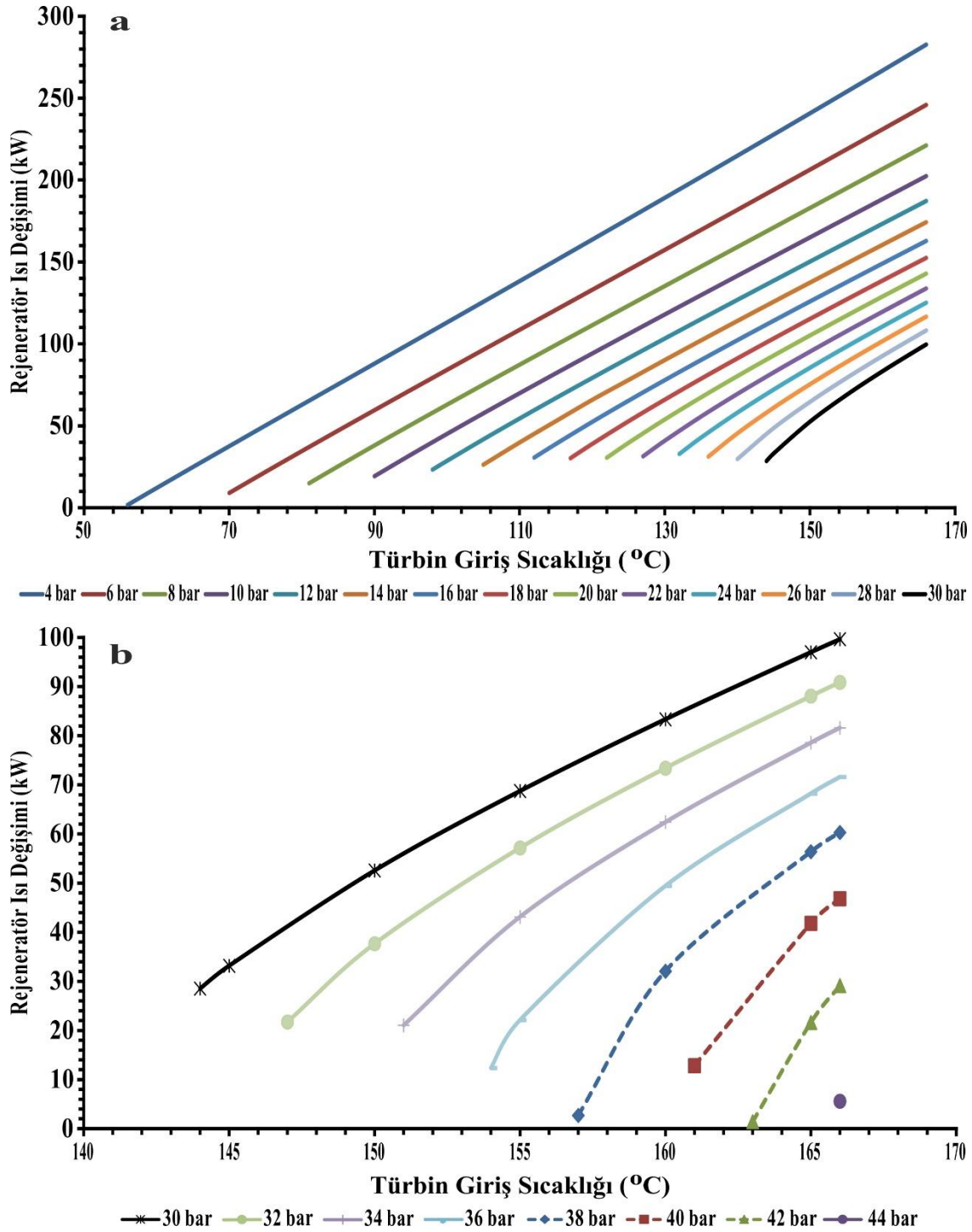
Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartları için incelenen $rORC_{egz}$ çevriminin net gücünün hesaplanmasında soğutma suyu (SS) hattı üzerindeki pompanın ve çevrim içerisindeki pompanın güç tüketimlerinin toplamı elde edilen brüt güçten düşürülmüştür. Ayrıca

türbinden elde edilen mekanik gücün elektrik enerjisine dönüşümü esnasında jeneratör veriminden kaynaklanan güç kaybı da dikkate alınarak net güç hesabı yapılmıştır.

Jeneratör kaybı ve pompaların güç tüketimi göz önünde bulundurularak yapılan parametrik optimizasyon çalışması neticesinde kritik-altı çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevriminde minimum net güç üretimi 4 bar 56 °C’de elde edilirken maksimum net güç üretimi 30 bar 166 °C’de elde edilmiştir. Değişen türbin giriş basıncı ve türbin giriş sıcaklığına bağlı olarak, kritik-altı çalışma şartlarında sistem net güç üretiminde iki farklı trend gözlenmektedir. Birinci trend 20 bar türbin giriş basıncına kadar görülmektedir. 20 bar türbin giriş basıncına kadar, sabit basınçta sıcaklığın artması ile net güç üretimi de artmaktadır. İkinci trend ise 20 bar ile 30 bar türbin giriş basıncı arasında görülmektedir. 20 bar ile 30 bar türbin giriş basıncı arasında, sabit basınçta başlangıç sıcaklığında (doymuş buhar sıcaklığı) sistem bir önceki basınç çizgisinden daha düşük bir güç üretimine sahipken sıcaklığın artması ile net güç üretiminde de kayda değer bir artış gözlemlenmektedir. Bu trendde $rORC_{egz}$ çevriminden elde edilen net gücün başlangıç ve bitiş noktaları arasında kayda değer bir fark görülmektedir.

Kritik-üstü çalışma şartlarında, sabit sıcaklıkta basıncın artması ile net güç üretimi azalmaktadır. Fakat sabit basınçta sıcaklığın artması ile net güç üretiminde de artış görülmektedir. Kritik-üstü çalışma şartlarında sabit basınç çizgileri daha dik bir artış gösterirken, sabit basınç çizgileri arasındaki mesafede kritik-altı çalışma şartlarına kıyasla daha geniştir.

Kritik-altı çalışma şartlarında minimum net güç üretimi 4 bar 56 °C’de 23,46 kW olarak hesaplanırken maksimum güç üretimi 30 bar 166 °C’de 95,59 kW olarak hesaplanmıştır. Kritik-üstü çalışma şartlarında ise minimum güç üretimi 38 bar 157 °C’de 78,21 kW olarak hesaplanırken maksimum güç üretimi 38 bar 166 °C’de 92,29 kW olarak hesaplanmıştır. Rejeneratif ORC çevrimlerinin en büyük avantajı yoğunlaştırıcıdan soğutma suyuna atılacak olan ısının bir kısmının sisteme tekrar kazandırılmasıdır. Bu nedenle bu sistemlerde rejeneratörden transfer edilen ısı miktarının da detaylı olarak irdelenmesi gerekmektedir. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına göre $rORC_{egz}$ çevrimindeki toplam rejeneratör ısı değişimi Şekil 4.12’de verilmektedir.



Şekil 4.12. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminde rejeneratördeki ısı değişimi

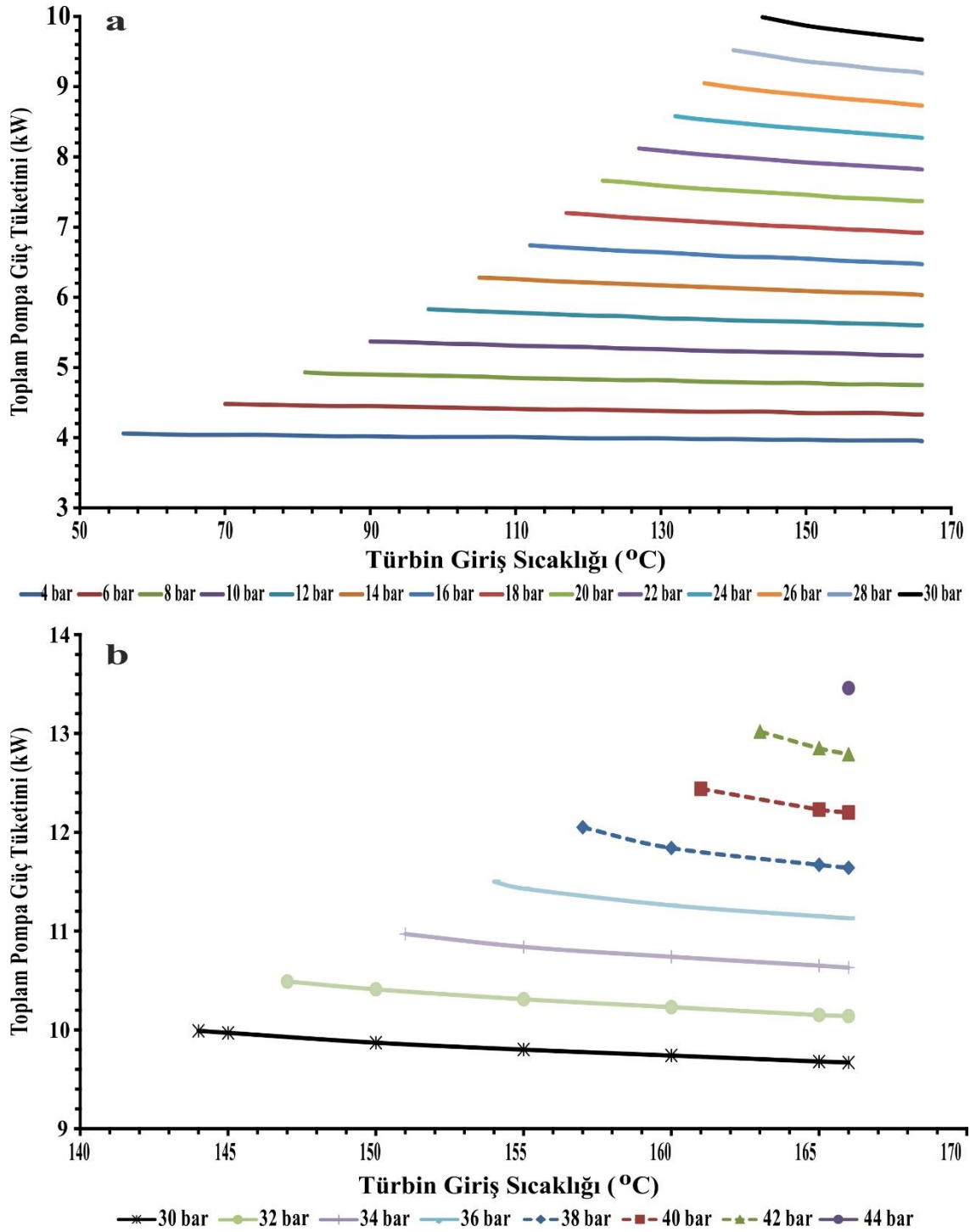
Kritik-altı çalışma koşullarında parametrik optimizasyonu yapılan $rORC_{egz}$ çevriminde, rejeneratör etkisi ve üst sıcaklık sınırlamasından dolayı çevrimin 44 bar türbin giriş basıncında sadece 166 °C’de çalıştığı ve 44 bar türbin giriş basıncının üzerinde çalışmadığı açıkça görülmektedir. Bunun nedeni, türbin çıkışındaki çevrim akışkanı sıcaklığının pompa çıkışındaki çevrim akışkanı sıcaklığından daha düşük olması ve dolayısı ile jeneratör

kullanımının mümkün olmamasıdır. Kritik-altı çalışma şartlarında rejeneratördeki ısı değişimi türbin çıkış sıcaklığına bağlı olarak en düşük 4 bar 57°C’de görülürken en yüksek 4 bar 166 °C’de görülmektedir. Şu ana kadar grafiksel olarak incelenen $rORC_{egz}$ çevrimi parametrelerinin aksine, kritik-altı çalışma şartlarında rejeneratör ısı değişimi lineer bir değişim sergilemektedir. Sabit sıcaklıkta basıncın artması ile pompa çıkış sıcaklığındaki artışa bağlı olarak, rejeneratörde transfer edilen ısı miktarı azalmaktadır. Fakat, sabit basınçta sıcaklığın artması ile rejeneratörde transfer edilen ısı miktarı artmaktadır. Bununla birlikte, düşük türbin giriş basıncında, sabit basınç çizgileri arasındaki mesafe daha genişken türbin giriş basıncı kritik basınca yaklaştıkça bu mesafe daralmaktadır.

Kritik-üstü çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevriminin parametrik optimizasyonu neticesinde elde edilen değerler detaylı olarak incelendiğinde, sabit basınçta sıcaklığın artmasına paralel olarak türbin çıkış sıcaklığındaki artışla, rejeneratörde transfer edilen ısı miktarının da arttığı görülmektedir. Ayrıca kritik-üstü çalışma şartlarında sabit basınç çizgileri nispeten daha dik bir artış göstermektedir. Sabit sıcaklıkta türbin giriş basıncının artması ile pompa çıkış sıcaklığındaki artışa bağlı olarak, rejeneratörde transfer edilen ısı miktarını kayda değer oranlarda azaltmaktadır.

Kritik-altı çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevriminde rejeneratörden transfer edilen ısı miktarı en düşük 4 bar 57 °C’de 1,736 kW olarak bulunurken en yüksek 4 bar 166 °C’de 282,636 kW olarak bulunmuştur. Kritik-üstü çalışma şartlarında minimum rejeneratör ısı değişimi 42 bar 163 °C’de 1.425 kW iken maksimum jeneratör ısı değişimi 38 bar 166 °C’de 60.319 kW’dır.

Sistem performansının net olarak gözlemlenmesi ve en iyi çalışma noktalarının belirlenmesi için sistemin güç tüketimlerinin de hesaplanması gerekmektedir. Tasarlanmış olan $rORC_{egz}$ çevriminde güç tüketiminin olduğu toplam iki adet pompa bulunmaktadır. Bunlardan ilki $rORC_{egz}$ çevrimindeki organik akışkanın basınçlandırılmasında kullanılan pompadır. Diğeri ise yoğuşturucuya soğutma suyunu basınçlandırarak gönderen pompadır. Çalışma kapsamında iki pompanın da güç tüketimleri hesaplanarak grafiksel olarak incelenmiştir. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin toplam pompa güç tüketimindeki değişim Şekil 4.13’de verilmektedir.



Şekil 4.13. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin toplam pompa güç tüketimi

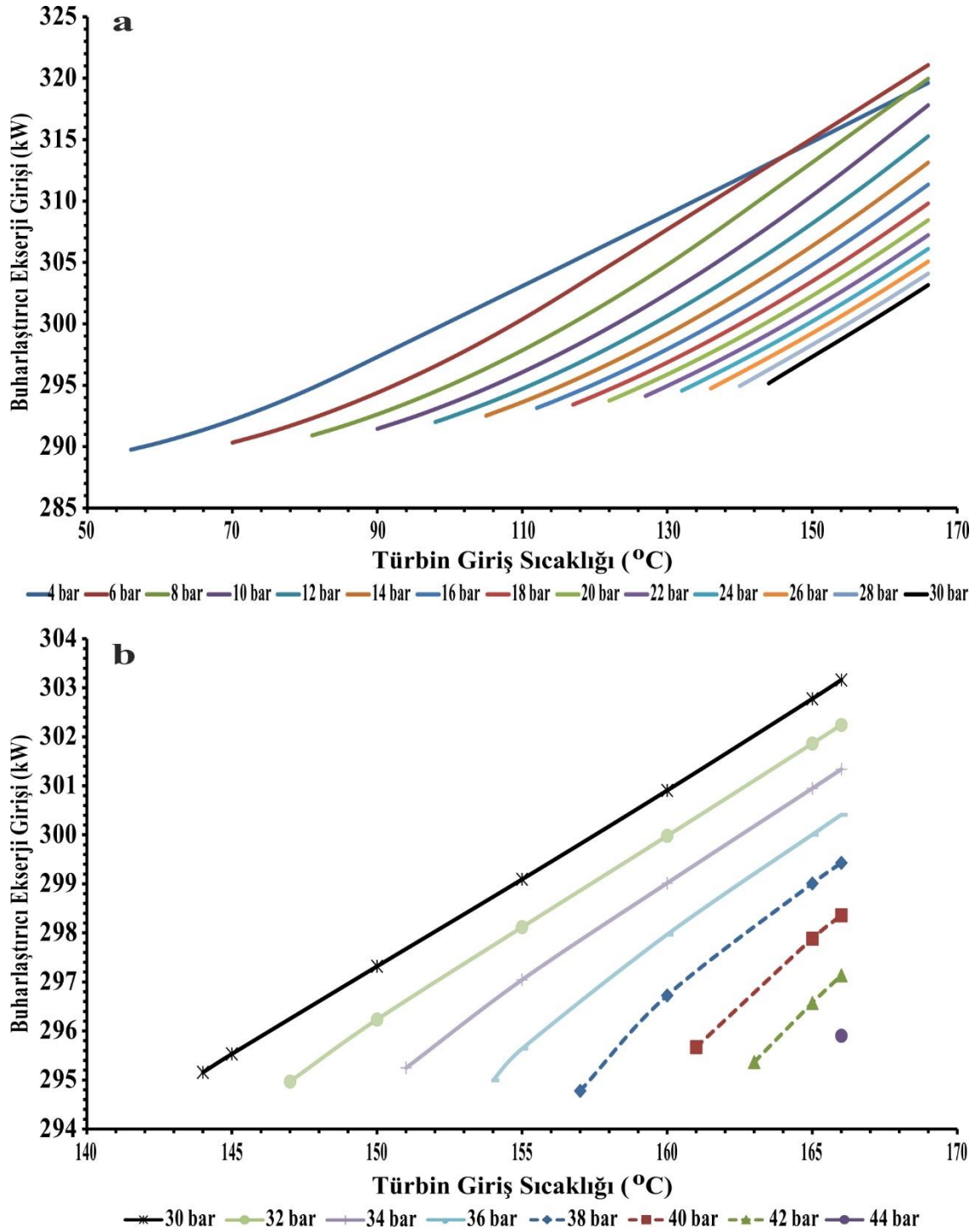
Sistemin parametrik optimizasyonu ile elde edilen toplam pompa güç tüketimleri grafiksel olarak incelendiğinde, kritik-altı çalışma koşullarında minimum toplam pompa güç tüketiminin 4 bar 166 °C’de ve maksimum toplam pompa güç tüketiminin 36 bar 154 °C’de olduğu görülmektedir. Kritik-altı çalışma koşullarında toplam pompa güç tüketimi çizgileri tıpkı rejeneratör ısı değişimindeki gibi lineer bir değişim göstermektedir. Sabit basınçta

kritik-altı çalışma koşullarında $rORC_{egz}$ sisteminin toplam pompa güç tüketimi sıcaklığın artması ile azalmaktadır. Bununla birlikte, sabit basınç çizgileri arasındaki mesafe düşük basınçlarda dar iken kritik basınca yaklaştıkça genişlemektedir. Sabit sıcaklıkta türbin giriş basıncının artması ile toplam pompa güç tüketimi de artmaktadır.

Kritik-üstü çalışma koşullarında $rORC_{egz}$ sisteminin toplam pompa güç tüketimi için çizilen sabit basınç çizgileri kritik-altı çalışma şartlarına paralel bir eğim sergilerken, değer olarak arttığı görülmektedir. Sabit basınçta türbin giriş sıcaklığının artması ile toplam pompa güç tüketimi azalmaktadır. Fakat sabit sıcaklıkta türbin giriş basıncının artması toplam pompa güç tüketimini arttırmaktadır.

Kritik-altı çalışma koşullarında $rORC_{egz}$ sisteminin minimum toplam pompa güç tüketimi 4 bar $166\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 3,95 kW olarak hesaplanırken maksimum toplam pompa güç tüketimi 36 bar $154\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 11,50 kW olarak hesaplanmıştır. Bununla birlikte, kritik-üstü çalışma şartlarında en düşük toplam pompa güç tüketimi 38 bar $166\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 11,64 kW olarak hesaplanmıştır. Maksimum toplam pompa güç tüketimi ise 44 bar $166\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de 13,46 kW olarak hesaplanmıştır.

$rORC_{egz}$ çevriminin ekserji veriminin hesaplanabilmesi için parametrik optimizasyon boyunca buharlaştırıcıdan sisteme giren ekserjinin hesabı da yapılmalıdır. Ön ısıtıcı ve kızdırıcıdan $rORC_{egz}$ çevrimine giren ekserji çalışma kapsamında buharlaştırıcıdan giren ekserji olarak kabul edilmiştir. Dolayısı ile çalışma kapsamında egzoz gazının giriş sıcaklığı, çıkış sıcaklığı ve kütleli debisi sabit kabul edildiğinden sisteme giren ekserji de egzoz gazından dolayı bir değişim olmamaktadır. Fakat sisteme ön ısıtıcıdan giren çevrim akışkanının ekserji değeri de çalışma kapsamında $rORC_{egz}$ çevrimine giren toplam ekserjiye dahil edildiğinden, optimizasyon boyunca ön ısıtıcıya giren akışkanın ekserjisinden dolayı, türbin giriş basıncı ve sıcaklığına bağlı olarak buharlaştırıcıdan giren toplam ekserji miktarı da değişmiştir. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin toplam buharlaştırıcı (ön ısıtıcı, buharlaştırıcı ve kızdırıcı) ekserji girişindeki değişimi Şekil 4.14'de verilmektedir.



Şekil 4.14. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin toplam buharlaştırıcı (ön ısıtıcı, buharlaştırıcı ve kızdırıcı) ekserji girişi

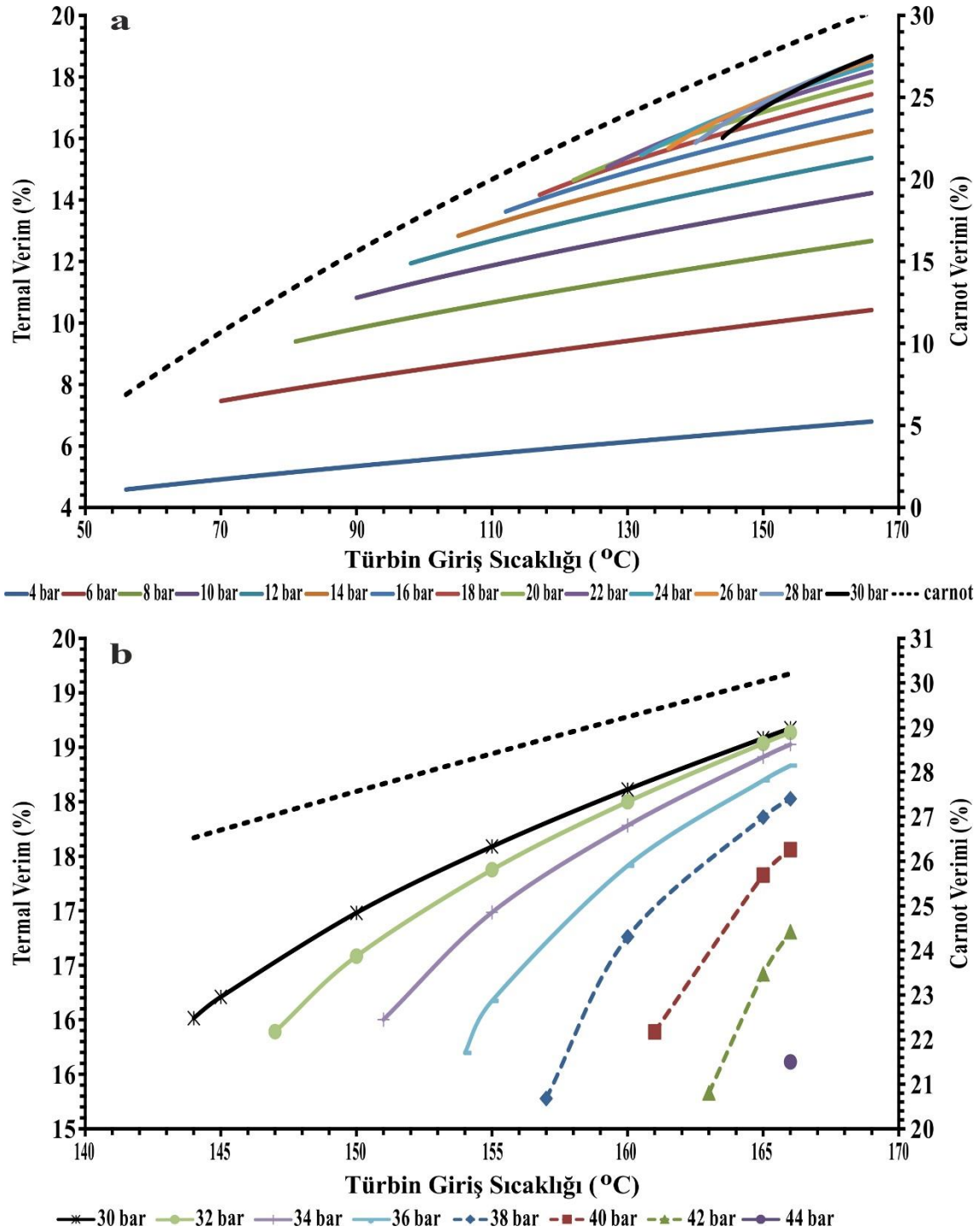
Kritik-altı çalışma şartında parametrik optimizasyonu yapılan $rORC_{egz}$ çevriminde minimum ekserji girişi 4 bar 56 °C’de elde edilirken maksimum ekserji girişi 6 bar 166 °C’de elde edilmiştir. Kritik-altı çalışma koşullarında sabit sıcaklıkta türbin giriş basıncının artmasına

bağlı olarak toplam ekserji girişinde azalmıştır. Çünkü pompa çıkış sıcaklığındaki artış ve türbin çıkış sıcaklığındaki azalma rejeneratörde geri kazanılan ısı miktarının azalmaktadır. Fakat sabit basınçta türbin giriş sıcaklığının artmasına bağlı olarak türbin çıkış sıcaklığında artacağından, rejeneratörde geri kazanılan ısı miktarının artması, buharlaştırıcı ekserji girişini arttırmaktadır. Sabit basınç çizgileri arasında düşük basınçlarda daha geniş bir mesafe varken basıncın artması ile bu mesafede azalmaktadır. Kritik-altı çalışma koşullarında elde edilen sabit basınç çizgileri birbirine paralel ve lineer bir değişim sergilerken sadece 4 bar basınçta bu paralelliğin bozulduğu görülmektedir. Bunun temel nedeni 4 bar basınçta sıcaklığın artması ile birlikte rejeneratörde geri kazanılan ısı miktarının ciddi oranlarda artması olarak düşünülmektedir. Nitekim kritik-altı çalışma şartlarında maksimum ve minimum rejeneratör ısı değişiminin her ikisi de türbin çıkış sıcaklığı ile pompa çıkış sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkına bağlı olarak 4 bar basınçta elde edilmiştir.

Kritik-üstü çalışma şartlarında buharlaştırıcı ekserji girişi için çizdirilen sabit basınç çizgilerinin kritik-altı çalışma şartları için çizdirilen çizgilere paralel bir doğrultu izlediği görülmektedir. Fakat, kritik-üstü çalışma şartlarında buharlaştırıcı ekserji girişi daha azdır. Kritik-üstü çalışma şartlarında sabit basınçta türbin giriş sıcaklığının artırılması ile buharlaştırıcı ekserji girişi de artmaktadır. Öte yandan sabit sıcaklıkta türbin giriş basıncının artması neticesinde buharlaştırıcı ekserji girişi azalmaktadır.

Kritik-altı çalışma şartlarında en düşük buharlaştırıcı ekserji girişi 4 bar 56 °C'de 289,75 kW olarak hesaplanmıştır. En yüksek buharlaştırıcı ekserji girişi 6 bar 166 °C'de 321,67 kW olarak bulunmuştur. Kritik-üstü çalışma şartlarında en düşük ekserji girişi 38 bar 157 °C'de 294,78 kW'dır. En yüksek ekserji girişi ise 38 bar 166 °C'de 299,43 kW'dır.

Güç sistemlerinin ideal şartlarda ulaşabileceği maksimum termal verimi, Carnot verimi olarak adlandırılmaktadır. Bir güç sistemi veriminin Carnot verimine ulaşması mümkün değildir. Fakat sistemin ideal şartlarda ulaşabileceği maksimum eşiğin görülmesi bakımından bu çalışma boyunca $rORC_{egz}$ çevriminin Carnot verimi de incelenmiştir. Dahası, $rORC_{egz}$ çevriminin genel performansının değerlendirilmesinde dikkate alınan en önemli parametrelerden birisi de termal verimdir. Termal verim sisteme verilen ısı karşılığında sistemden alınan faydayı oransal olarak ifade eden yüzdelerdir. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin termal ve Carnot verimlerindeki değişim Şekil 4.15'de verilmektedir.



Şekil 4.15. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin termal ve Carnot verimindeki değişim

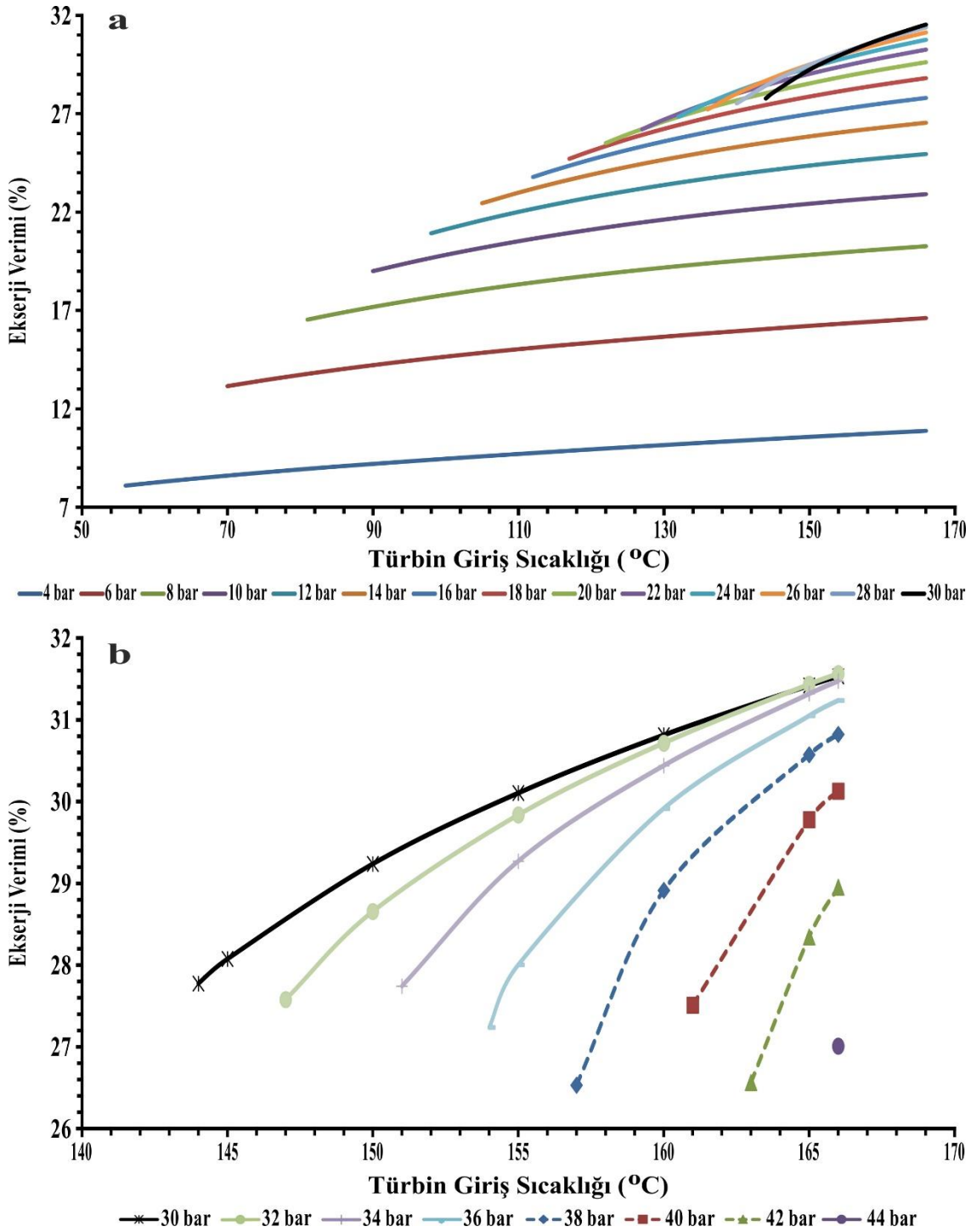
$rORC_{egz}$ çevrimi için yapılan parametrik optimizasyon boyunca çevrimin en yüksek sıcaklığı türbin giriş sıcaklığı ve çevrimin en düşük sıcaklığı pompa girişindeki iş akışkanının sıcaklığıdır. $rORC_{egz}$ çevriminin pompa giriş sıcaklığı da sabit kabul edildiğinden maksimum sıcaklık olan türbin giriş sıcaklığına göre parametrik optimizasyon boyunca

sadece bir tane Carnot verimi çizgisi elde edilmiştir. Parametrik optimizasyon çalışması boyunca $rORC_{egz}$ çevriminin minimum Carnot verimi $56\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de %6,882 ve maksimum Carnot verimi $166\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de %30,206 olarak hesaplanmıştır.

Kritik-altı $rORC_{egz}$ çevriminin termal verimindeki değişim irdelendiğinde sabit basınçta artan sıcaklıkla birlikte çevrimin termal veriminin de arttığı görülmektedir. Öte yandan, değişen türbin giriş sıcaklığı ve basıncı için yapılan termal verimdeki değişim incelendiğinde iki farklı değişimin olduğu gözlemlenmektedir. Bu değişimlerden birincisi 20 bar türbin giriş basıncına kadar, sabit basınçta sıcaklığın artması ile termal veriminde paralel olarak artmasıdır. İkinci değişim 20 bar ve 30 bar türbin giriş basıncı aralığında gözlemlenmektedir. Bu aralıkta, sabit basınçta çevrimin başlangıç sıcaklığında (doymuş buhar sıcaklığı) bir önceki sabit basınç değerlerinden daha düşük bir değerle başlaması ve türbin giriş sıcaklığının artması ile hızla artmasıdır. Bu aralıkta sabit basınçta termal verimdeki değişim daha dik bir eğilim göstermektedir. Kritik-altı çalışma şartlarında minimum termal verim 4 bar $56\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de %4,583 olarak hesaplanırken maksimum termal verim 30 bar $166\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de %18,674 olarak hesaplanmıştır.

Kritik-üstü çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevriminin sabit basınçta termal verim değişim çizgilerinde daha dik bir artış görülmektedir. Sabit sıcaklıkta basıncın artması ile termal verim azalmaktadır. Fakat sabit basınçta sıcaklığın artması termal verimi arttırmaktadır. Kritik-üstü çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevriminin minimum termal verimi 38 bar $157\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de hesaplanmıştır. Öte yandan, $rORC_{egz}$ çevriminin maksimum termal verimi 38 bar $166\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de hesaplanmıştır.

$rORC_{egz}$ çevriminin en iyi performansı sergilediği çalışma parametrelerinin belirlenmesi amacı ile yapılmış olan parametrik optimizasyon çalışması boyunca çevrimin termal veriminin yanı sıra ekserji verimi de hesaba katılmıştır. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin ekserji verimindeki değişim Şekil 4.16'da verilmektedir.



Şekil 4.16. Kritik-altı (a) ve kritik-üstü (b) çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{egz}$ çevriminin ekserji verimindeki değişim

Bir sistem için net kanaate sahip olabilmek için kullanılabilir maksimum faydalı iş olarak tanımlanan ekserji analizinin çevrime uygulanması gereklidir. Sistem elemanlarına tek tek ekserji temelli analiz yapılmasının yanı sıra çevrimin bütünü içinde ekserji verimi hesaplanmıştır. Belçika'da tesisin bulunduğu bölgenin yıllık ortalama sıcaklığı (18 °C),

ekserji analizleri esnasında atmosfer (ölü nokta) sıcaklığı olarak kabul edilmiştir. Kritik-altı çalışma şartları için yapılan parametrik optimizasyon çalışması boyunca minimum ekserji verimi 4 bar 56 °C’de, maksimum ekserji verimi 30 bar 166 °C’de görülmüştür.

Kritik-altı çalışma şartlarında sabit basınçta sıcaklığın artırılması $rORC_{egz}$ çevriminin ekserji verimini de arttırmaktadır. Kritik-altı çalışma şartları için sabit basınçta ekserji verimi çizgileri incelendiğinde, düşük basınçlarda çizgiler arasındaki mesafenin çok geniş olduğu görülmektedir. Fakat türbin giriş basıncı kritik basınca yaklaştıkça çizgiler arasındaki mesafeler giderek daralmaktadır. Ayrıca değişen türbin giriş basıncı ve türbin giriş sıcaklığı için hesaplanmış olan ekserji verim eğrileri incelendiğinde iki farklı trend görülmektedir. Birinci trend 20 bar türbin giriş basıncına kadardır. Burada sabit basınçta türbin giriş basıncının artması ile ekserji veriminde sürekli bir artış olduğu görülmektedir. İkinci trend ise 20 bar 30 bar basınç aralığında görülmektedir. Burada ise sabit basınçta başlangıç türbin giriş sıcaklığında (doyma sıcaklığında) $rORC_{egz}$ çevriminin ekserji veriminin bir önceki sabit basınç çizgisinden daha düşük çıktığı ve türbin giriş sıcaklığının artması ile bu durumun düzelenerek hızlı bir artışla daha yüksek ekserji veriminin meydana geldiği görülmektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığında basınç artışıyla birlikte 30 bar basınca kadar ekserji veriminde sürekli bir artış görünürken, 30 bar basınçtan sonra basınç artışıyla birlikte $rORC_{egz}$ çevriminin ekserji veriminde bir düşme gözlenmiştir.

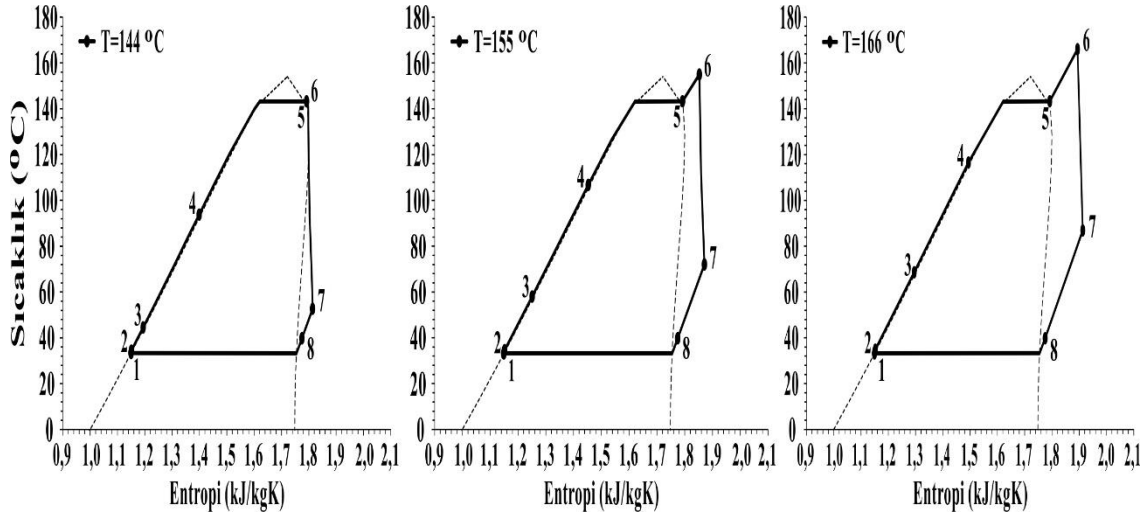
Kritik-üstü çalışma şartlarında sabit basınçta sıcaklığın artması ile ekserji verimi de artmaktadır. Fakat, sabit türbin giriş sıcaklığında tam tersi bir durum söz konusudur. Sabit türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncının artması ile $rORC_{egz}$ çevriminin ekserji verimi azalmaktadır. Kritik-üstü çalışma şartlarında sabit basınç eğrileri arasındaki mesafenin neredeyse aynı kaldığı görülmektedir. Ayrıca kritik-üstü çalışma şartlarında sabit basınç eğrilerinin daha dik bir artış eğiliminde olduğu görülmektedir.

Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarının her ikisi içinde $rORC_{egz}$ çevrimi parametrik olarak optimize edilmiştir. Bu optimizasyon neticesinde kritik-altı çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevriminin minimum ekserji verimi 4 bar 56 °C’de %8,10’dur. Maksimum ekserji verimi ise 30 bar 166 °C’de %31,53’dür. Kritik üstü çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevriminin minimum ekserji verimi 38 bar 157 °C’de %26,53 iken maksimum ekserji verimi 38 bar 166 °C’de %30,82’dir.

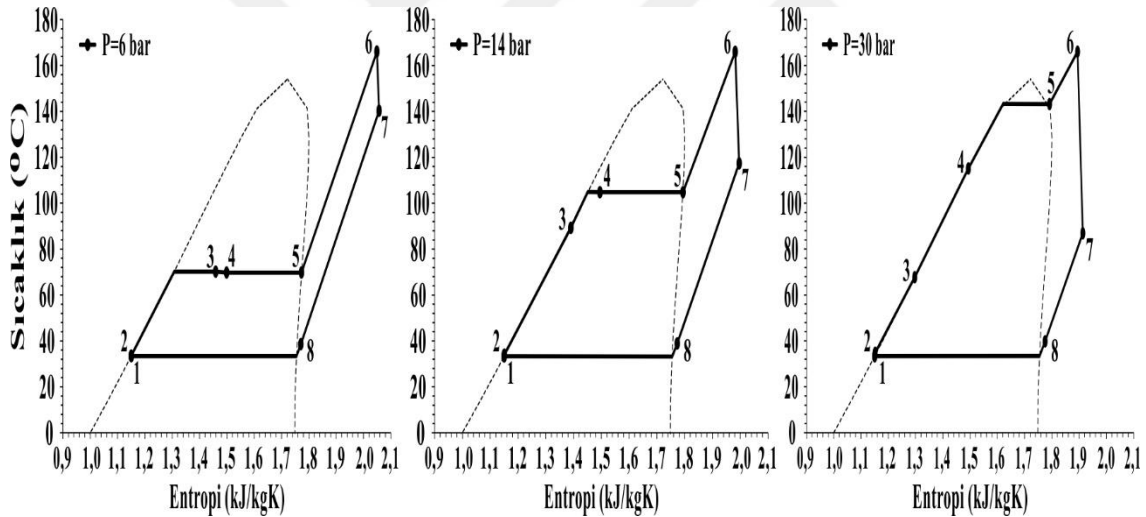
4.2.2 rORC_{egz} çevrimi parametrik optimizasyon sonuçlarının irdelenmesi

Kritik-altı çalışma şartlarında sabit türbin giriş basıncında net güç, rejeneratör ısı değişimi, termal verim ve ekserji verimi artan türbin giriş sıcaklığı ile artmaktadır. Fakat sabit türbin giriş basıncında; artan türbin giriş sıcaklığı ile kütleli debi ve toplam pompa güç tüketiminde azalmalar meydana gelmektedir. Bununla birlikte kritik-altı çalışma şartlarında rORC_{egz} çevriminin net güç üretiminde, termal veriminde ve ekserji veriminde değişen türbin giriş sıcaklığı ve türbin giriş basıncına bağlı olarak iki farklı trend gözlemlenmektedir. İlk trend 20 bar türbin giriş basıncına kadar görülmektedir. Burada sabit türbin giriş basıncında net güç üretimi, termal verim ve ekserji verimi artan türbin giriş sıcaklığı ile sürekli olarak artmaktadır.

Sabit basınç çizgileri arasında üst üste binmelerin görüldüğü ikinci trend ise 20 bar ile 30 bar türbin giriş basıncı arasında görülmektedir. Bu basınç aralığında, rORC_{egz} çevriminin performans parametreleri (net güç üretimi, termal verim ve ekserji verimi) sabit basınçta ve başlangıç sıcaklığında (doymuş buhar sıcaklığı) önceki sabit basınç çizgisinden daha düşük bir değere sahip olmaktadır. Fakat sabit türbin basıncında sıcaklığın artması ile sistem performans parametrelerinde hızlı bir artış olmaktadır. Bu trendde; sabit türbin giriş basıncı ve artan türbin giriş sıcaklığında, başlangıç ve bitiş parametreleri arasında önemli bir artış söz konusudur. Türbin giriş basıncı ve sıcaklığının doğru seçiminin ve optimum kombinasyonun belirlenmesinin önemi bu trendde açıkça görülmektedir. Çünkü; kritik-altı çalışma şartlarında ve yüksek türbin giriş basınçlarında, türbin giriş sıcaklığı doğru seçilmediğinde sistem performans parametreleri olabileceği optimum değerlerden daha düşük olabilir. Örneğin, kritik-altı rORC_{egz} çevriminin 20 bar 145 °C’de net güç, termal verim ve ekserji verimi sırasıyla 84,55 kW, %16,52 ve %28,13 olarak hesaplanırken, 30 bar 145 °C’de net güç, termal verim ve ekserji verimi sırasıyla 82,97 kW, %16,21 ve %28,07 olarak hesaplanmıştır. Burada açıkça görülüyor ki doğru türbin giriş sıcaklığı belirlenmeden türbin giriş basıncının artırılması ile sistem performansının sürekli olarak artması söz konusu değildir. Kritik-altı rORC_{egz} çevriminde görülen bu durumun temel nedeni rejeneratörde geri kazanılan ısı miktarıdır. Çünkü; Şekil 4.17’de de görüldüğü üzere, sabit türbin giriş basıncında artan türbin giriş sıcaklığı ile rejeneratörde geri kazanılan ısı miktarı ve dolayısı ile rejeneratör etkinliği de artmaktadır.



Şekil 4.17. Kritik-altı çalışma şartlarında sabit türbin giriş basıncında (30 bar) ve değişen türbin giriş sıcaklığında (144 °C, 155 °C ve 166 °C) $rORC_{egg}$ çevriminin sıcaklık-entropi (T-s) değişimi



Şekil 4.18. Kritik-altı çalışma şartlarında sabit türbin giriş sıcaklığında (166 °C) ve değişen türbin giriş basıncında (6 bar, 14 bar ve 30 bar) $rORC_{egg}$ çevriminin sıcaklık-entropi (T-s) değişimi

Ayrıca, Şekil 4.12a'da görüldüğü üzere kritik-altı çalışma şartlarında $rORC_{egg}$ çevriminin rejeneratör bileşeninde transfer edilen ısı miktarı, sabit türbin giriş sıcaklığında artan türbin giriş basıncı ile, azalmaktadır. Bu azalmanın temel nedeni; Şekil 4.18'de de görüldüğü üzere, sabit türbin giriş sıcaklığında türbin çıkış sıcaklığının artan türbin giriş basıncı ile azalmasıdır. Türbin çıkış sıcaklığının azalmasına paralel olarak rejeneratörde transfer edilen ısı miktarı ve dolayısı ile rejeneratörün etkinliği azalmaktadır.

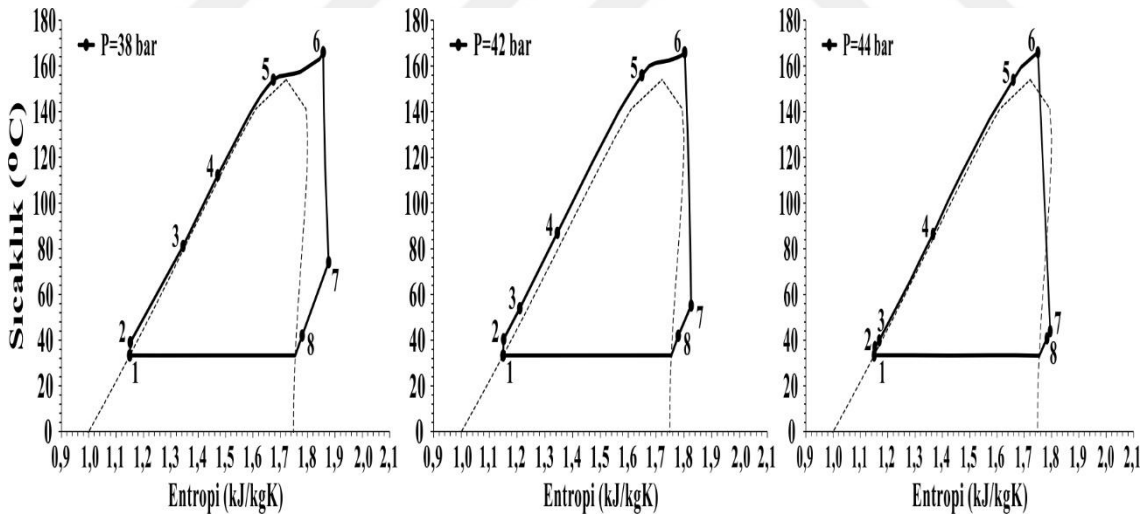
Değişen türbin giriş basıncı ve türbin giriş sıcaklığı için yapılan parametrik optimizasyon sonuçları bir arada ele alındığında; $rORC_{egz}$ çevriminden maksimum performansın (net güç üretimi, termal verim ve ekserji verimi) elde edilebilmesi için, türbin giriş sıcaklığı ve basıncı gibi çevrim parametrelerinin dikkatli bir şekilde seçilmesi gerektiği açıkça görülmektedir.

Kritik-altı $rORC_{egz}$ çevriminin maksimum net güç üretimi, termal verim ve ekserji verimi 30 bar 166 °C'de sırasıyla 95,59 kW, %18,67 ve %31,53 olarak hesaplanmıştır. Bu çalışma parametrelerinde $rORC_{egz}$ çevriminin iş akışkanı kütsel debisi ve toplam pompa güç tüketimi 2,14 kg/s ve 9,67 kW olduğu görülmektedir. Kritik-altı çalışma koşullarında $rORC_{egz}$ çevrimi için yapılan parametrik optimizasyon çalışması sonuçlarını destekleyen birçok çalışma mevcuttur. Yağlı ve diğerleri (2016a), ısı-güç kombine motoru (CHP) egzoz gazı atık ısısı için tasarlanmış oldukları kritik-altı basit organik Rankine çevriminde (bORC) maksimum net gücü, termal verimi ve ekserji verimini sırasıyla 79,73 kW, %15,51 ve %27,20 olarak hesaplamışlardır. Bu çalışma parametreleri mevcut çalışma sonuçları ile karşılaştırıldığında, mevcut çalışmada tasarlanan ORC'nde rejeneratörün kullanılmasının sistem performansını kayda değer miktarlarda arttırdığı açıkça görülmektedir. Xi ve diğerleri (2013), tek kademeli bir rejeneratif ORC'nin kritik-altı çalışma şartlarında parametrik optimizasyonunu çalışmışlardır. Çalışma sonucunda, 20 bar 135 °C'de kritik-altı $rORC_{egz}$ çevriminin birim kütle başına net güç üretimini, termal verimini ve ekserji verimini sırasıyla 28,38 kJ/kg, %13,41 ve %50,49 olarak bulmuşlardır. Mevcut çalışmada ise 20 bar 135 °C'de kritik-altı $rORC_{egz}$ çevriminin birim kütle başına net güç üretimi, termal verimi ve ekserji verimi sırasıyla 36,25 kJ/kg, %15,78 ve %27,17 olarak bulunmuştur. Zhang ve diğerleri (2014), saf akışkanların ve zeotropik karışımların çevrim akışkanı olarak kullanıldığı bir $rORC$ çevriminin performans analizini gerçekleştirmişlerdir. Yapılan performans analizi sonucunda; 12 bar 404 K türbin giriş basıncı ve sıcaklığında, çevrim akışkanı olarak R245fa'nın kullanıldığı $rORC$ çevrimi için kritik altı çalışma şartlarında termal ve ekserji verimlerini sırasıyla %10,54 ve %22,85 olarak hesaplamışlardır. Mevcut çalışmada kritik-altı $rORC_{egz}$ çevriminin 12 bar 404 K türbin giriş basıncı ve sıcaklığında termal ve ekserji verimleri sırasıyla %13,73 ve %23,38 olarak hesaplanmıştır. Verilen bu çalışmalar ve literatürdeki çalışmalar, mevcut çalışma kapsamında yapılmış olan parametrik optimizasyon sonuçlarını desteklemektedir.

Kritik-üstü çalışma şartlarında $bORC_{egz}$ çevriminin aksine $rORC_{egz}$ çevriminin çalışma aralıkları oldukça kısıtlıdır. $bORC_{egz}$ çevrimi kritik-üstü çalışma şartlarında 38 bar ile 46 bar

aralığında çalışmakta iken $rORC_{egz}$ çevrimi sadece 38 bar ile 44 bar arasında çalışmaktadır. Ayrıca, $rORC_{egz}$ çevrimi 44 bar türbin giriş basıncında sadece 166 °C’de çalışmaktadır. Bunun temel nedeni sistemin en yüksek sıcaklığının akışkanın maksimum sıcaklığı olan 166 °C’de ile kısıtlanmasıdır. Türbin giriş sıcaklığının kısıtlanmasından dolayı çevrim içerisinde kullanılan rejeneratörün etkin olduğu aralık sınırlanmaktadır. Çünkü pompa çıkışındaki çevrim akışkanının sıcaklığı türbin çıkışındaki çevrim akışkanının sıcaklığına yaklaşmaktadır.

Kritik-üstü çalışma koşulları için parametrik olarak optimizasyonu yapılan $rORC_{egz}$ çevriminde, sabit türbin giriş basıncında, türbin giriş sıcaklığının artması ile net güç üretiminin, rejeneratörde transfer edilen ısı miktarının, termal verimin ve ekserji verimin de arttığı gözlemlenmiştir. Fakat, sabit türbin giriş basıncında artan türbin giriş sıcaklığı ile çevrim akışkanının kütleli debisi ve toplam pompa güç tüketimi azalmaktadır. Öte yandan, sabit türbin giriş sıcaklığında, artan türbin giriş basıncı ile $rORC_{egz}$ çevriminin performans parametreleri tam tersi bir değişim göstermektedir.



Şekil 4.19. Kritik-üstü çalışma şartlarında sabit türbin giriş sıcaklığında (166 °C) ve değişen türbin giriş basıncında (38 bar, 42 bar ve 44 bar) $rORC_{egz}$ çevriminin sıcaklık-entropi (T-s) değişimi

Kritik-üstü $rORC_{egz}$ çevriminde maksimum net güç, termal verim ve ekserji verimi 38 bar 166 °C’de 92,29 kW, %18,03 ve %30,82 olarak hesaplanmıştır. 38 bar türbin giriş basıncının üzerinde $rORC_{egz}$ çevriminin performans parametrelerinde düşüş görülmüştür. Bu düşüşün temel nedeni; Şekil 4.19’da da görüleceği üzere, 38 bar türbin giriş basıncının üzerinde

türbin çıkış sıcaklığının (7 numaralı boru) akışkanın yoğuşturucu çıkış sıcaklığına çok yakın olmasıdır.

Dahası, kritik-üstü çalışma şartlarında 36 bar türbin giriş basıncının üzerinde düşük türbin giriş sıcaklıklarında çevrim akışkanı sıvı-buhar karışımı fazındadır. Bu nedenle, akışkanın içerisindeki sıvı damlacıklardan dolayı türbin kanatçıkları zarar görmekte ve kavitasyon oluşmaktadır. Buda türbinde zamanla daha da artan bir performans düşüşüne neden olduğundan $rORC_{egz}$ çevriminin performansını da düşürmektedir.

Yağlı ve diğerleri (2016a), ısı-güç kombine motoru (CHP) egzoz gazı atık ısı için tasarlamış oldukları kritik-üstü basit ORC çevrimini (bORC) parametrik olarak optimize etmişlerdir. Yapmış oldukları parametrik optimizasyon neticesinde bORC çevriminin maksimum net güç, termal verim ve ekserji verimini 38 bar 163 °C'de 81,52 kW, %15,93 ve %27,76 olarak hesaplamışlardır. Bu çalışma sonuçları aynı nokta için mevcut çalışma sonuçları ile kıyaslandığında rejeneratör kullanımın sistem performansını kayda değer bir oranda arttırdığı açıkça görülmektedir. Fernández ve diğerleri (2011), kritik-üstü çalışma şartlarında çalışan ve çevrim akışkanı olarak siloksanları kullanan bir rejeneratif organik Rankine çevrimini (rORC) analiz etmişlerdir. Çalışma sonucunda, D4 tipi siloksan kullanan rORC çevriminin termal veriminin %15,1 ile %15,9 aralığında olduğu görülmüştür. MM tipi siloksan için yapılan analiz sonucunda ise termal verimin %19,4 ile %22 aralığında olduğu görülmüştür. Hidrokarbon kökenli organik akışkanların kimyasal yapılarının maksimum sıcaklığın üzerinde bozulmasına rağmen; Wang ve diğerleri (2017), tarafından yapılan çalışmada R245fa akışkanı kullanılan bir rORC çevrimi incelenmiştir. Çalışma kapsamında incelenen rORC çevrimi kritik-üstü çalışma şartlarında çalıştırılmıştır.

4.2.3 En iyi performansın elde edildiği çalışma şartlarında kritik-altı ve kritik-üstü $rORC_{egz}$ çevriminin ekserji analizi

Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartları için parametrik olarak optimizasyonu yapılan $rORC_{egz}$ çevriminde maksimum sistem performansı, kritik-altı çalışma şartları için 30 bar 166 °C'de ve kritik-üstü çalışma şartları için 38 bar 166 °C'de elde edilmiştir. Öte yandan çevrim akışkanı için kullanılan R245fa akışkanın maksimum sıcaklığı 166,85 °C'dir. R45fa akışkanı hidrokarbon kökenli organik bir akışkandır. Organik akışkanlar maksimum

sıcaklığının üzerinde bir sıcaklığa kadar ısıtıldığında bu akışkanların kimyasal yapısında bozulmalar meydana gelmekte ve standart termodinamik özelliklerinden farklı özellikler göstermektedir (Zhai ve diğerleri, 2016; Tchanche ve diğerleri, 2011). Bu nedenle tasarlanmış olan $rORC_{egz}$ çevriminin ve bu çevrimin türbin bileşeninin zarar görmemesi ve performansının etkilenmemesi için çalışma kapsamında kritik-altı çalışma şartlarında maksimum performansın 30 bar 165 °C’de ve kritik-üstü çalışma şartlarında maksimum performansın 38 bar 166 °C’de elde edildiği varsayılmıştır. Bu kabul göz önüne alındığında, $rORC_{egz}$ için kritik-altı (30 bar 165 °C) ve kritik-üstü (38 bar 165 °C) çalışma şartlarında kaydedilen termodinamik akış parametreleri Çizelge 4.2’de verilmektedir.

Çizelge 4.2. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevrimi elemanlarında okunan termodinamik akış parametreleri

Kritik-altı (30 bar, 165 °C)								
Boru No	P	T	h	\dot{m}	ρ	s	ψ	$H = \dot{m}h$
	<i>bar</i>	<i>°C</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kg/s</i>	<i>kg/m³</i>	<i>kJ/kgK</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kW</i>
1	2,00	33,35	243,587	2,15	1315,5	1,1501	2,5365	522,57
2	30,15	34,78	246,254	2,15	1321,2	1,1518	4,6995	528,30
3	30,10	67,71	291,471	2,15	1225,5	1,2913	9,3159	625,30
4	30,05	115,71	364,131	2,15	1042,1	1,4904	24,0025	781,18
5	30,05	143,29	487,900	2,15	232,3	1,7917	60,0493	1046,71
6	30,00	165,00	530,077	2,15	163,2	1,8907	73,3897	1137,19
7	2,00	85,64	480,407	2,15	9,3	1,9098	18,1715	1030,63
8	2,00	39,78	435,191	2,15	11,1	1,7750	12,1937	933,63
9	1,00	450,00	465,445	1,63	0,5	7,7817	173,4936	758,68
10	1,00	398,35	409,934	1,63	0,5	7,7023	141,0851	668,19
11	1,00	243,29	247,034	1,63	0,7	7,4267	58,4350	402,67
12	1,00	150,00	151,403	1,63	0,8	7,2228	22,1667	246,79
13	1,00	25,00	104,928	19,71	997,0	0,3672	0,3452	2067,90
14	2,00	25,01	105,053	19,71	997,1	0,3673	0,4460	2070,37
15	1,50	30,01	125,911	19,71	995,7	0,4369	1,0566	2481,42
Kritik-üstü (38 bar, 165 °C)								
Boru No	P	T	h	\dot{m}	ρ	s	ψ	$H = \dot{m}h$
	<i>bar</i>	<i>°C</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kg/s</i>	<i>kg/m³</i>	<i>kJ/kgK</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kW</i>
1	2,00	33,35	243,587	2,16	1315,5	1,1501	2,5365	525,84
2	38,15	35,17	247,010	2,16	1322,8	1,1523	5,3129	533,23
3	38,10	54,49	273,132	2,16	1269,1	1,2345	7,5100	589,62

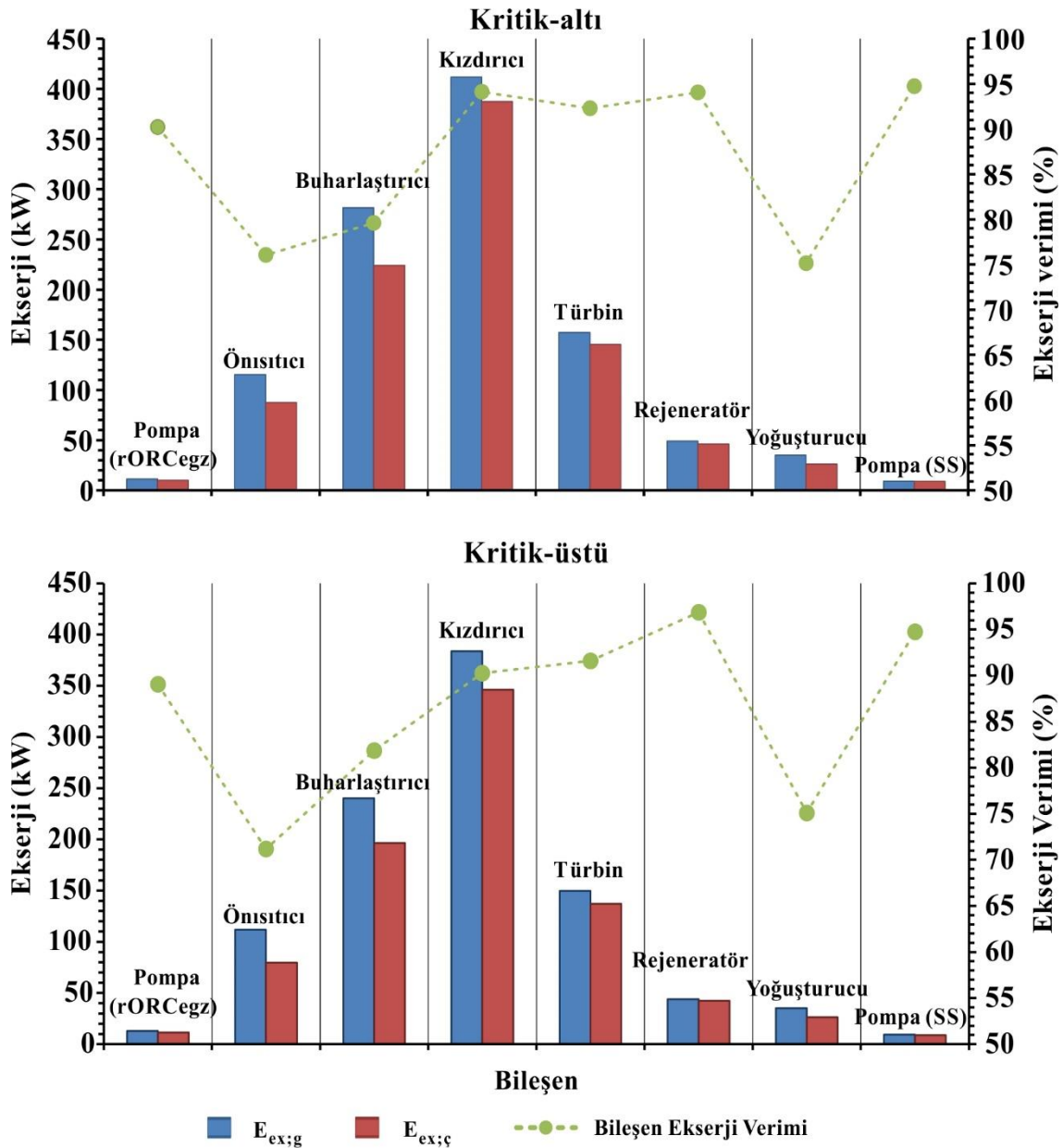
Çizelge 4.2. (Devam)Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevrimi elemanlarında okunan termodinamik akış parametreleri

Kritik-üstü (38 bar, 165 °C)								
Boru No	P	T	h	\dot{m}	ρ	s	ψ	$H = \dot{m}h$
	<i>bar</i>	<i>°C</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kg/s</i>	<i>kg/m³</i>	<i>kJ/kgK</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kW</i>
4	38,05	104,57	345,901	2,16	1101,2	1,4409	20,1850	746,71
5	38,05	154,01	440,548	2,16	726,6	1,6748	46,7240	951,03
6	38,00	165,00	510,254	2,16	268,2	1,8366	69,3346	1101,51
7	2,00	66,82	461,703	2,16	9,9	1,8563	15,0565	996,70
8	2,00	40,17	435,581	2,16	11,0	1,7763	12,2211	940,31
9	1,00	450,00	465,445	1,63	0,5	7,7817	173,4936	758,68
10	1,00	363,77	373,128	1,63	0,5	7,6460	120,6624	608,20
11	1,00	244,01	247,778	1,63	0,7	7,4281	58,7598	403,88
12	1,00	150,00	151,404	1,63	0,8	7,2228	22,1669	246,79
13	1,00	25,00	104,928	19,87	997,0	0,3672	0,3452	2085,07
14	2,00	25,01	105,053	19,87	997,1	0,3673	0,4460	2087,56
15	1,50	30,01	125,911	19,87	995,7	0,4369	1,0566	2502,03

$rORC_{egz}$ çevriminin parametrik optimizasyonu neticesinde kritik-altı ve kritik üstü çalışma koşullarında en iyi performansın elde edildiği türbin giriş basıncı ve türbin giriş sıcaklığında, çevrim borularında okunan termodinamik akış parametreleri kullanılarak çevrim bileşenlerinin ekserji akışı ve ekserji verimi hesaplanmıştır. Kritik-üstü ve kritik-altı çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevrimi bileşenlerindeki ekserji girişi, ekserji çıkışı ve ekipmanların ekserji verimi Şekil 4.20’de verilmektedir.

Şekil 4.20’de mavi sütunlar ekserji girişini ifade ederken kırmızı sütunlar ekserji çıkışını ifade etmektedir. Yeşil noktalar ise bileşenin ekserji verimini ifade etmektedir. $rORC_{egz}$ çevriminin kritik-altı ve kritik üstü çalışma koşullarının her ikisi içinde maksimum ekserji girişi ve maksimum ekserji çıkışı kızdıricıda hesaplanırken minimum ekserji girişi ve minimum ekserji çıkışı Pompa (SS) bileşeninde hesaplanmıştır. Bileşenlerin ekserji verimi incelendiğinde, kritik-altı çalışma şartlarında en yüksek ekserji verimi Pompa (SS) bileşeninde hesaplanırken, en düşük ekserji verimi yoğunlaştırucuda hesaplanmıştır. Kritik-üstü çalışma şartlarında ise en yüksek ekserji verimi rejeneratörde ve en düşük ekserji verimi önısıtıcıda hesaplanmıştır. Maksimum ekserji girişi ve ekserji çıkışı kritik-altı çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevriminin kızdıricı bileşeninde sırasıyla 411,62 kW ve 387,41 kW olarak hesaplanmıştır. Kritik-üstü çalışma şartlarında ise maksimum ekserji girişi ve ekserji

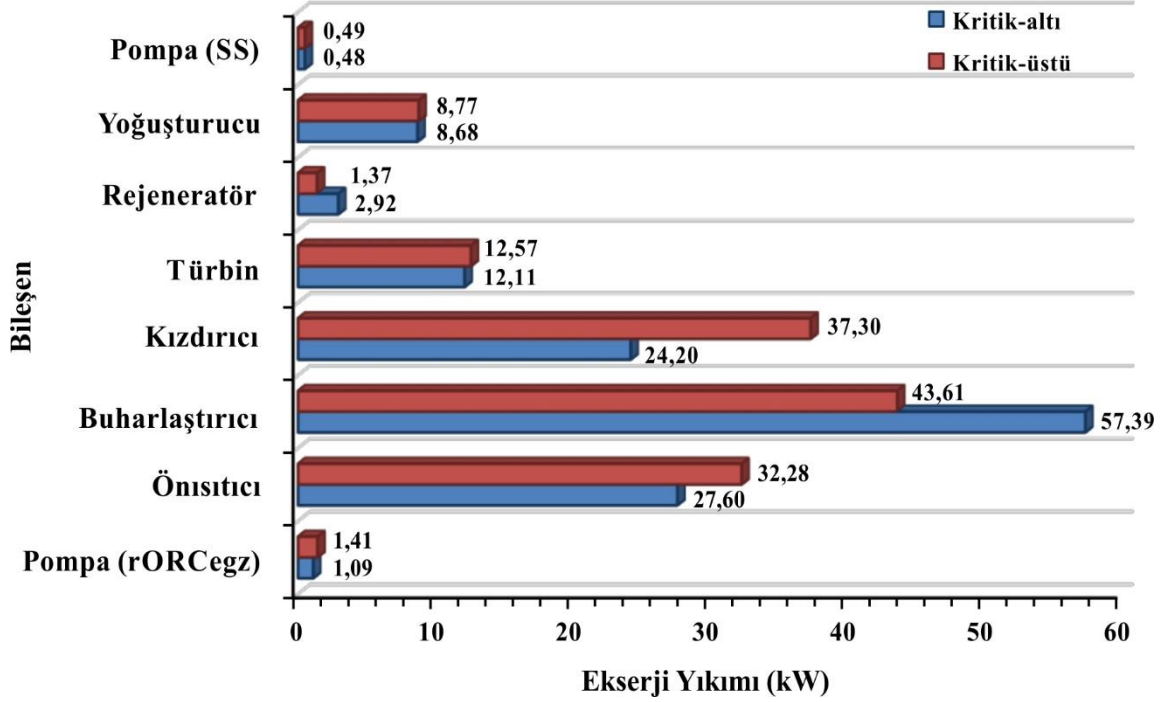
çıkışı kızdırıcı bileşeninde 383,66 kW ve 346,36 kW olarak bulunmuştur. En yüksek ve en düşük bileşen ekserji verimi kritik-altı çalışma şartlarında sırasıyla Pompa (SS) bileşeninde %94,74 ve yoğuşturucu bileşeninde %75,15'dir. Kritik-üstü çalışma şartlarında en yüksek ve en düşük ekserji verimi ise sırasıyla rejeneratörde %96,87 ve önısıtıcıda %71,17'dir.



Şekil 4.20. Kritik-üstü ve kritik-altı çalışma şartlarında rORC_{egz} çevrimi bileşenlerindeki ekserji girişi, ekserji çıkışı ve ekipmanların ekserji verimi

Genel ekserji denklemlerinden de anlaşıldığı üzere bir bileşene giren ekserji ile çıkan ekserji arasındaki fark ekserji yıkımına eşittir. Bu nedenle ekserji denge denklemlerinden

yararlanarak kritik-altı ve kritik üstü çalışma şartlarının her ikisi içinde $rORC_{egz}$ çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımı hesaplanmıştır. Kritik-altı ve kritik üstü çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımları Şekil 4.21’de görülmektedir.



Şekil 4.21. Kritik-altı ve kritik-üstü $rORC_{egz}$ çevrimlerinin bileşenlerinin ekserji yıkımları

$rORC_{egz}$ çevrimi bileşenleri arasında maksimum ekserji yıkımı buharlaştırıcı ekipmanında hesaplanmış olup ekserji yıkımı değeri kritik-altı çalışma şartları için 57,39 kW ve kritik-üstü çalışma şartları için 43,61 kW’dır. Minimum ekserji yıkımı ise Pompa (SS) bileşeninde bulunmuş olup, kritik-altı çalışma şartları için 0,48 kW ve kritik-üstü çalışma şartları için 0,49 kW olarak hesaplanmıştır.

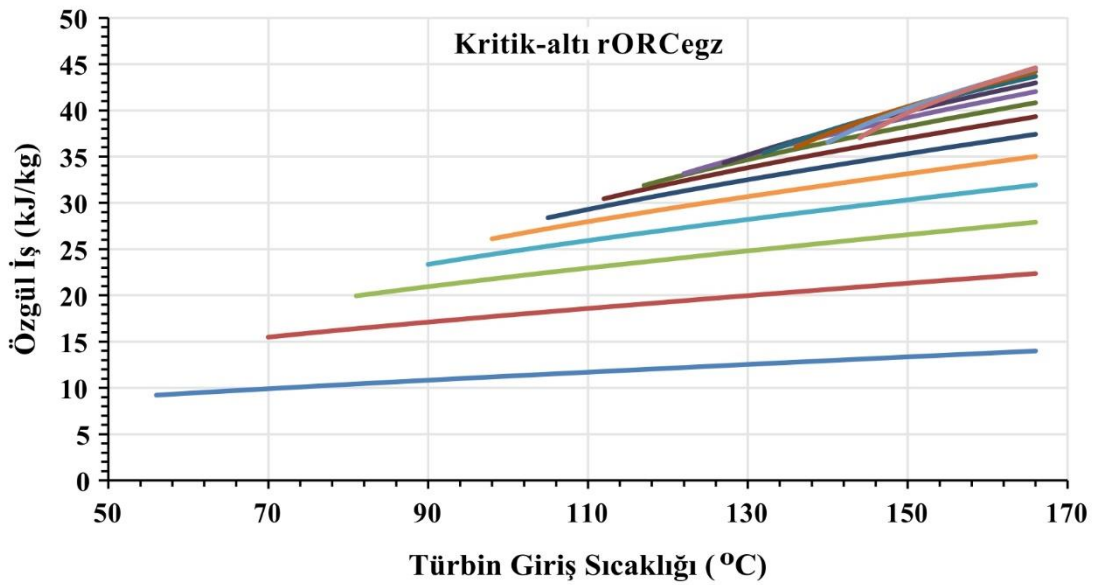
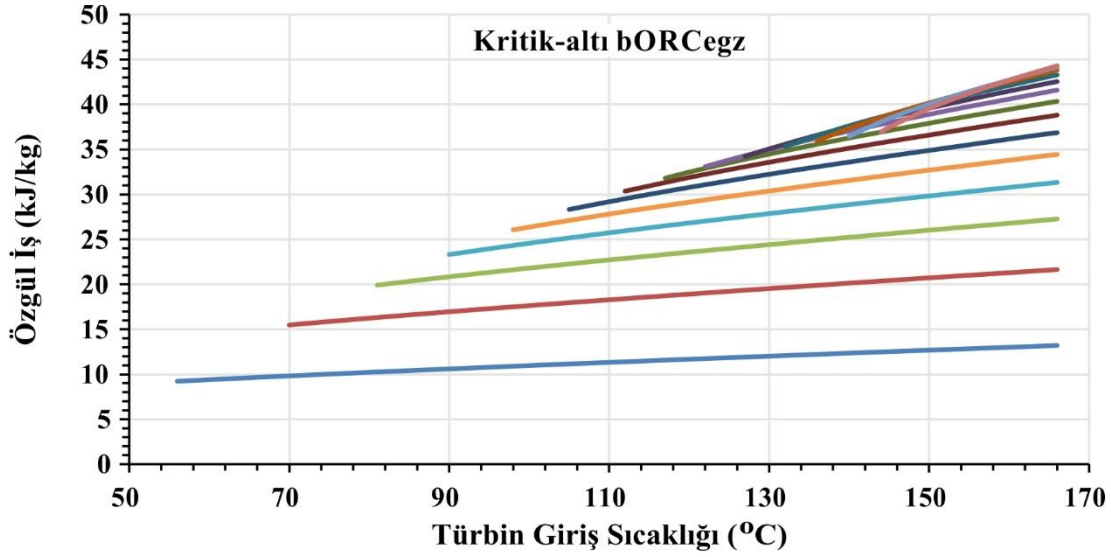
En iyi performansa sahip kritik-altı ve kritik-üstü $rORC_{egz}$ çevrimleri için yapılmış olan enerji ve ekserji analizi sonuçları bir arada değerlendirildiğinde, $rORC_{egz}$ çevriminin termal verimi ve ekserji verimi sırasıyla kritik-altı çalışma koşullarında %18,58 ve %31,42 (30 bar, 165 °C), kritik-üstü çalışma koşullarında %17,86 ve %30,57’dir (38 bar, 165 °C). Abam ve diğerleri (2018), 20 bar’dan 30 bar’a kadar değişen türbin giriş basıncı aralığı için kritik-altı bir rejeneratif organik Rankine çevriminin ekserji temelli performans analizi sonuçlarının karşılaştırmışlardır. Yapılmış olan karşılaştırma sonucunda, maksimum ekserji verimini

buharlaştırıcı bileşeninde ve maksimum ekserji yıkımını pompada bulmuşlardır. Ayrıca kritik-altı çalışma şartlarında çevrim akışkanı olarak R245fa kullanılan rORC çevriminin ekserji verimini %30 ile %35 aralığında hesaplamışlardır. Isı-güç kombine güç sistemine entegre edilmiş bir rORC çevriminin enerji ve ekserji temelli analizi Anvari ve diğerleri (2016), tarafından yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda maksimum ekserji yıkımının buharlaştırıcıda ve minimum ekserji yıkımının pompada meydana geldiği görülmüştür. Tüm bu literatür çalışmalarında yapılan enerji ve ekserji temelli analizlerin sonuçları mevcut çalışmanın sonuçlarını doğrulamaktadır.

4.3 Rejeneratörün, egzoz gazı atık ısısı için tasarlanan organik Rankine çevrimine etkileri

Mevcut çalışma kapsamında ısı-güç kombine motorunun egzoz gazı atık ısısının geri kazanımı için yapılan parametrik optimizasyon çalışması ile en iyi performansın elde edildiği ORC çevrimi parametresine karar verilmesi amaçlanırken, ayrıca rejeneratör kullanımının ORC çevrimi üzerine etkileri ve rejeneratörün kullanım parametrelerinin belirlenmesi de amaçlanmıştır. Çünkü güç sistemlerine uygulanan küçük iyileştirmeler bazen radikal ve geniş kapsamlı iyileştirme çalışmalarından daha iyi bir performans sonuçları verebilmektedir (Kemp ve diğerleri, 1998). Bu nedenle en iyi çevrim tasarımı ve çalışma parametrelerine karar vermek için, çalışma kapsamında aynı şartlar altında rejeneratörlü ve rejeneratörsüz ORC çevrimlerinin her ikisi içinde kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında parametrik optimizasyon işlemi uygulanmıştır.

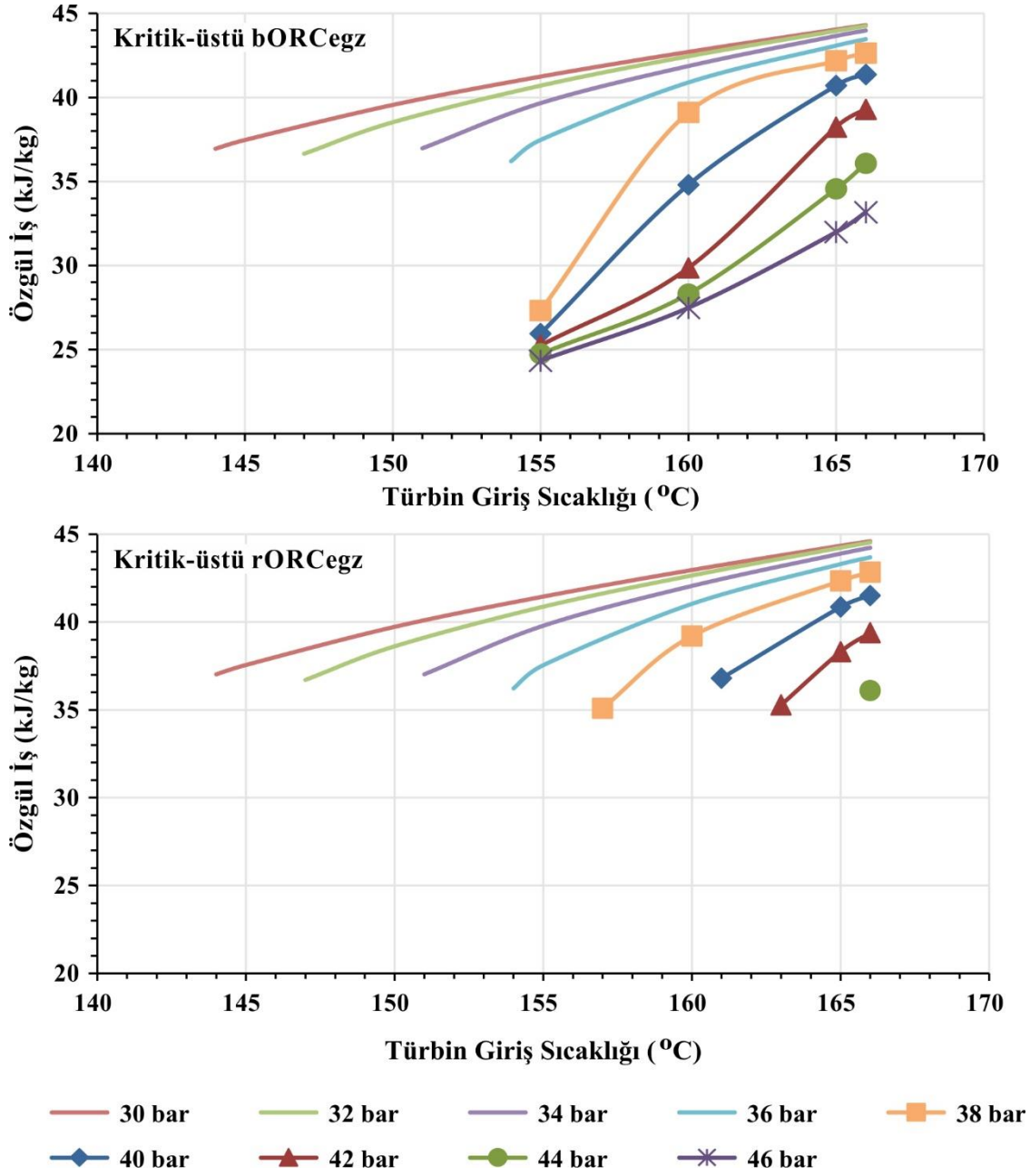
Rejeneratörlü ve rejeneratörsüz tasarımlar için yapılan parametrik optimizasyon süresince sistemden birim çevrim akışkan kütlesi için elde edilen iş (özellik iş) değeri de kritik-altı ve kritik-üstü şartlarda hesaplanarak rejeneratörün özellikli iş üzerine etkisi detaylı olarak incelenmiştir. Kritik-altı çalışma şartlarında $bORC_{egz}$ ve $rORC_{egz}$ çevrimlerinin özellikli iş değerlerinin karşılaştırılması Şekil 4.22'de verilmektedir.



— 4 bar — 6 bar — 8 bar — 10 bar — 12 bar — 14 bar — 16 bar
 — 18 bar — 20 bar — 22 bar — 24 bar — 26 bar — 28 bar — 30 bar

Şekil 4.22. Kritik-altı çalışma şartlarında bORC_{egz} ve rORC_{egz} çevrimlerinin özgül iş değerlerinin karşılaştırılması

Kritik-altı çalışma koşullarında rejeneratörün net gücü arttırdığı Şekil 4.2 ve Şekil 4.11’de görülmektedir. Fakat özgül iş grafikleri incelendiğinde kritik-altı çalışma koşullarında rejeneratörün özgül iş üzerinde neredeyse hiç etkisinin olmadığı görülmektedir. Kritik-üstü çalışma şartlarında rejeneratörün özgül işe etkisi de çalışma kapsamında incelenmiş olup, kritik-üstü çalışma şartlarında bORC_{egz} ve rORC_{egz} çevrimlerinin özgül iş değerlerinin karşılaştırılması Şekil 4.23’de verilmiştir.



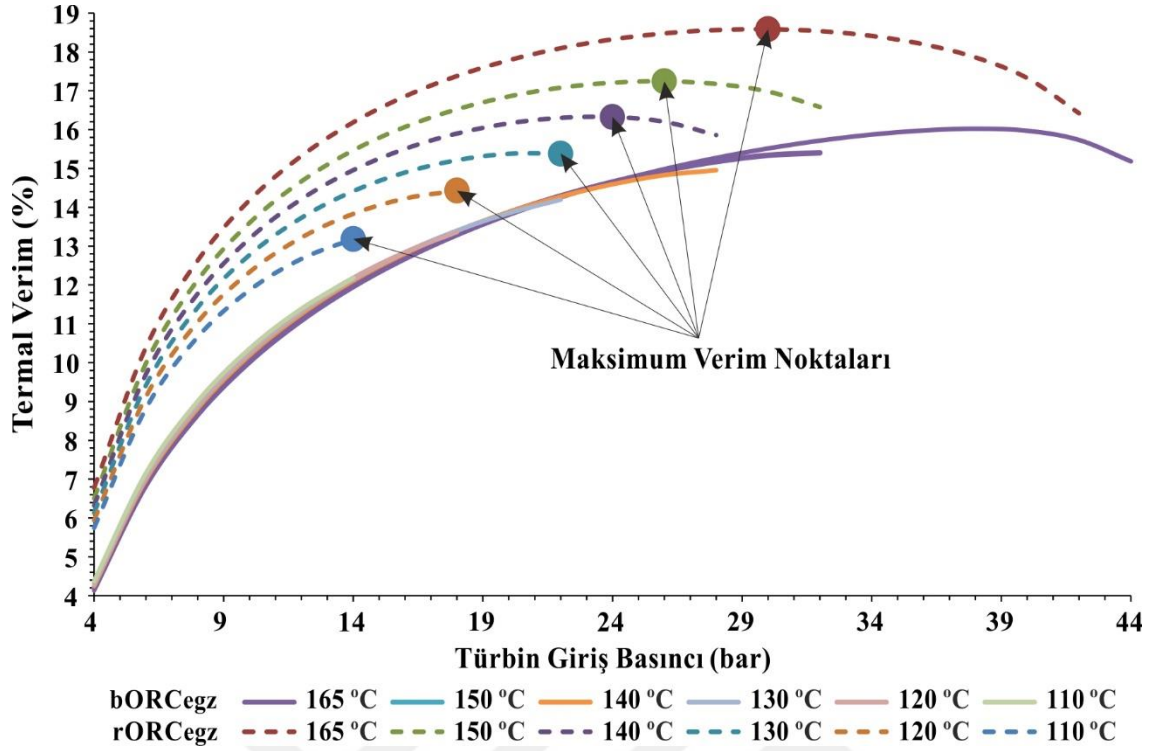
Şekil 4.23. Kritik-üstü çalışma şartlarında bORC_{egz} ve rORC_{egz} çevrimlerinin özgül iş değerlerinin karşılaştırılması

Kritik-altı çalışma şartları için Şekil 4.22’de verilen özgül işteki değişim eğrileri detaylı olarak incelendiğinde aynı türbin giriş basıncı ve türbin giriş sıcaklığında özgül iş değerlerinin de aynı olduğu görülmektedir. Dolayısı ile sistemden elde edilen net gücün artmasının özgül işin artmasından kaynaklanmadığı görülmektedir. Net güçteki artışın temel nedeni; rejeneratör kullanımı ile yoğuşturucudan soğutma suyuna atılacak olan atık ısının bir kısmının geri kazanılması, yoğuşturucuda dışarı atılan ısının azalması, ön ısıtıcıya giren

çevrim akışanı sıcaklığının (entalpisi) artması ve dolayısı ile sistemdeki çevrim akışkanının kütleli debinin artmasıdır.

Şekil 4.23’de kritik-altı çalışma şartlarından kritik-üstü çalışma şartlarına geçişin tam olarak gözlemlenebilmesi için $bORC_{egz}$ ve $rORC_{egz}$ çevrimlerinin özgül iş değerlerindeki değişim 30 bar ile 46 bar arası türbin giriş basıncı için verilmiştir. Burada öncelikle rejeneratörün ORC çevriminin çalışma aralıklarını kısıtlayıcı bir etkisinin olduğu görülmektedir. $bORC_{egz}$ çevrimi 46 bar türbin giriş basıncına kadar çalışabilirken, $rORC_{egz}$ çevrimi 44 bar basıncın üzerinde çalışmamaktadır. 44 bar türbin giriş basıncında da $rORC$ yalnızca 166 °C türbin giriş sıcaklığında çalışmaktadır. Bu duruma iki temel faktör neden olmaktadır. Bunlardan birincisi; türbin çıkış sıcaklığının pompa çıkış sıcaklığından daha düşük olmasından dolayı rejeneratör kullanımının mümkün olmamasıdır. İkincisi ve en önemlisi de hidrokarbon bazlı organik çevrim akışkanının maksimum sıcaklığın üzerinde yapısının bozulmasından dolayı, sistemin parametrik optimizasyon üst sınır sıcaklığının 166 °C ile sınırlandırılmasıdır.

Her ne kadar kritik-üstü çalışma şartlarında sistemden elde edilen net güç miktarının arttığı gözlemlenmişse de özgül işte neredeyse hiç değişim olmamıştır. Bu durum çevrim akışkanının kütleli debisindeki artıştan kaynaklanmaktadır. Çünkü rejeneratör kullanımı ile yoğunlaştırucuya giden çevrim akışkanının fazla ısının bir kısmını ORC çevrimine kazandırılmaktadır. Geri kazanılan bu ısıdan dolayı sistem içerisinde dolaşan çevrim akışkanının kütleli debisi ve dolayısı ile net güç üretimi arttırmaktadır. Rejeneratörün termal verime de kayda değer bir etkisi bulunmaktadır. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında $bORC_{egz}$ ve $rORC_{egz}$ çevrimlerinin termal verimlerinin karşılaştırılması Şekil 4.24’de verilmektedir.



Şekil 4.24. Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında bORC_{egg} ve rORC_{egg} çevrimlerinin termal verimlerinin karşılaştırılması

Sabit türbin giriş sıcaklığında değişen türbin giriş basıncına göre termal verim grafiği incelendiğinde, bORC_{egg} çevriminde sabit sıcaklık çizgilerinin birbirine yakın olduğu görülmektedir. bORC_{egg} çevriminin sabit sıcaklık çizgileri arasındaki bu yakınlık türbin giriş basıncının, türbin giriş sıcaklığına kıyasla termal verim üzerinde daha etkili olduğunu göstermektedir. Öte yandan rORC_{egg} çevriminin sabit sıcaklık eğrileri arasındaki mesafe daha geniş olup termal verimde daha hızlı bir değişim görülmektedir. Buda rejeneratif çevrimlerde hem türbin giriş basıncının hem de türbin giriş sıcaklığının termal verime kayda değer bir etkisinin olduğunu göstermektedir. Sabit basınçta ise bORC_{egg} çevrimin termal veriminde artan sıcaklıkla birlikte kayda değer bir artış görülmezken, rORC_{egg} çevriminin termal verimi sıcaklıkla birlikte hızla artmaktadır.

Farklı organik Rankine çevrimi konfigürasyonlarının (basit ORC, rejeneratif ORC, kritik-altı ve kritik üstü) kendi içerisinde birçok avantajı ve dezavantajı vardır. Mesela, kritik-üstü çalışma şartları için tasarlanmış bir ORC'nin yatırım maliyeti kritik-altı ORC'ye göre daha yüksektir (Oyewunmi ve diğerleri, 2017; Dumond ve diğerleri, 2018). Ayrıca, kritik-altı ORC'ye kıyasla kritik-üstü ORC çevrimleri daha yüksek türbin giriş basıncında çalışmaktadır. Buda güvenliği ve yatırım maliyetini etkilemektedir (Latz ve diğerleri, 2012).

ORC çevrimleri rejeneratif ve basit (rejeneratif olmayan) olarak karşılaştırıldığında, rejeneratif ORC'lerin basit ORC'lere olan performans üstünlüğünü kanıtlayan birçok çalışma mevcuttur (Mago ve diğerleri, 2008; Mosaffa ve diğerleri, 2017; Reis ve Gallo 2018; Javanshir ve diğerleri, 2017).

Mevcut çalışmada egzoz gazı için tasarlanmış olan ORC sistemlerinden elde edilen parametrik optimizasyon sonuçları bir arada incelendiğinde; kritik-altı çalışma şartlarında, maksimum net güç, termal verim ve ekserji verimi $bORC_{egz}$ çevrimi için 36 bar 166 °C'de sırasıyla 81,89 kW, %16 ve %27,996 iken $rORC_{egz}$ çevrimi için sırasıyla 95,59 kW, %18,674 ve %31,53'dür. Kritik-üstü çalışma şartlarında ise maksimum net güç, termal verim ve ekserji verimi $bORC_{egz}$ çevrimin için 82,15 kW, %15,06 ve %28,035 iken $rORC_{egz}$ çevrimi için sırasıyla 92,29 kW, %18,028 ve %30,82'dir. Tüm bu değerler incelendiğinde kritik-altı çalışma şartlarında $bORC_{egz}$ çevrimin maksimum performansı verdiği görülmektedir.

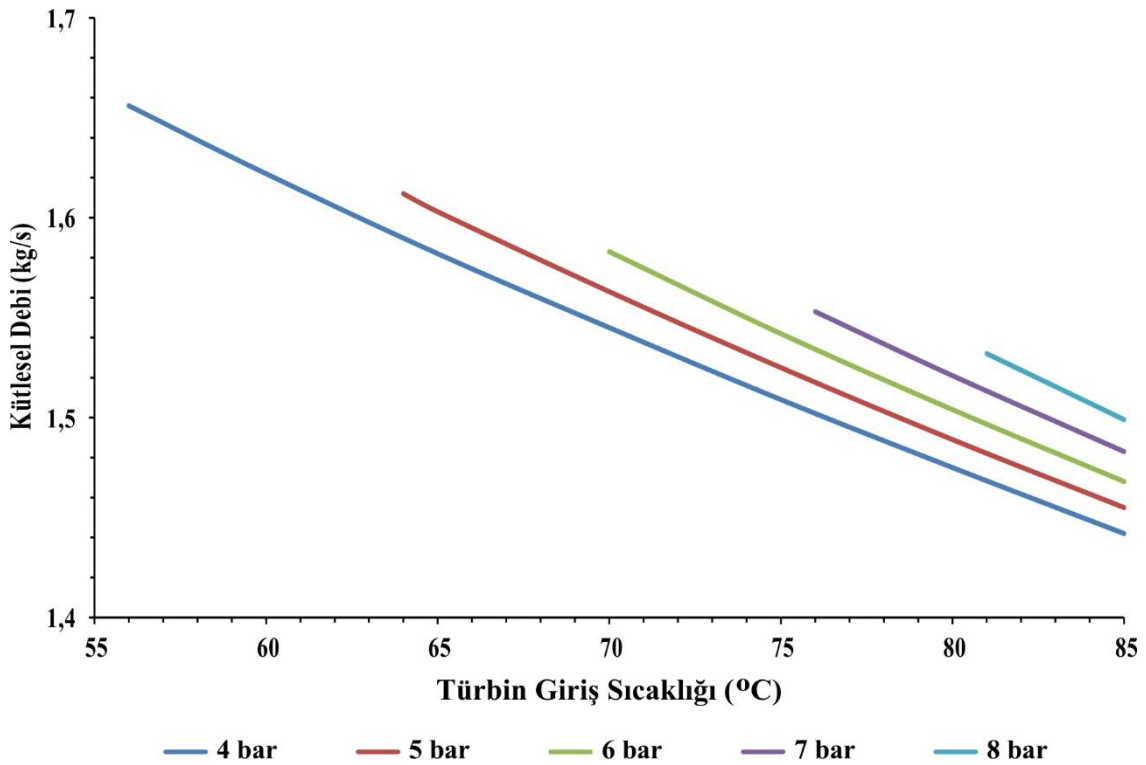
Sonuç olarak; güvenlik, çevrim performansı ve yatırım maliyeti bir arada değerlendirildiğinde, kritik-altı $rORC_{egz}$ çevriminin kritik-altı $bORC_{egz}$, kritik-üstü $bORC_{egz}$ ve kritik-üstü $rORC_{egz}$ çevrimlerinden daha iyi bir performans gösterdiği görülmüştür. Ayrıca, tüm konfigürasyonlar arasında en iyi performansa sahip olan kritik-altı $rORC_{egz}$ çevrimi için en iyi türbin giriş basıncı ve türbin giriş sıcaklığının da 30 bar 166 °C olduğu görülmüştür.

4.4 Isı-Güç kombine motoru ceket suyu (CS) atık ısı için tasarlanan basit organik Rankine çevrimi ($bORC_{CS}$)

4.4.1 Kritik-altı $bORC_{CS}$ sisteminin parametrik optimizasyonu

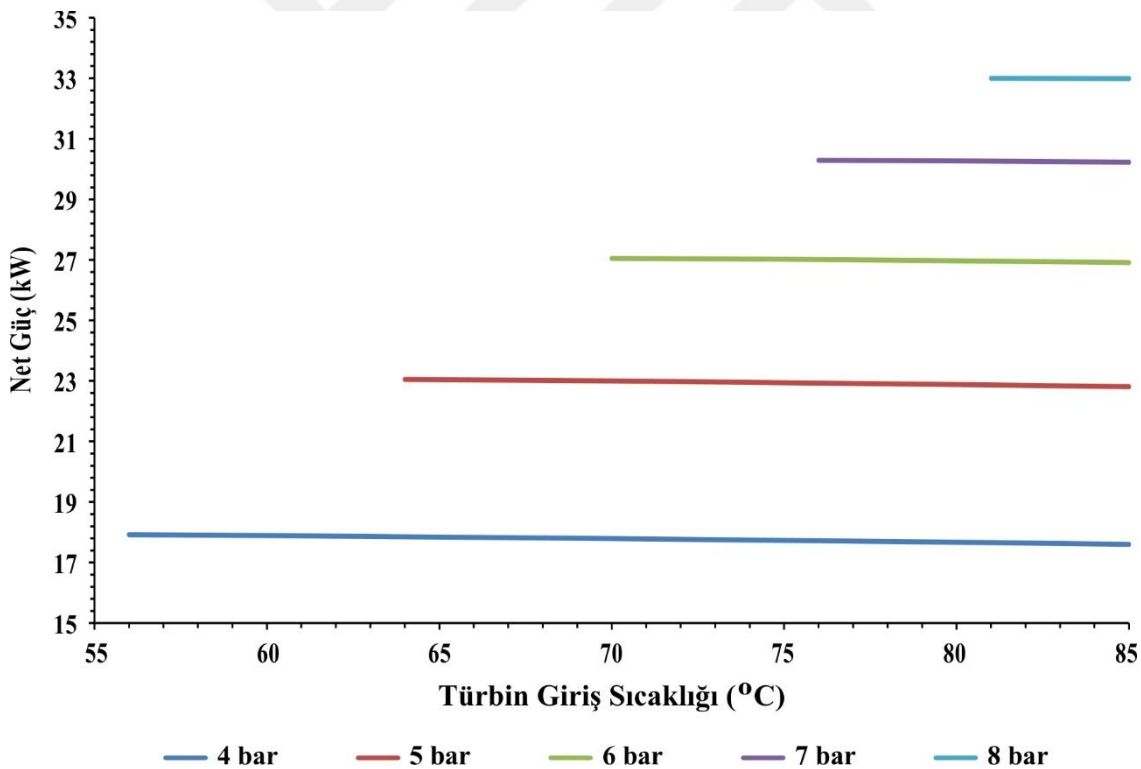
Kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş basıncı kritik basıncın üzerinde iken, kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş basıncı kritik basıncın altındadır. Mevcut çalışma kapsamında ısı-güç kombine motoru (CHP) ceket soğutma suyu (CS) atık ısının organik Rankine çevrimleri (ORC) kullanılarak geri kazanımı çalışılmıştır. Bu çalışma kapsamında egzoz gazı atık ısı için hem kritik-altı hem de kritik-üstü çalışma şartları için ORC çevriminin parametrik optimizasyonu yapılmış ise de CS atık ısı için sistem sadece kritik-altı çalışma şartlarında parametrik olarak optimize edilmiştir. $bORC_{CS}$ çevriminin sadece

kritik-altı çalışma şartlarında parametrik olarak optimize edilmesinin temel nedeni CS atık ısısının ve sıcaklığının sistemi kritik-üstü çalışma şartlarında çalıştırmak için yeterli olmamasıdır. Tüm hesaplamalarda, çalışma kapsamında incelenen CHP motordan çıkan sıcak CS'nun sıcaklığı 86 °C olarak kabul edilmiştir. CS'nun fazla atık ısısını ORC çevrimine vererek çıktıktan sonraki sıcaklığı ise 79,505 °C olarak kabul edilmiştir. Motordan ölçülen ortalama CS kütleli debisi 12,5 kg/s olarak ölçülürken bu kabuller ve ölçümler neticesinde ORC çevrimine transfer edilen ısı miktarı sabit ve 340,8 kW olarak hesaplanmıştır. Kritik-altı çalışma şartları için parametrik olarak optimize edilen bORC_{CS} çevriminin türbin giriş basıncı da CS giriş ve çıkış sıcaklıkları göz önünde bulundurularak seçilmiştir. bORC_{CS} çevriminin türbin giriş basıncı 4 bar ile 8 bar arasında değişmektedir. Burada türbin giriş basıncının 8 bar ile sınırlandırılmasını temel nedeni 8 bar türbin giriş basıncı üzerinde doymuş buhar sıcaklığının CS giriş sıcaklığından (86 °C) daha yüksek olmasıdır. Sabit basınçta akışkanın o basınçtaki doymuş buhar sıcaklığı minimum türbin giriş sıcaklığı olarak alınırken, maksimum türbin giriş sıcaklığı ise 85 °C olarak kabul edilmiştir. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC_{CS} çevriminin kütleli debisindeki değişim Şekil 4.25'de verilmektedir.



Şekil 4.25. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC_{CS} çevriminin kütleli debisindeki değişim.

bORC_{CS} çevriminin parametrik optimizasyonu neticesinde kütleli debideki değişim grafiği incelendiğinde maksimum kütleli debinin 4 bar 85 °C’de ve maksimum kütleli debinin 4 bar 56 °C’de hesaplandığı görülmektedir. Sabit basınçta türbin giriş sıcaklığının artması ile kütleli debi azalmaktadır. Fakat sabit sıcaklıkta türbin giriş basıncının artması ile elde edilen kütleli debi değerinin de arttığı görülmektedir. bORC_{CS} çevriminde en düşük kütleli debi 4 bar 85 °C’de 1,442 kg/s olarak hesaplanırken en yüksek kütleli debi 4 bar 56 °C’de 1,656 kg/s olarak hesaplanmıştır. bORC_{CS} çevriminin performansı üzerine net bir kanıda bulunabilmek için hesaplanan en önemli parametrelerden biriside sistemden elde edilen net güç miktarıdır. Parametrik optimizasyon çalışması boyunca çevrimden elde edilen net güç miktarı da hesaplanmıştır. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC_{CS} çevriminden elde edilen net güç miktarındaki değişim Şekil 4.26’da verilmektedir.

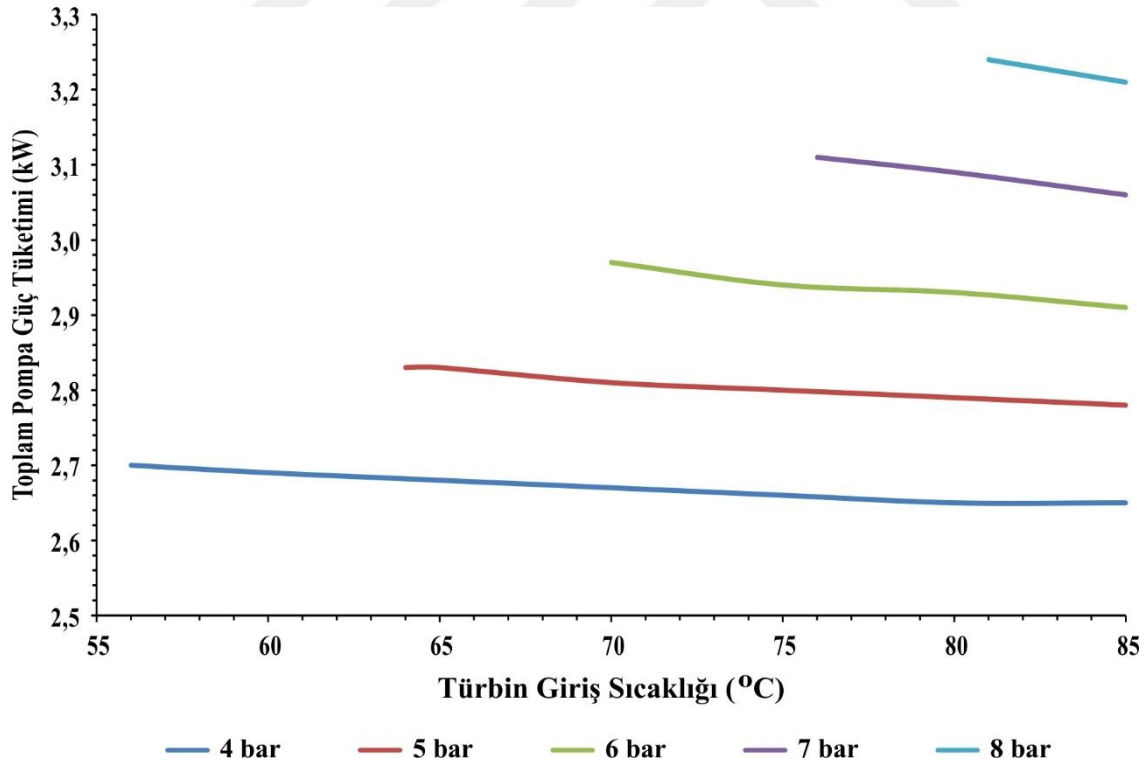


Şekil 4.26. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC_{CS} çevriminin net güç üretimindeki değişim

Net güç miktarının hesaplanırken öncelikle türbinden elde edilen mekanik işin jeneratörde elektrik enerjisine dönüşümü esnasında jeneratör veriminden kaynaklanan kayıpta göz önünde bulundurulmuş ve türbin işi olarak jeneratör çıkışındaki elektrik enerjisi miktarı

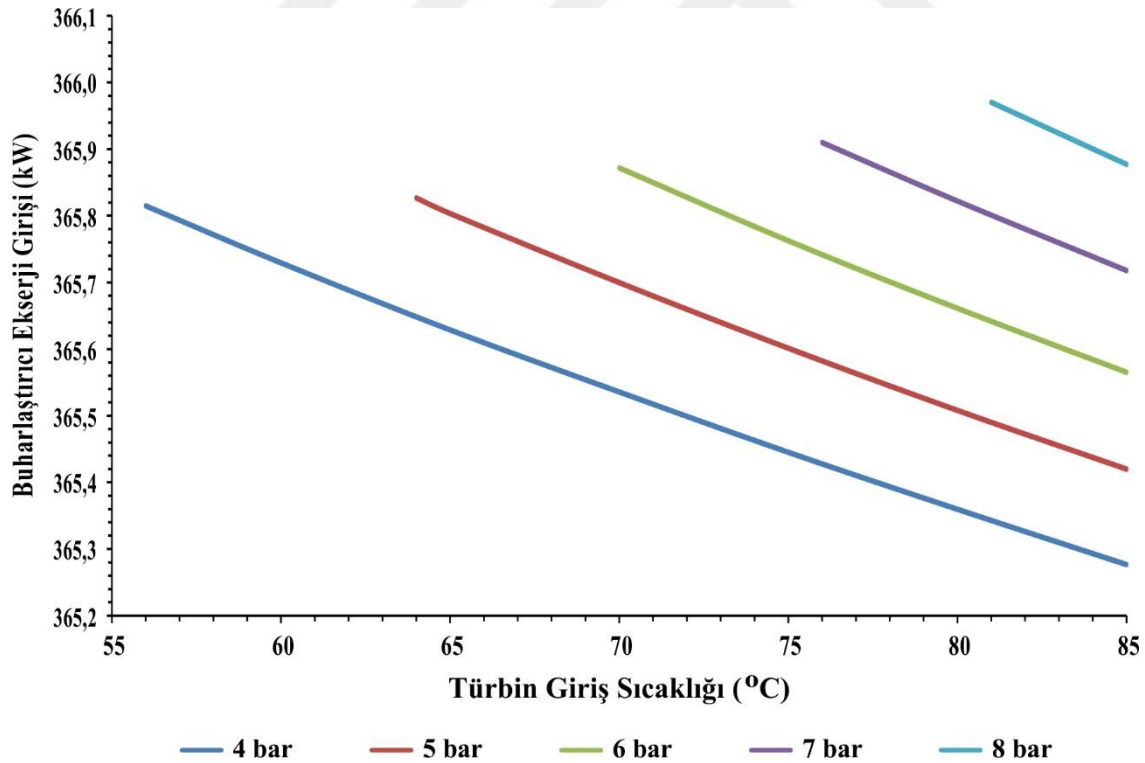
alınmıştır. Hesaplanan bu türbin işinden pompa tüketimleri çıkarılarak net güç miktarı hesaplanmıştır. Pompa tüketiminin hesaplanmasında ise ORC çevrimi içerisinde kullanılan pompanın ve soğutma suyu pompasının güç tüketimlerinin toplamı alınmıştır.

bORC_{CS} çevriminde en düşük net güç 4 bar 85 °C’de 17,60 kW olarak hesaplanırken en yüksek net güç 8 bar 81 °C’de 33 kW olarak hesaplanmıştır. Çevrimin net güç değişim grafiği incelendiğinde sabit basınçta türbin giriş sıcaklığının artması ile elde edilen net gücün azaldığı görülmektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığında ise, türbin giriş basıncının artması ile elde edilen net güç miktarı artmaktadır. Bu hesaplamalar boyunca türbin işinden çıkarılan toplam pompa güç tüketimleri de sistem performansına pompa tüketimin gözlemlenebilmesi için önemlidir. Bu nedenle parametrik optimizasyon çalışması boyunca toplam pompa güç tüketimleri de hesaplanmıştır. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC_{CS} çevriminin toplam pompa güç tüketimindeki değişim Şekil 4.27’de verilmektedir.



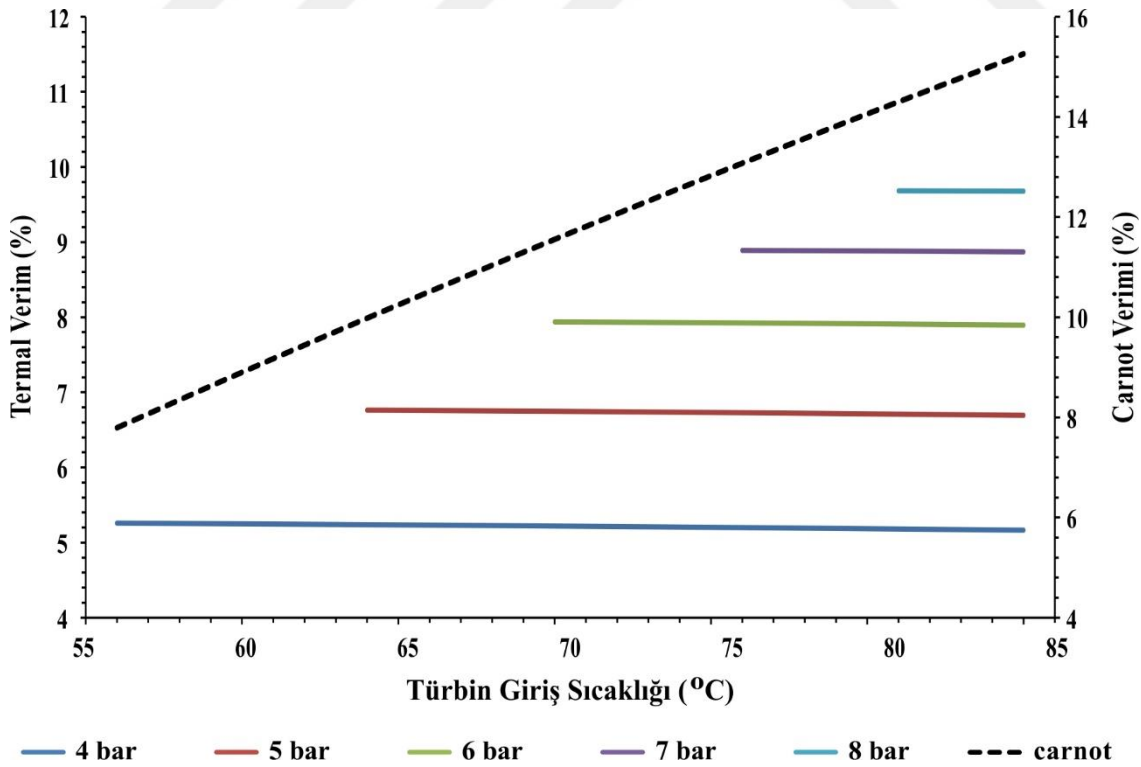
Şekil 4.27. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC_{CS} çevriminin toplam pompa güç tüketimindeki değişim

Toplam pompa güç tüketimi hesaplanırken ORC çevriminde iş akışkanının basınçlandırılması için kullanılan pompanın tükettiği güç miktarının yanı sıra yoğuşturucuya soğutma suyunun gönderilmesi için kullanılan pompanın güç tüketimi de hesaba katılmıştır. Bu durumda minimum toplam pompa güç tüketimi 4 bar 85 °C'de 2,65 kW olarak hesaplanırken en yüksek güç tüketimi 8 bar 81 °C'de 3,24 kW olarak hesaplanmıştır. Sabit türbin giriş basıncında, türbin giriş sıcaklığının artması ile toplam pompa güç tüketimi azalmaktadır. Fakat sabit türbin giriş sıcaklığında, artan türbin giriş basıncı ile birlikte toplam pompa güç tüketimi de artmaktadır. Tasarlanmış olan bORC_{CS} çevriminin buharlaştırıcı ekserji girişi sistemin toplam ekserji veriminin hesaplanmasında büyük önem arz etmektedir. Bu nedenle sistemde buharlaştırıcıdan giren toplam ekserjinin de hesabı yapılmıştır. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC_{CS} çevrimine buharlaştırıcıdan (ön ısıtıcı, buharlaştırıcı ve kızdırıcı) giren toplam ekserji miktarındaki değişim Şekil 4.28'de verilmektedir.



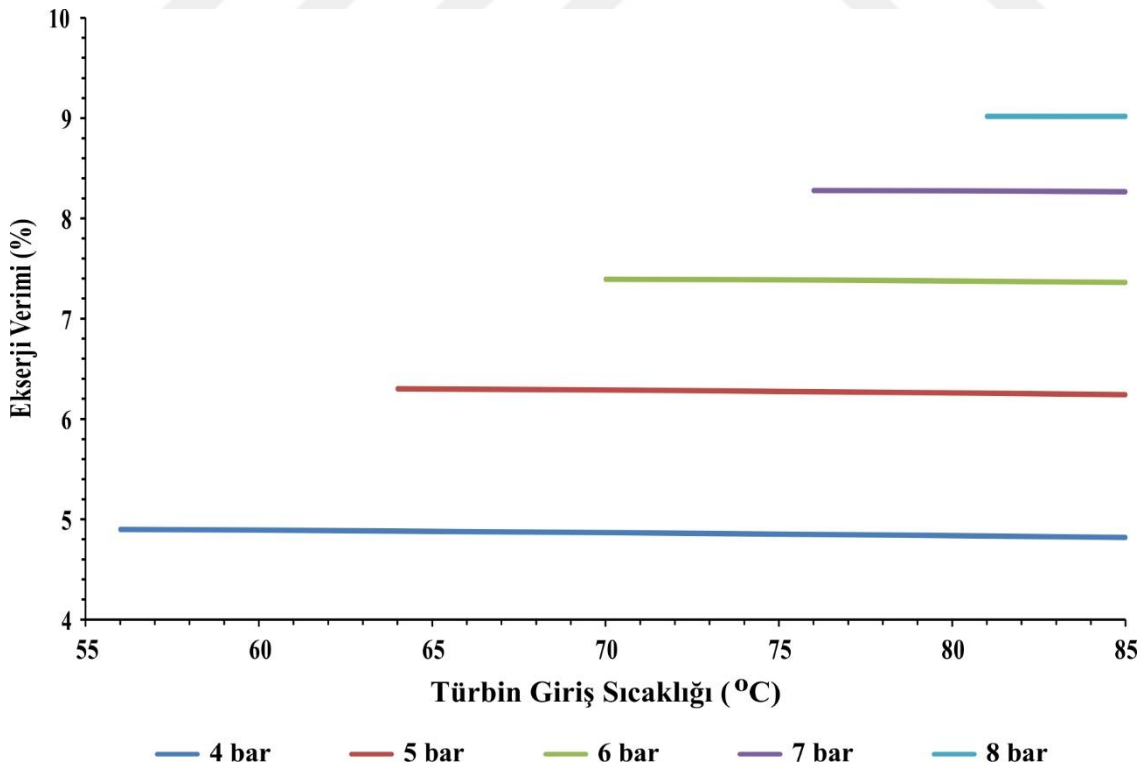
Şekil 4.28 Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC_{CS} çevrimine buharlaştırıcıdan (ön ısıtıcı, buharlaştırıcı ve kızdırıcı) giren toplam ekserji

Buharlaştırıcı toplam ekserji girişi hesaplanırken giren CS'nun ekserjisi ile önısıtıcıya giren iş akışkanın ekserjisinin toplamı alınmıştır. Burada CS sıcaklığı ve basıncı sabit kabul edildiğinden giren CS'nun ekserjisi de sabittir. Bu nedenle değişen türbin giriş basıncına ve sıcaklığına bağlı olarak sistemin buharlaştırıcı ekserji girişi önısıtıcıya giren iş akışkanın ekserjisine bağlı olarak değişmektedir. bORC_{CS} çevriminin buharlaştırıcısına giren minimum ekserji miktarı 4 bar 85 °C'de 365,28 kW olarak hesaplanırken maksimum ekserji miktarı 8 bar 81 °C'de 365,97 kW olarak hesaplanmıştır. Sabit türbin giriş basıncında, buharlaştırıcıdan giren ekserji miktarı türbin giriş sıcaklığındaki artışla kütleli debideki azalmaya bağlı olarak azalmaktadır. Sabit türbin giriş sıcaklığında ise, türbin giriş basıncının artması ile pompa çıkış sıcaklığındaki artışa bağlı olarak buharlaştırıcı ekserji girişi de artmaktadır. Tasarlanmış olan bORC_{CS} çevriminin en iyi performansa sahip olduğu türbin giriş sıcaklığına ve basıncına karar vermek için incelenmesi gereken bir diğer önemli parametre ise sistemin termal verimi ve Carnot verimidir. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC_{CS} çevriminin termal ve Carnot verimindeki değişim Şekil 4.29'da verilmektedir.



Şekil 4.29. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORC_{CS} çevriminin termal ve Carnot verimindeki değişim

Carnot verimi, sistemin ideal şartlarda çalıştığı varsayıldığında ulaşabileceği maksimum verim olarak tanımlanmaktadır. Carnot verimi çevrim içerisindeki maksimum ve minimum sıcaklıkların oranı ile elde edilmektedir. Bir güç sisteminin Carnot veriminin hesaplanması sistemin mevcut durumu ve daha ne kadar optimize edilebileceği hakkında bir öngörüye sahip olabilme için önemlidir. Çalışma kapsamında tasarlanmış olan bORCC_s çevriminin parametrik optimizasyonu boyunca maksimum Carnot verimi 85 °C’de %15,26’dır. Minimum Carnot verimi ise 56 °C’de %7,8’dir. Öte yandan sistemin mevcut performansı üzerinde yorum yapabilmek için en önemli parametrelerden birisi de çevrimin termal verimidir. Tasarlanmış olan bORCC_s çevriminin en düşük termal verimi 4 bar 85 °C’de %5,165 iken en yüksek termal verimi 8 bar 81 °C’de %9,683’dür. Sabit türbin giriş basıncında, türbin giriş sıcaklığı artarken termal verim azalmaktadır. Fakat sabit türbin giriş sıcaklığında, türbin giriş basıncı artarken termal verim artmaktadır. Tüm bunlara ek olarak tasarlanmış olan bORCC_s çevrimi için ekserji verimi de hesaplanmıştır. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORCC_s çevriminin ekserji verimindeki değişim Şekil 4.30’da verilmektedir.



Şekil 4.30. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak bORCC_s çevriminin ekserji verimindeki değişim

Bir güç sisteminin durumu hakkında net ve en doğru kanıya varabilmek için sistemin enerji temelli analizlerinin yanı sıra ekserji temelli analizlerinin de yapılması gerekmektedir. Ekserji sistemin maksimum kullanılabilir işini ifade etmektedir. Ekserji hesaplamalarında ortam sıcaklığı sabit ve 18 °C olarak kabul edilmiştir. Tasarlanmış olan bORC_{CS} çevriminde minimum ekserji verimi 4 bar 85 °C'de %4,82 iken en yüksek termal verimi 8 bar 81 °C'de %9,02'dir. Sabit türbin giriş basıncında bORC_{CS} çevriminin ekserji verimi artan türbin giriş sıcaklığı ile azalmaktadır. Sabit türbin giriş sıcaklığında ise çevrimin ekserji verimi artan basınç ile artmaktadır.

4.4.2 bORC_{CS} çevrimi parametrik optimizasyon sonuçlarının irdelenmesi

Isı-güç kombine motoru ceket soğutma suyu (CS) atık ısısının geri kazanımı için tasarlanmış olan bORC_{CS} çevriminin parametrik optimizasyonu yapılarak elde edilen sonuçlar bir arada incelenmiştir. Çalışma boyunca, ısı kaynağı olarak kullanılan CS'nun ORC'ye giriş ve çıkış sıcaklıkları sabit ve sırasıyla 86 °C ve 79,505 °C olarak kabul edilmiştir. Düşük sıcaklıklardaki ısı kaynaklarından güç üretimi için en iyi alternatiflerden birisi olan ORC çevriminde iş akışkanı olarak R245fa kullanılmıştır. Parametrik optimizasyon boyunca minimum türbin giriş sıcaklığı R245fa'nın seçilen türbin giriş basıncındaki doymuş buhar sıcaklığı olarak kabul edilmiştir. Maksimum türbin giriş sıcaklığı ise CS giriş sıcaklığının 1 °C altı olarak belirlenmiştir. Bu durumda tasarlanmış olan bORC_{CS} çevrimi kritik-üstü çalışma şartlarında çalışmamaktadır. Çünkü kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş basıncı kritik basıncın (36.51 bar) üzerindedir. Kritik-basınçta doymuş buhar sıcaklığı yaklaşık 154 °C'dir. CS sıcaklığı bu sıcaklıktan düşük olduğu için iş akışkanını bu sıcaklıklara kadar ısıtması mümkün değildir.

Tüm bu nedenlerle sadece kritik-altı çalışma şartlarında parametrik olarak optimize edilmiş olan bORC_{CS} çevriminden elde edilen performans verileri incelendiğinde sabit türbin giriş basıncında, türbin giriş sıcaklığının artması ile kütleli debi, net güç, toplam pompa güç tüketimi, buharlaştırıcı ekserji girişi, termal verim ve ekserji veriminin azaldığı görülmektedir. Öte yandan sabit türbin giriş sıcaklığında, türbin giriş basıncının artırılması ile kütleli debi, net güç, toplam pompa güç tüketimi, buharlaştırıcı ekserji girişi, termal verim ve ekserji verimi artmaktadır.

Burada bORCCs çevrimi düşük sıcaklıklı ısı kaynağında kullanıldığından sistem de düşük basınç aralıklarında (4 bar ile 8 bar arası) çalışabilmektedir. Egzoz gazı atık ısı için tasarlanmış olan bORC_{egz} çevriminin parametrik optimizasyon sonuçlarında da türbin giriş basıncına göre üç farklı trend elde edilmiştir. bORC_{egz} çevriminde düşük türbin giriş basıncı için (4 bar ile 12 bar arası) elde edilen ilk trendde, tıpkı bORCCs çevriminden elde edilen sonuçlarda olduğu gibi, düşük türbin giriş basıncında sistem performansının artan türbin giriş sıcaklığı ile azaldığı görülmüştür. Bu nedenle, düşük türbin giriş basınçlarında, çalışan sistemlerde ısı kaynağı ne olursa olsun sabit sıcaklıkta türbin giriş basıncının artmasının sistem performansını arttırdığı fakat sabit basınçta türbin giriş sıcaklığının artmasının sistem performansını azalttığı açıkça görülmektedir.

bORCCs çevriminin sadece kritik-altı çalışma şartlarında parametrik optimizasyonu neticesinde maksimum net güç, termal verim ve ekserji veriminin 8 bar ve 81 °C'de meydana geldiği görülmektedir. Bu türbin giriş basıncı ve sıcaklığında net güç, termal verim ve ekserji verimi sırasıyla 33 kW, %9,683 ve %9,02 olarak hesaplanmıştır. Dragomir-Stanciu 2018, yapmış olduğu çalışmada içten yanmalı motorun temel güç sistemi olarak kullanıldığı bir kojenerasyon sisteminde, 10,48 kg/s debideki motor ceket soğutma suyunun atık ısının geri kazanımı ve sistem veriminin iyileştirilmesi için, sisteme ORC çevriminin entegre edilmesi durumunu incelemiştir. Çalışma kapsamında 88 °C'de ORC'ye giren CS'nu 60 °C'ye kadar soğutmuşlardır. İş akışkanı olarak R600'ün kullanıldığı çalışma sonucunda jeneratör çıkışında özgül işi 51,45 kJ/kg olarak hesaplamışlardır. Mevcut çalışmada CS'nun 86 °C'den 79,505 °C'ye soğutulması sonucunda jeneratör çıkışındaki maksimum iş 33,242 kW olarak hesaplanmış olup bu durumda özgül iş değeri 23,65 kJ/kg'dır. CS'nun soğutulma miktarı da göz önünde bulundurulduğunda bulunan sonuçların birbirlerini desteklediği görülmektedir. Vaja ve Gambarotta 2010, yapmış oldukları çalışmada içten yanmalı bir motorun ceket soğutma suyu atık ısının ORC ile geri kazanımını çalışmışlardır. Yapmış oldukları çalışma sonucunda 8 bar türbin giriş basıncında, iş akışkanı olarak R11 kullanılan ORC için termal verimi yaklaşık %10 olarak bulmuşlardır. Wang ve diğerleri (2011), motor atık ısının geri kazanımı için tasarlanmış olan ORC çevrimlerinde kullanılacak iş akışkanlarını çalışmışlardır. Çalışmada R245fa ve R245ca motor atık ısı için kullanılacak en çevreci akışkanlar olarak belirtilmiştir. Çalışma sonucunda motor ceket soğutma suyu atık ısı için tasarlanmış olan ve iş akışkanı olarak R245fa kullanan basit ORC çevriminin termal veriminin %4 ile %9 aralığında değiştiğini bulmuşlardır. Peris ve diğerleri (2013), içten yanmalı bir motordan elde edilen elektrik enerjini arttırmak için motor ceket soğutma suyunu

farklı ORC konfigürasyonlarına asiste etmişlerdir. Tasarlanan konfigürasyonlardan birisi olan iş akışkanı olarak R245fa kullanan basit ORC çevrimini 6 bar türbin giriş basıncı için simüle ettiklerinde termal verimi %6,31 olarak hesaplamışlardır. Mevcut çalışmada parametrik olarak optimize edilen bORC_{CS} çevriminin 6 bar türbin giriş basıncında termal verimi %7,89 ile %7,93 aralığında bulunmuştur. Literatürde yapılmış olan çalışmalar mevcut çalışma ile kıyaslandığında elde edilen sonuçların literatür çalışmalarının sonuçları ile aynı doğrultuda olduğu görülmektedir.

4.4.3 En iyi performansın elde edildiği çalışma şartlarında kritik-altı bORC_{CS} çevriminin ekserji analizi

Maksimum performansın elde edildiği türbin giriş sıcaklığı (81 °C) çevrim iş akışkanı R245fa'nın maksimum sıcaklığından (166,85 °C) çok düşüktür. Bu nedenle iş akışkanının kimyasal yapısını ve termodinamik özelliklerini bozacak bir durum görülmediğinden sistemin bu nokta için ekserji analizi yapılmıştır. Kritik-altı çalışma şartlarında parametrik optimizasyonu yapılan bORC_{CS} çevriminde maksimum performans 8 bar 81 °C'de elde edilmiştir. Bu nokta için yapılan parametrik optimizasyon sonucunda elde edilen enerji temelli sistem performans parametrelerinin yanı sıra sistemin mevcut durumunun ve iyileştirilebilirliğinin görülebilmesi için ekserji temelli analizin de yapılması gereklidir. Ekserji temelli analiz için, en iyi performansın elde edildiği çalışma koşullarında, bORC_{CS} çevrimi elemanlarına giren ve çıkan borulardaki termodinamik akış parametrelerinden yararlanılmıştır. Kritik-altı çalışma şartlarında en iyi performansın elde edildiği türbin giriş basınç ve sıcaklığında bORC_{CS} çevriminde okunan termodinamik akış parametreleri Çizelge 4.3'de verilmektedir.

Çizelge 4.3. Kritik-altı çalışma şartlarında bORC_{CS} çevrimi elemanlarında okunan termodinamik akış parametreleri

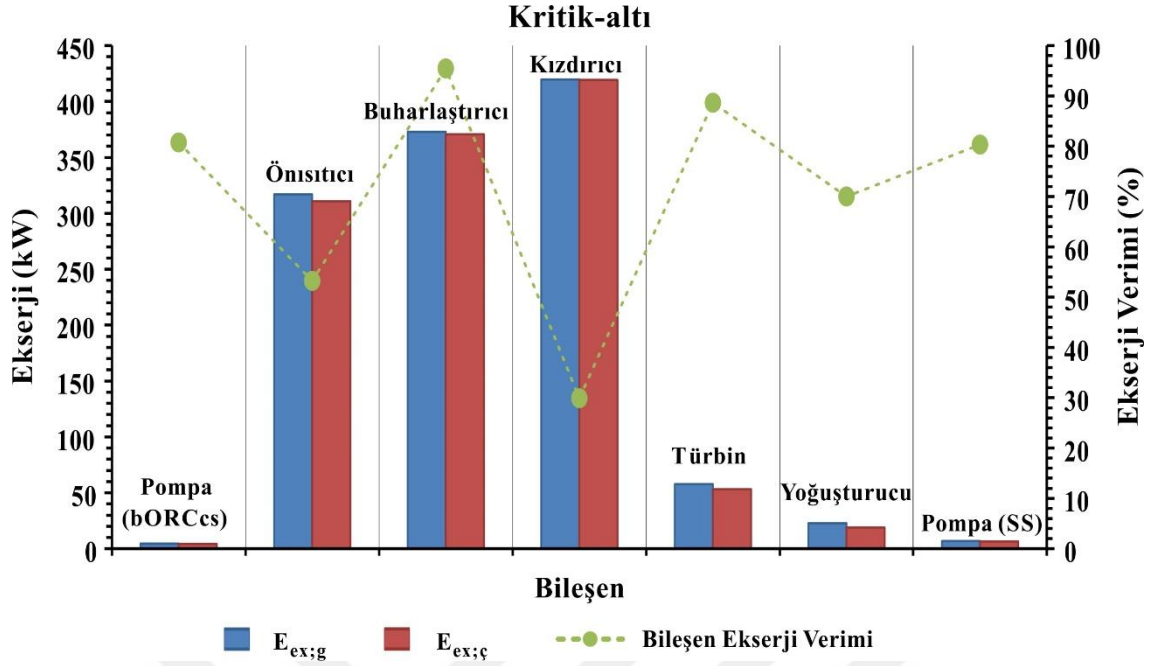
Kritik-altı (8 bar 81 °C)								
Boru No	P	T	h	\dot{m}	ρ	s	ψ	$H = \dot{m}h$
	<i>bar</i>	<i>°C</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kg/s</i>	<i>kg/m³</i>	<i>kJ/kgK</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kW</i>
1	1,80	30,35	239,568	1,53	1323,9	1,1370	2,3395	366,96

Çizelge 4.3. (Devam)Kritik-altı çalışma şartlarında bORCCs çevrimi elemanlarında okunan termodinamik akış parametreleri

Kritik-altı (8 bar 81 °C)								
Boru No	P	T	h	\dot{m}	ρ	s	ψ	$H = \dot{m}h$
	<i>bar</i>	<i>°C</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kg/s</i>	<i>kg/m³</i>	<i>kJ/kgK</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kW</i>
2	8,10	30,66	240,162	1,53	1325,1	1,1374	2,8201	367,87
3	8,05	65,79	288,542	1,53	1219,8	1,2880	7,3511	441,97
4	8,05	80,79	462,267	1,53	44,9	1,7801	37,7801	708,08
5	8,00	81,00	462,658	1,53	44,5	1,7816	37,7577	708,68
6	1,80	42,63	438,604	1,53	9,8	1,7920	10,6625	671,83
7	2,00	86,00	360,258	12,50	968,0	1,1460	28,9323	4503,22
8	2,00	85,99	360,210	12,50	968,0	1,1459	28,9231	4502,62
9	2,00	80,92	338,922	12,50	971,3	1,0862	25,0160	4236,52
10	2,00	79,50	332,993	12,50	972,2	1,0694	23,9722	4162,42
11	1,00	25,00	104,928	14,62	997,0	0,3672	0,3452	1533,74
12	2,00	25,01	105,053	14,62	997,1	0,3673	0,4460	1535,57
13	1,50	30,01	125,911	14,62	995,7	0,4369	1,0566	1840,44

Çizelge 4.3’de de görüldüğü üzere boru, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıdaki basınç kayıpları göz ardı edilmiştir. Ancak ön ısıtıcı ve kızdırıcıda basınç kayıpları sabit ve 0,05 bar olarak kabul edilmiştir.

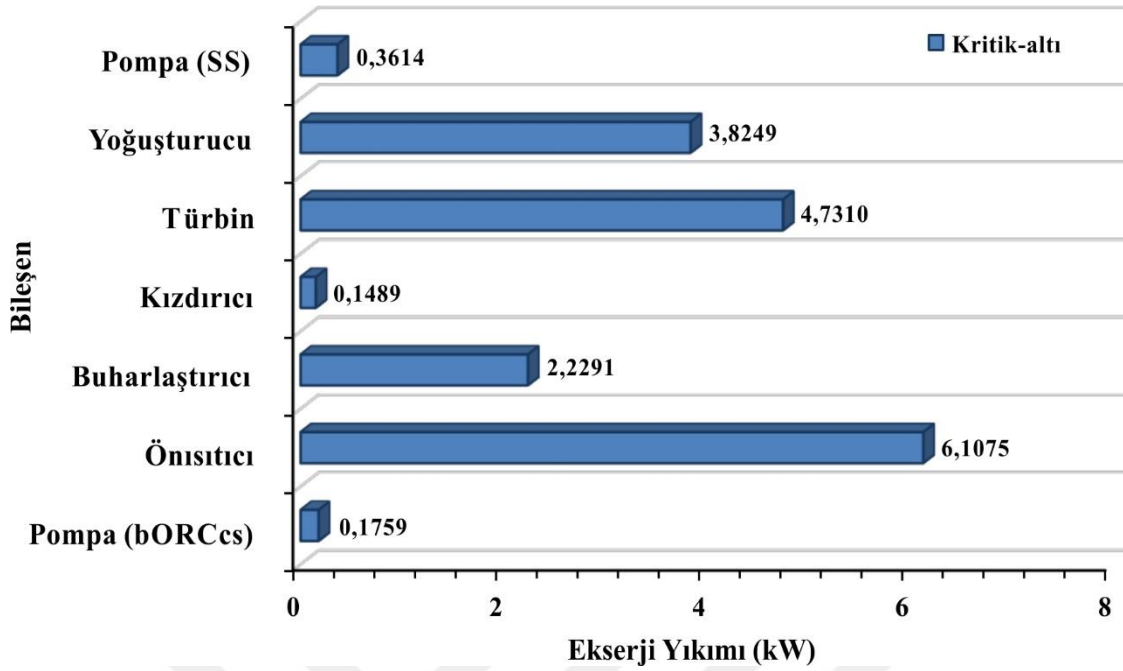
Kritik-altı çalışma şartlarında bORCCs çevrimi bileşenlerindeki ekserji girişi, ekserji çıkışı ve ekipmanların ekserji verimi Şekil 4.31’de verilmektedir. Şekilde mavi sütunlar bileşene giren toplam ekserjiyi ifade ederken kırmızı sütunlar bileşenden çıkan toplam ekserjiyi ifade etmektedir. Yeşil çizgi ise bileşenlerin ekserji verimini ifade etmektedir.



Şekil 4.31. Kritik-altı çalışma şartlarında bORC_{CS} çevrimi bileşenlerindeki ekserji girişi, ekserji çıkışı ve ekipmanların ekserji verimi

En iyi performansın elde edildiği şartlarda kritik-altı çalışma şartlarında çalıştırılan bORC_{CS} çevrimi bileşenlerinde en düşük ekserji giriş ve çıkışı Pompa (bORC_{CS}) bileşenindedir. En yüksek ekserji girişi ve çıkışı ise kızdırıcı bileşenindedir. Minimum ekserji giriş ve çıkışı Pompa (bORC_{CS}) bileşeninde sırasıyla 4,50 kW ve 4,32 kW olarak hesaplanırken maksimum ekserji girişi ve çıkışı kızdırıcı bileşeninde sırasıyla 419,52 kW ve 419,37 kW olarak hesaplanmıştır. Minimum ekserji verimi %29,91 ile kızdırıcıda ve maksimum ekserji verimi %95,44 ile buharlaştırıcıda hesaplanmıştır.

Sistem bileşenlerinin ekserji verimi, giren ve çıkan ekserjilerinin yanı sıra her bir bileşendeki ekserji yıkımları da ayrı ayrı hesaplanmıştır. Kritik-altı çalışma şartlarında maksimum performansın elde edildiği türbin giriş basıncı ve sıcaklığında bORC_{CS} çevrimi bileşenlerindeki ekserji yıkımları Şekil 4.32’de görülmektedir.



Şekil 4.32. Kritik-altı bORCCs çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımı

Kritik-altı çalışma şartlarında maksimum performansın elde edildiği türbin giriş basıncı ve türbin giriş sıcaklığında optimize edilen bORCCs çevriminde minimum ekserji yıkımı 0,15 kW ile kızdırıcı bileşeninde hesaplanırken maksimum ekserji yıkımı 6,11 kW ile önısıtıcıda hesaplanmıştır.

bORCCs çevrimi için yapılan parametrik optimizasyon, enerji ve ekserji analizleri neticesinde kritik-altı çalışma şartlarında maksimum performans 4 bar 81 °C türbin giriş basıncı ve sıcaklığında elde edilmiştir. Bu noktada tüm çevrimin termal verimi %9,683, ekserji verimi %9,02 olarak hesaplanmıştır.

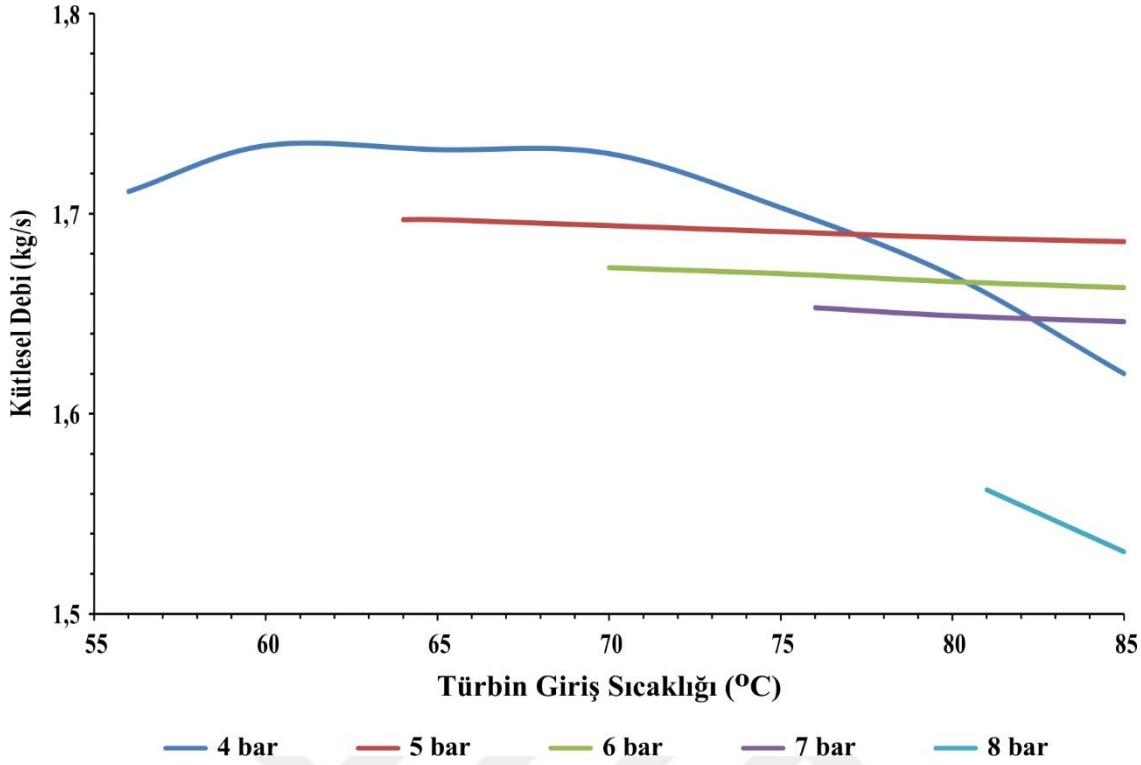
4.5 Isı-Güç kombine motoru ceket suyu (CS) atık ısı için tasarlanan rejeneratif organik Rankine çevrimi (rORCCs)

4.5.1 Kritik-altı rORCCs sisteminin parametrik optimizasyonu

Çalışmanın bu kısmında bir ısı-güç kombine (CHP) motorunun ceket soğutma suyu (CS) atık ısının geri kazanımı için rejeneratif bir organik Rankine çevriminin (rORCCs)

parametrik olarak optimizasyonu yapılmıştır. Kritik-altı ORC çevrimlerinde türbin giriş basıncı kritik basıncın altında tutulurken kritik-üstü ORC çevrimlerinde türbin giriş basıncı kritik basıncın üzerindedir. Çalışma kapsamında atık ısısı kullanılan 12,5 kg/s kütleli debideki CS'nun giriş ve çıkış sıcaklıkları sabit ve sırasıyla 86 °C ve 79,505 °C olarak kabul edilmiştir. Tasarlanan rORCCS çevriminde iş akışkanı olarak R245fa kullanılmıştır. R245fa akışkanının kritik basıncı 36,51 bar olup bu basınçta akışkanın kaynama sıcaklığı yaklaşık 154 °C'dir. Dolayısıyla kritik-üstü çalışma şartlarında sistemin çalıştırılabilmesi için türbin giriş sıcaklığının 154 °C'nin üzerinde olması gerekmektedir. Fakat, kullanılacak olan atık ısı kaynağının sıcaklığı bu sıcaklığın çok altında olduğundan çevrim akışkanını bu sıcaklıklara kadar ısıtmak mümkün değildir. Bu nedenle tasarlanmış olan rORCCS çevrimi sadece kritik-altı çalışma şartlarında parametrik olarak optimize edilmiştir.

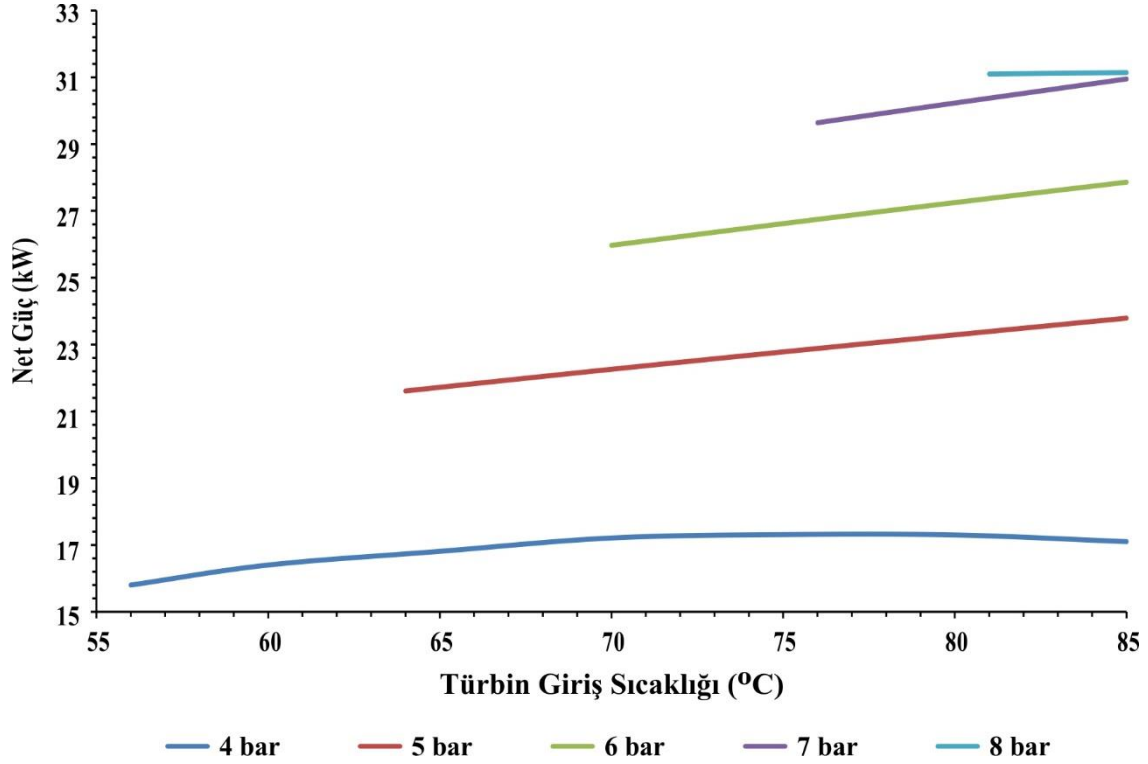
Tüm bu nedenlerden dolayı sadece kritik-altı çalışma şartlarında parametrik olarak optimize edilmiş olan rORCCS çevriminin en düşük türbin giriş sıcaklığı 4 bar olarak seçilmiştir. Çevrimin en yüksek türbin giriş sıcaklığı ise 8 bar ile sınırlandırılmıştır. Çünkü, 8 bar türbin giriş sıcaklığının üzerinde akışkanın 86 °C'nin üzerine ısıtılması gerekmektedir. CS sıcaklığının akışkanı 86 °C üzerine ısıtması mümkün olmadığından sistemin en yüksek türbin giriş basıncı 8 bar ile sınırlanmıştır. Ayrıca parametrik optimizasyon işlemi boyunca minimum türbin giriş sıcaklığı akışkanın o basınçtaki doymuş buhar sıcaklığı olarak kabul edilmiştir. rORCCS çevriminin maksimum türbin giriş sıcaklığı ise CS sıcaklığının (86 °C) 1 °C altı olan 85 °C ile sınırlandırılmıştır. CS'ndan ORC çevrimine transfer edilen toplam ısı miktarı da sabit ve 340,8 kW'dır. Tüm bu kabuller ve sınırlandırmalar göz önünde bulundurularak rORCCS çevrimi parametrik olarak optimize edilmiş olup, bu optimizasyon neticesinde sistemden elde edilen performans verileri (kütleli debi, net güç, rejeneratör ısı değişimi, toplam pompa güç tüketimi, buharlaştırıcı ekserji girişi, termal verim, Carnot verimi ve ekserji verimi) grafiksel olarak incelenmiştir. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORCCS çevriminin kütleli debisindeki değişim Şekil 4.33'de verilmiştir.



Şekil 4.33. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{CS}$ çevriminin kütleli debisindeki değişim

Kritik-altı çalışma şartlarında $rORC_{CS}$ çevriminin parametrik optimizasyonu neticesinde elde edilen kütleli debi değişim grafikleri incelendiğinde, minimum kütleli debinin 8 bar 85 °C’de ve maksimum kütleli debinin 4 bar 60 °C’de hesaplandığı görülmektedir. Sabit türbin giriş basıncında değişen türbin giriş sıcaklığına göre elde edilen veri çizgileri incelendiğinde 4 bar türbin giriş basıncı dışında tüm basınçlarda kütleli debinin türbin giriş sıcaklığının artması ile azaldığı görülmektedir. 4 bar türbin giriş basıncında ise sabit basınçta sıcaklığın artması ile kütleli debi önce artmakta ve daha sonrada azalmaya başlamaktadır. Bunun temel nedeni düşük basınçta artan türbin giriş sıcaklığı ile pompa çıkışındaki ve türbin çıkışındaki çevrim akışkanlarının sıcaklıklarının birbirine çok yakın olmasıdır. Sıcaklıkların birbirine yakın olmasından dolayı rejeneratörde transfer edilen ısı miktarı azalmaktadır. Sistemin tasarımında çevrime giren ısı sabit olduğundan türbin giriş sıcaklığına ve rejeneratörde geri kazanılan ısı miktarına paralel olarak çevrim akışkanı kütleli debisinde değişim olmaktadır. Ayrıca 8 bar türbin giriş basıncında sıcaklığın artması ile kütleli debideki azalmanın daha hızlı olduğu görülmektedir. Buda yüksek basınçta türbin giriş sıcaklığının çok yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. CS’ndan çevrime giren ısı miktarı sabit olduğundan artan türbin giriş sıcaklığı kütleli debiyi kayda değer azaltmaktadır. $rORC_{CS}$ çevriminin en iyi performans gösterdiği türbin giriş sıcaklığı ve

türbin giriş basıncına karar verebilmek için incelenen en önemli performans parametrelerinden biriside net güç üretimidir. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORC_{CS} çevriminden elde edilen net güç miktarındaki değişim Şekil 4.34’da verilmektedir.

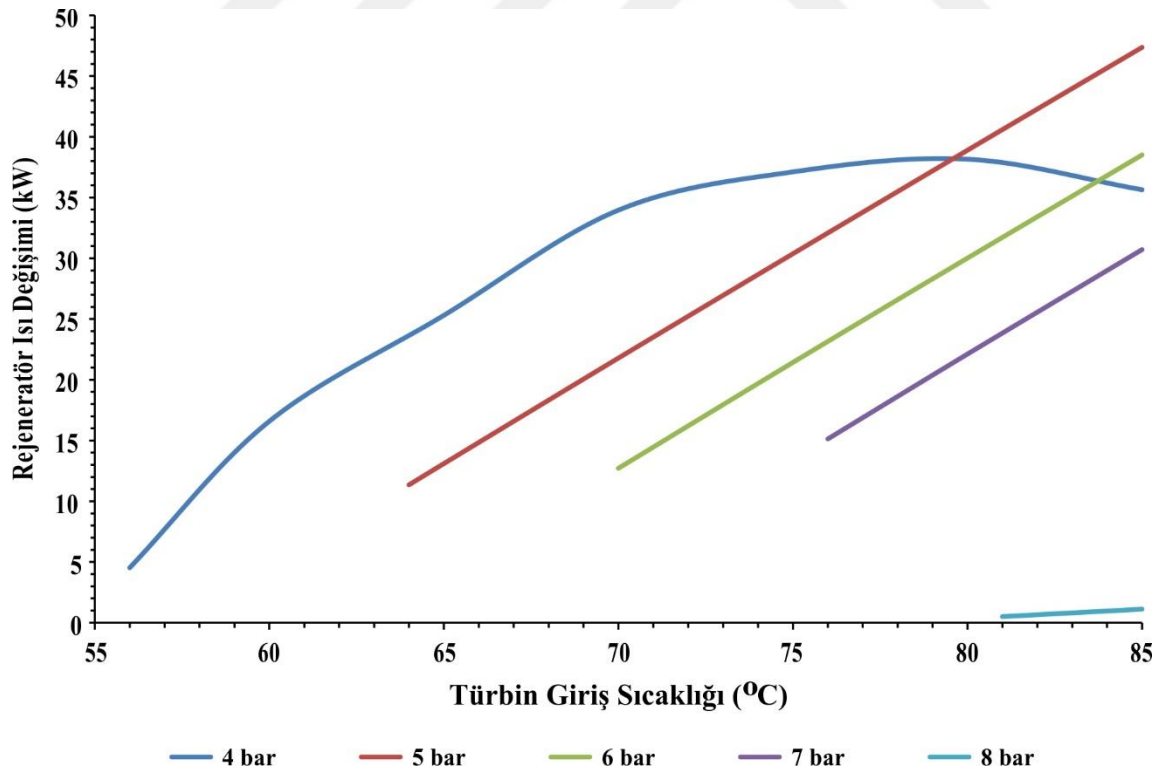


Şekil 4.34. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORC_{CS} çevriminin net güç üretimindeki değişim

Kritik-altı çalışma şartları için parametrik olarak optimize edilen rORC_{CS} çevriminin net gücünün hesaplanmasında jeneratör verimi ve toplam pompa güç tüketimleri de dikkate alınmıştır. Türbin çıkışındaki mekanik gücün jeneratörde elektrik gücüne çevrilmesi sonucunda elde edilen türbin gücünden sistemde kullanılan pompaların güç tüketimleri çıkarılmıştır. Sistemde toplamda iki adet pompa kullanılmıştır. Bunlardan birinci yoğuşturucuya gönderilen soğutma suyunu (SS) basınçlandıran pompa diğeri ise ORC çevrimi içerisinde iş akışkanını basınçlandıran pompadır.

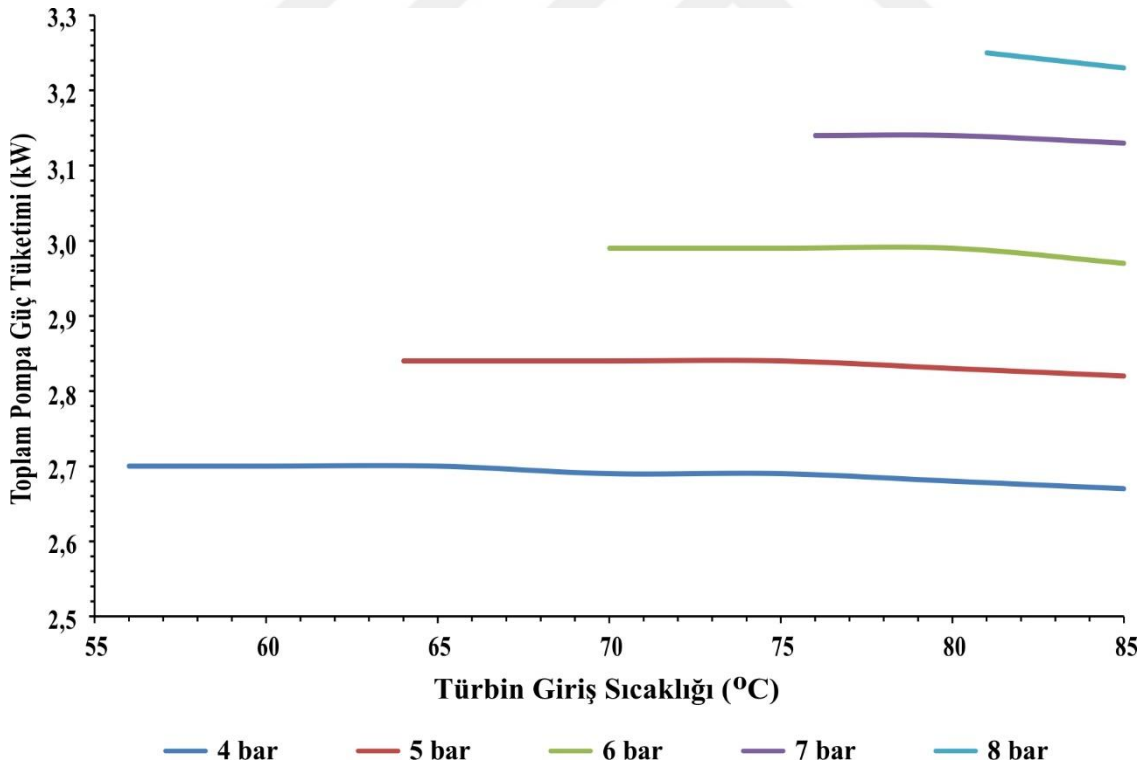
Jeneratör verimi ve pompa güç tüketimleri de dikkate alınarak hesaplanan net güç değerleri grafiksel olarak incelendiğinde en düşük net güç üretiminin 4 bar 56 °C’de 15,80 kW, en yüksek net güç üretimi ise 8 bar 85 °C’de 31,14 kW olarak hesaplanmıştır. Sabit türbin giriş

basıncında artan sıcaklığa göre elde edilen çizgiler incelendiğinde, türbin giriş sıcaklığı ile net güç üretiminin attığı görülmektedir. Fakat 4 bar türbin giriş basıncında 75 °C türbin giriş sıcaklığına kadar net güç üretimi artarken bu sıcaklığın üzerinde net güç üretiminin azaldığı görülmektedir. Bunu temel nedeni, düşük basınçta türbin çıkış sıcaklığı ile pompa çıkış sıcaklıklarının birbirine yakın olması ve kütleli debinin azalmaya başlamasıdır. 8 bar türbin giriş basıncında ise türbin giriş sıcaklığının artması ile net güç üretimindeki artış, diğer basınçlara kıyasla, daha azdır. Sabit basınç çizgileri arasındaki mesafe, rejeneratörde transfer edilen ısı miktarının azalmasından dolayı, türbin giriş basıncının artması ile azalmaktadır. Sabit türbin giriş sıcaklığında ise türbin giriş basıncının artması ile üretilen net güç miktarı artmaktadır. Performans parametreleri üzerinde önemli değişimlere neden olan rejeneratör ısı değişim miktarının incelenmesi sisteme rejeneratörün etkilerinin net olarak incelenebilmesi açısından gereklidir. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORC_{CS} çevriminde rejeneratörde transfer edilen ısı miktarındaki değişim Şekil 4.35’de verilmektedir.



Şekil 4.35. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORC_{CS} çevriminde rejeneratörde transfer edilen ısı miktarındaki değişim

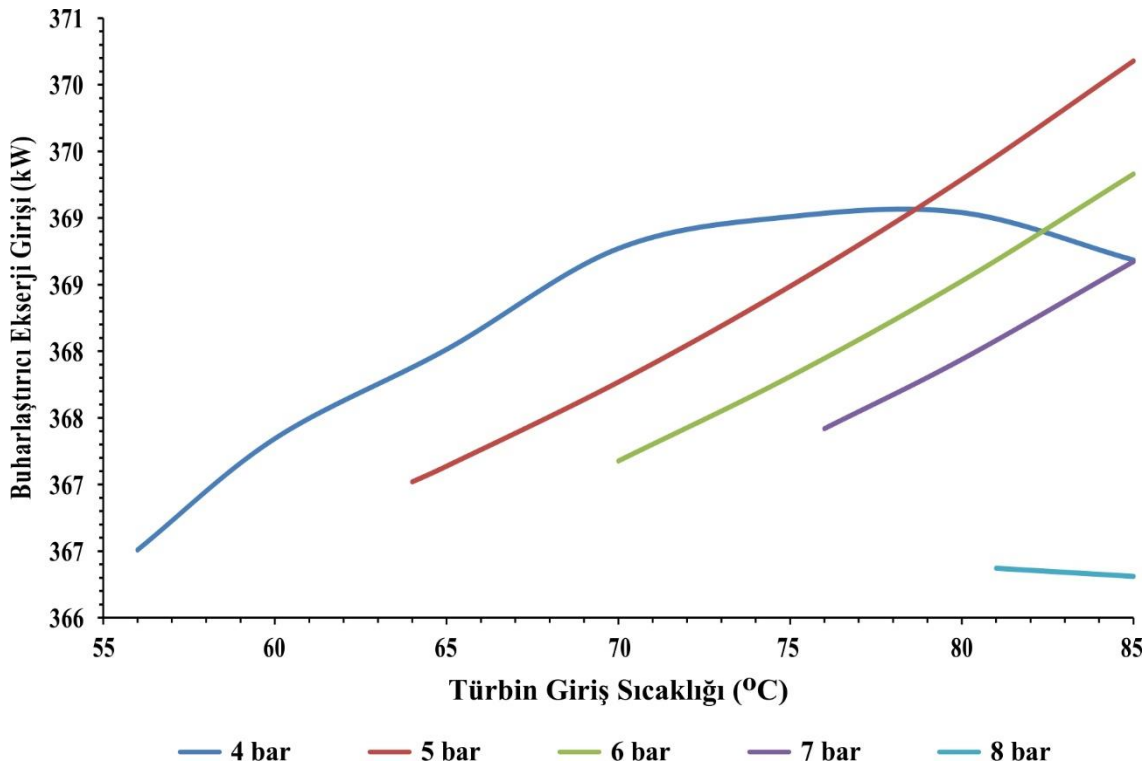
ORC çevrimlerinde rejeneratörün kullanımı nedeniyle, yoğuşturucudan soğutma suyuna atılan ısı miktarı azalırken çevrimin verimini de artmaktadır. Fakat düşük türbin giriş sıcaklıklarında, türbin çıkış sıcaklığında düşük olacağından sistemde geri kazanılan ısı miktarı azalmaktadır. Bu nedenle rejeneratörün kullanımı türbin giriş sıcaklığının artışıyla, her zaman sistem verimini arttıramamaktadır. Çalışma kapsamında rejeneratör kullanılarak tasarlanan rORC_{CS} çevrimi için yapılan parametrik optimizasyon neticesinde rejeneratörde minimum ısı transferi 8 bar 81 °C’de 0,506 kW, maksimum ısı transferi 5 bar 85 °C’de 47,36 kW olarak hesaplanmıştır. Sabit türbin giriş basıncı çizgileri incelendiğinde artan türbin giriş sıcaklığı ile transfer edilen ısı miktarının da arttığı görülmektedir. Fakat, 4 bar türbin giriş basıncında, 80 °C’ye kadar, sıcaklıkla birlikte transfer edilen ısı miktarı artarken 80 °C’nin üzerinde ısı miktarının azaldığı görülmektedir. 8 bar türbin giriş basıncında ise rejeneratörde geri kazanılan ısı miktarının yok denecek kadar az olduğu görülmektedir. Bu durum rejeneratörün minimum sıcaklık farkının 11 °C olarak kabulünden kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.36. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORC_{CS} çevriminin toplam pompa güç tüketimindeki değişim

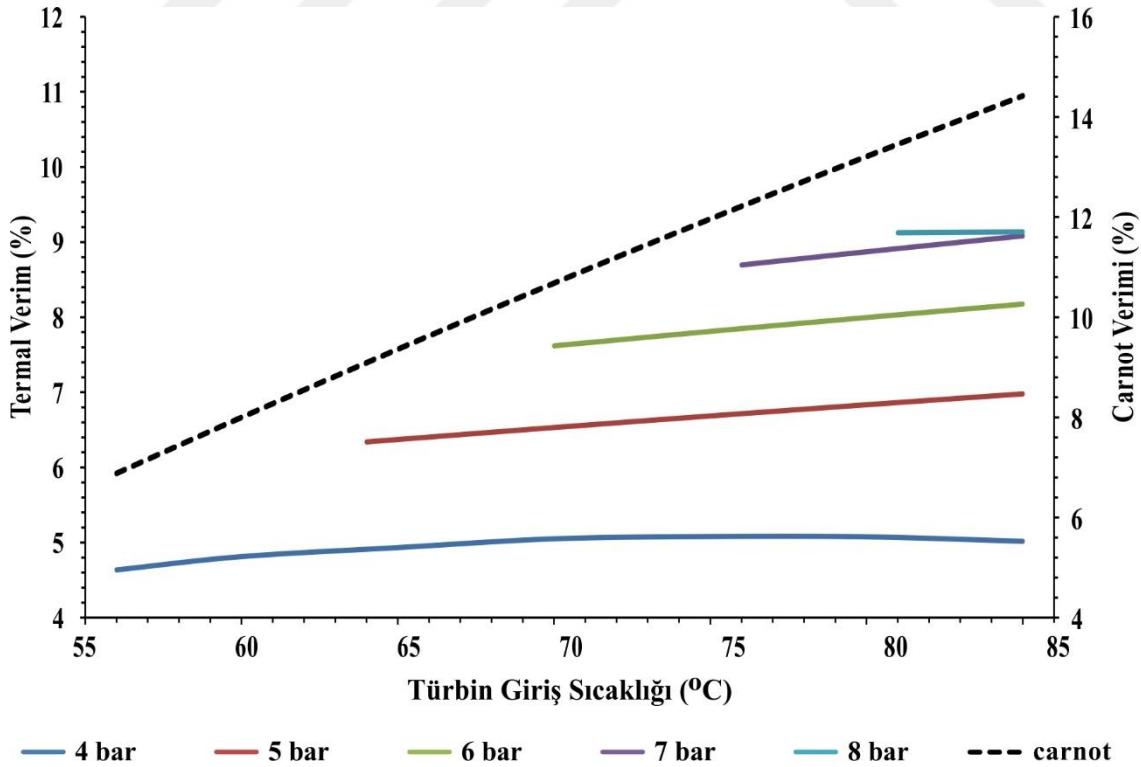
rORC_{CS} çevriminin net güç üretiminin hesaplanmasında önemli parametrelerden olan toplam pompa güç tüketimindeki değişim kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORC_{CS} çevrimin için hesaplanarak Şekil 4.36’de verilmiştir.

rORC_{CS} çevriminin parametrik optimizasyonu neticesinde çevrimde elde edilen toplam pompa güç tüketimleri incelendiğinde, sonuçların tüm türbin giriş basınçlarında daha lineer olduğu görülmektedir. rORC_{CS} çevriminin parametrik optimizasyonu neticesinde en düşük toplam pompa güç tüketimi 4 bar 85 °C’de 2,67 kW, en yüksek toplam pompa güç tüketimi 8 bar 81 °C’de 3,25 kW olarak hesaplanmıştır. Sabit türbin giriş basıncında, türbin giriş sıcaklığının artması ile toplam pompa güç tüketiminin azaldığı görülmektedir. Sabit türbin giriş sıcaklığında ise türbin giriş basıncı arttıkça toplam pompa güç tüketimi de artmaktadır. Sistemin ekserji veriminin hesaplanmasında en önemli parametrelerden birisi sisteme giren toplam ekserji miktarıdır. Bu nedenle çevrime buharlaştırıcıdan giren toplam ekserji miktarı da hesaplanmıştır. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORC_{CS} çevrimine buharlaştırıcıdan (ön ısıtıcı, buharlaştırıcı ve kızdırıcıdan) giren toplam ekserji miktarındaki değişim Şekil 4.37’de verilmektedir.



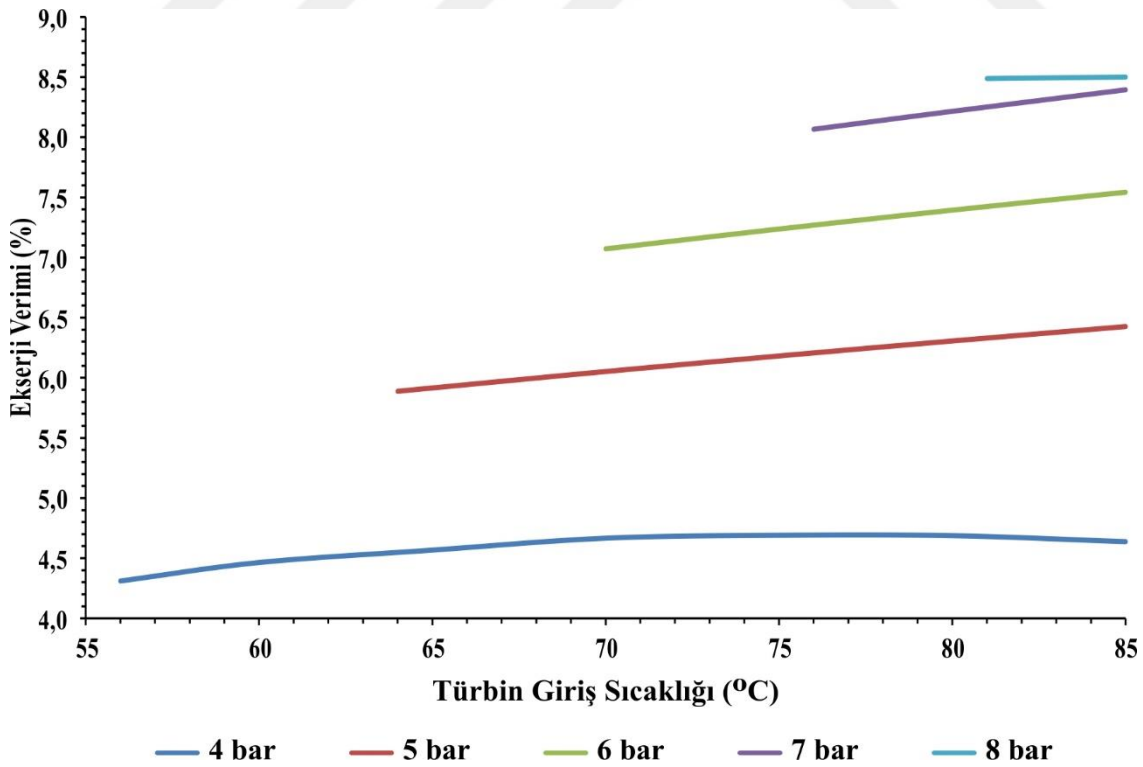
Şekil 4.37 Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak rORC_{CS} çevrimine buharlaştırıcıdan (ön ısıtıcı, buharlaştırıcı ve kızdırıcıdan) giren toplam ekserji

Buharlaştırıcıdan giren ekserjinin hesabında; önısıtıcı, buharlaştırıcı ve kızdırıcı bileşenlerine CS ile giren ekserjinin toplamı ile rejeneratör çıkış borusundaki çevrim akışkanının ekserjisinin toplamı alınmıştır. $rORC_{CS}$ çevrimine buharlaştırıcıdan giren minimum ekserji girişi 8 bar 85 °C'de 366,31 kW, maksimum ekserji girişi 5 bar 85 °C'de 370,15 kW'dır. 5 bar, 6 bar ve 7 bar türbin giriş basınçlarında türbin giriş sıcaklığının artması ile buharlaştırıcıdan giren toplam ekserji miktarı artmaktadır. 4 bar türbin giriş basıncında 80 °C türbin giriş sıcaklığına kadar buharlaştırıcıdan giren ekserji miktarı artarken, 80 °C'nin üzerinde giren ekserji miktarı azalmaktadır. 8 bar türbin giriş basıncında ise giren toplam ekserji miktarı sıcaklığın artması ile azalmaktadır. Buharlaştırıcıda meydana gelen bu değişimlerin nedeni rejeneratör çıkışındaki borudaki çevrim akışkanının ekserjisindeki değişimdir. Güç sistemlerinin performansına ve en iyi sonuçları verdiği çalışma noktasına karar vermedeki en önemli parametrelerden biriside sistemin termal verimidir. Bu nedenle parametrik optimizasyon çalışması boyunca çevrimin termal verimi de hesaplanmıştır. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{CS}$ çevriminin termal ve Carnot verimlerdeki değişim Şekil 4.38'da verilmektedir.



Şekil 4.38. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{CS}$ çevriminin termal ve Carnot verimlerdeki değişim

Carnot verimi bir çevrimin ulaşabileceği maksimum verimi ifade etmektedir. İdeal şartlarda elde edilebilecek verim olarak da ifade edilen Carnot verimi çevrimdeki en düşük ve en yüksek sıcaklıkların oranıdır. Çalışma kapsamında $rORC_{CS}$ çevrimi için hesaplanan minimum Carnot verimi $56\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de %6,88 iken maksimum Carnot verimi $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de %14,42'dir. Parametrik optimizasyon çalışması neticesinde $rORC_{CS}$ çevrimi için hesaplanan termal verimler incelendiğinde minimum verim 4 bar $56\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de %4,64 iken maksimum verim 8 bar $85\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'de %9,14'dür. Sabit türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığının artması ile çevrimin termal verimi de artmıştır. Fakat 4 bar türbin giriş basıncında, $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ türbin giriş sıcaklığına kadar artan sıcaklık ile termal verimde artarken, $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklığın üzerinde sıcaklık arttıkça termal verim azalmaktadır. 8 bar türbin giriş basıncında ise artan türbin giriş sıcaklığında termal verimdeki artış diğer basınç çizgilerine kıyasla daha sınırlıdır. Sabit türbin giriş sıcaklığında ise türbin giriş basıncının artması ile termal verimde artmaktadır. $rORC_{CS}$ çevriminin termal veriminin yanı sıra sistemin ekserji verimi de hesaplanmıştır. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{CS}$ çevriminin ekserji verimindeki değişim Şekil 4.39'da verilmektedir.



Şekil 4.39. Kritik-altı çalışma şartlarında türbin giriş sıcaklık ve basıncına bağlı olarak $rORC_{CS}$ çevriminin ekserji verimindeki değişim

Ekserji verimi bir çevrimin mevcut durumu hakkında öngörülebilirlik bulunabilmek ve çevrimin iyileştirilebilirlik oranının belirleyici olmak için dikkate alınan en önemli parametrelerden birisidir. Çalışma kapsamında parametrik olarak optimize edilmiş olan rORC_{CS} çevriminin ekserji verimi hesaplanırken ortam sıcaklığı sabit ve 18 °C olarak kabul edilmiştir. Yapılmış olan parametrik optimizasyon sonucunda rORC_{CS} çevriminde minimum ekserji verimi 4 bar 56 °C'de %4,31, maksimum ekserji verimi 8 bar 85 °C'de %8,51 olarak hesaplanmıştır. Sabit basınçta ekserji verimi artan türbin sıcaklığı ile artarken 4 bar türbin giriş basıncında bu artış 75 °C'ye kadar görülmektedir. 4 bar türbin giriş basıncında 75 °C'nin üzerinde çevrimin ekserji verimi azalmaktadır. Sabit türbin giriş sıcaklığında ise türbin giriş basıncının artması ekserji verimini arttırmaktadır.

4.5.2 rORC_{CS} çevrimi parametrik optimizasyon sonuçlarının irdelenmesi

Çalışma kapsamında bir ısı-güç kombine motoru (CHP) ceket soğutma suyu (CS) atık ısı için tasarlanmış olan rejeneratif organik Rankine çevriminin (rORC_{CS}) parametrik olarak optimizasyonu yapılmıştır. Tasarım ve parametrik optimizasyon boyunca CS'nun kütleli debisi, çevrime giriş ve çıkış sıcaklıkları sabit ve sırasıyla 12,5 kg/s, 86 °C ve 79,505 °C olarak kabul edilmiştir. CS'ndan çevrime giren ısı da sabit ve 320,8 kW olarak alınmıştır. Tasarlanmış olan rORC_{CS} çevriminde iş akışkanı olarak R245fa kullanılmıştır. rORC_{CS} çevrimi sadece kritik-altı çalışma şartları için parametrik olarak optimize edilmiştir. Çünkü kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş basıncı kritik basıncın (36,51 bar) üzerindedir. Kritik-basınçta doymuş buhar sıcaklığı yaklaşık 154 °C'dir. CS sıcaklığı bu sıcaklıktan düşük olduğu için iş akışkanını bu sıcaklıklara kadar ısıtması mümkün değildir.

Tasarımı yapılan rORC_{CS} çevriminin parametrik optimizasyonunda minimum türbin giriş basıncı 4 bar olarak seçilirken maksimum türbin giriş basıncı 8 bar ile sınırlandırılmıştır. Çünkü 8 bar türbin giriş basıncının üzerinde R45fa akışkanının doymuş buhar sıcaklığı 86 °C'den büyüktür. Kullanılmakta olan atık ısı kaynağının giriş sıcaklığı 86 °C olarak kabul edildiğinden çevrimin 8 bar türbin giriş basıncının üzerinde çalışması mümkün değildir. rORC_{CS} çevriminin minimum türbin giriş sıcaklığı çevrimin o basınçtaki doymuş buhar sıcaklığı olarak alınırken, maksimum sıcaklığı sabit ve 85 °C olarak alınmıştır.

Tüm bu tasarım parametreleri ve sistem sınırlandırmaları bir arada irdelendiğinde sabit türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığının artması ile net güç üretiminde, rejeneratör ısı değişiminde, buharlaştırıcı ekserji girişinde, termal verimde ve ekserji veriminde artış görülmektedir. Öte yandan sabit türbin giriş basıncında sıcaklığın artmasıyla kütleli debi ve toplam pompa güç tüketimi azalmaktadır. Fakat 4 bar türbin giriş basıncında sıcaklığın artması ile iki farklı trend görülmektedir. 4 bar türbin giriş basıncında sıcaklık arttırıldığında kütleli debi, net güç üretimi, rejeneratör ısı değişimi, buharlaştırıcıdan giren toplam ekserji miktarı, termal verim ve ekserji verimi belirli bir sıcaklığa kadar artarken sonrasında azalmaktadır. Fakat 4 bar türbin giriş basıncında toplam pompa güç tüketimi lineer bir değişim göstermekte ve sıcaklığın artması ile sürekli olarak azalmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı sabit tutulduğunda türbin giriş basıncının artması ile net güç üretimi, toplam pompa güç tüketimi, termal verim ve ekserji verimi artarken kütleli debi, rejeneratör ısı değişimi ve buharlaştırıcı ekserji girişi azalmaktadır.

rORC_{CS} çevriminin parametrik optimizasyonu neticesinde maksimum net güç üretimi, termal verim ve ekserji verimi 8 bar türbin giriş basıncında ve 85 °C türbin giriş sıcaklığında görülmüştür. Bu sıcaklık ve basınç değerlerinde maksimum net güç üretimi, termal verim ve ekserji verimi sırasıyla 31,14 kW, %9,14 ve %8,51 olarak hesaplanmıştır. Peris ve diğerleri (2013), yapmış oldukları çalışmada içten yanmalı motorun ceket soğutma suyu atık ısısının geri kazanımı ile motor verimini arttırmayı amaçlamışlardır. Birden çok ORC konfigürasyonlarının tasarlandığı çalışmada, her bir tasarım birden çok çevrim akışkanı için optimize edilmiştir. Çalışma sonucunda R245fa akışkanı kullanılan rejeneratif ORC için seçilen maksimum türbin giriş basıncı olan 5,71 bar basınçta çevrimin termal verimini %8,71 olarak hesaplamışlardır. Mevcut çalışmada tasarlanmış olan rORC_{CS} çevriminin 6 bar türbin giriş basıncında termal verimi %7,62 ile %8,2 arasında değişmektedir. Wang ve diğerleri (2011), yapmış oldukları çalışmada motor soğutma suyu atık ısısının geri kazanımı için rejeneratif bir organik Rankine çevrimi tasarlayarak bu çevrim için akışkan seçimi yapmışlardır. İş akışkanı olarak R245fa kullanan çevrim için farklı türbin giriş basıncı ve sıcaklığı için yapılan optimizasyon neticesinde, rORC çevriminin termal veriminin yaklaşık %4 ile %9 arasında değiştiğini görmüşlerdir. Mevcut çalışmada tasarlanmış olan rORC_{CS} çevriminin termal verimi ise %4,64 ile %9,14 aralığında hesaplanmıştır. Yapılmış olan literatür çalışmalarının sonuçları mevcut çalışmanın sonuçları ile karşılaştırıldığında elde edilen sonuçların aynı doğrultuda olduğu görülmektedir.

4.5.3 En iyi performansın elde edildiği çalışma şartlarında kritik-altı rORCCs çevriminin ekserji analizi

rORCCs çevriminin parametrik olarak optimizasyonu neticesinde maksimum sistem performansı 8 bar 85 °C’de elde edilmiştir. Maksimum performansın elde edildiği türbin giriş sıcaklığı, rORCCs çevriminde iş akışkanı olarak kullanılan R245fa akışkanının maksimum sıcaklığından (166,85 °C) düşüktür. En iyi performansın elde edildiği türbin giriş sıcaklığı akışkanın maksimum sıcaklığından düşük olmasından dolayı sistemin bu çalışma şartlarında çalıştırılmasında herhangi bir sorun görülmemiştir. Bu nedenle çalışma kapsamında maksimum sistem performansının elde edildiği 8 bar 85 °C için rORCCs çevriminin bileşenlerinin ekserji analizi yapılmıştır. Güç sistemlerinin mevcut durumu ve iyileştirilebilirliği hakkında önemli bir bakış açısı sağlayan ekserji analizleri yapılırken ölü nokta (ortam) sıcaklığı 18 °C olarak kabul edilmiştir. rORCCs çevrimi bileşenlerinin her biri için yapılan ekserji analizi için en iyi performansın hesaplandığı çalışma parametrelerinde bileşenlere giren ve çıkan borulardaki termodinamik akış parametrelerinden yararlanılmıştır. Kritik-altı çalışma şartlarında en iyi performansın elde edildiği türbin giriş basınç ve sıcaklığında rORCCs çevriminde okunan termodinamik akış parametreleri Çizelge 4.4’de verilmektedir.

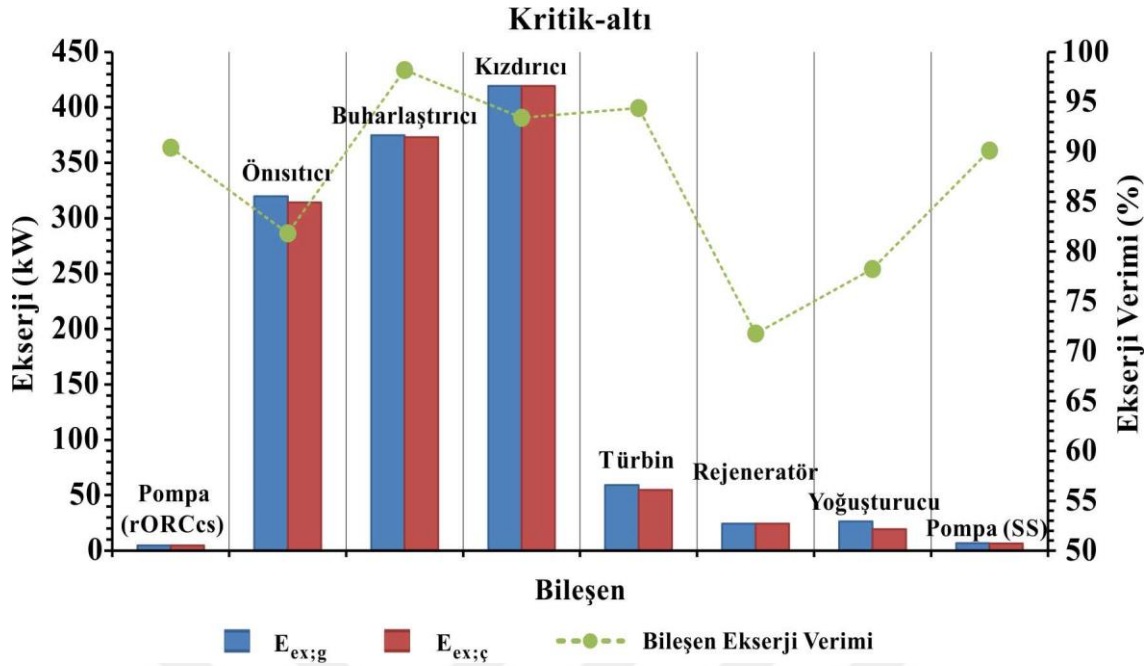
Çizelge 4.4. Kritik-altı çalışma şartlarında rORCCs çevrimi elemanlarında okunan termodinamik akış parametreleri

Kritik-altı (8 bar 85 °C)								
Boru No	P	T	h	\dot{m}	ρ	s	ψ	$H = \dot{m}h$
	bar	°C	kJ/kg	kg/s	kg/m ³	kJ/kgK	kJ/kg	kW
1	2,00	33,35	243,587	1,53	1315,5	1,1501	2,5365	373,05
2	8,15	33,66	244,171	1,53	1316,8	1,1505	3,0096	373,94
3	8,10	34,21	244,903	1,53	1315,3	1,1529	3,0440	375,06
4	8,05	75,79	303,019	1,53	1185,5	1,3301	9,5730	464,07
5	8,05	80,79	462,267	1,53	44,9	1,7801	37,7801	707,95
6	8,00	85,00	467,439	1,53	43,4	1,7950	38,6302	715,87
7	2,00	49,42	444,622	1,53	10,6	1,8047	12,9909	680,93

Çizelge 4.4. (Devam)Kritik-altı çalışma şartlarında rORC_{CS} çevrimi elemanlarında okunan termodinamik akış parametreleri

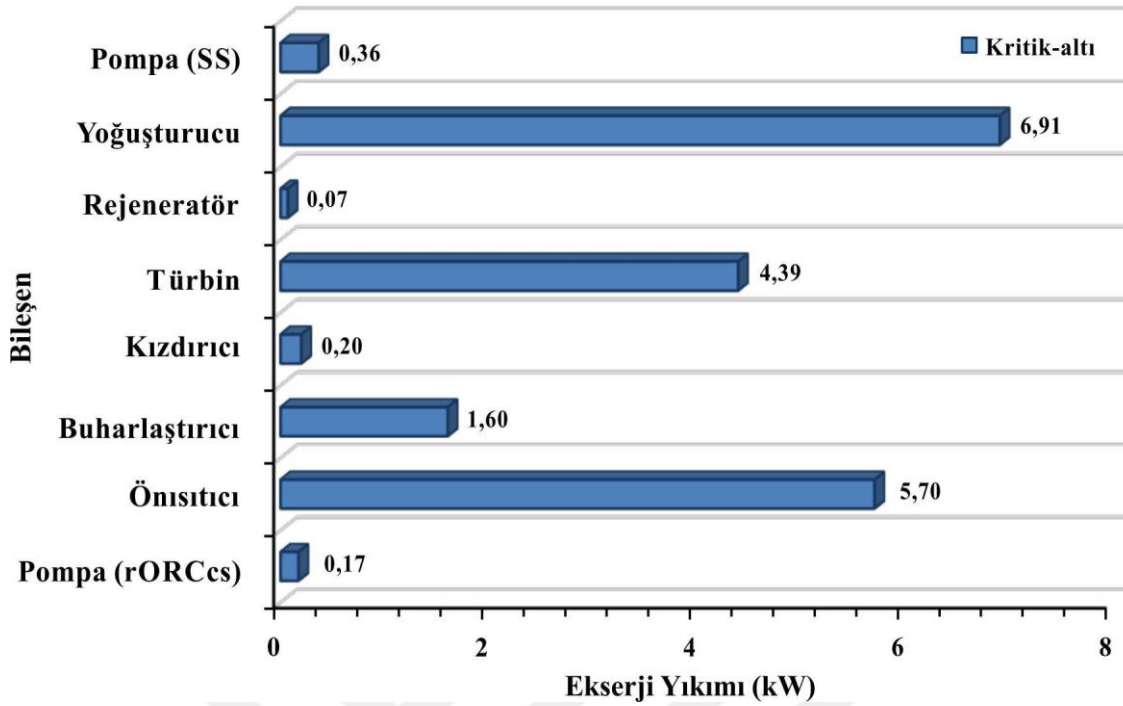
Kritik-altı (8 bar 85 °C)								
Boru No	P	T	<i>h</i>	<i>m</i>	ρ	<i>s</i>	ψ	<i>H = m</i> <i>h</i>
	<i>bar</i>	$^{\circ}C$	<i>kJ/kg</i>	<i>kg/s</i>	kg/m^3	<i>kJ/kgK</i>	<i>kJ/kg</i>	<i>kW</i>
8	2,00	48,66	443,890	1,53	10,7	1,8024	12,9119	679,81
9	2,00	86,00	360,258	12,50	968,0	1,1460	28,9323	4503,22
10	2,00	85,85	359,624	12,50	968,1	1,1442	28,8123	4495,30
11	2,00	81,20	340,113	12,50	971,1	1,0895	25,2281	4251,42
12	2,00	79,50	332,993	12,50	972,2	1,0694	23,9721	4162,41
13	1,00	25,00	104,928	14,71	997,0	0,3672	0,3452	1543,23
14	2,00	25,01	105,053	14,71	997,1	0,3673	0,4460	1545,08
15	1,50	30,01	125,911	14,71	995,7	0,4369	1,0566	1851,84

rORC_{CS} çevriminin elemanları için yapılan parametrik optimizasyon, enerji ve ekserji temelli analizler boyunca borulardaki, yoğuşturucudaki ve buharlaştırıcıdaki basınç kayıpları göz ardı edilmiştir. Ancak ön ısıtıcı ve kızdırıcıda basınç kayıpları sabit ve her birinde 0,05 bar olarak kabul edilmiştir. Kritik-altı çalışma şartlarında rORC_{CS} çevrimi bileşenlerindeki ekserji girişi, ekserji çıkışı ve ekipmanların ekserji verimi Şekil 4.40'da verilmektedir.



Şekil 4.40. Kritik-altı çalışma şartlarında rORCs çevrimi bileşenlerindeki ekserji girişi, ekserji çıkışı ve ekipmanların ekserji verimi

Kritik-altı çalışma şartları için parametrik olarak optimize edilen rORCs çevriminin bileşenlerinin her biri için yapılan ekserji hesaplamaları sonucunda maksimum ekserji girişi ve çıkışı kızdırıcı bileşeninde hesaplanırken minimum ekserji girişi ve çıkışı Pompa (rORCs) bileşeninde hesaplanmıştır. Maksimum ekserji giriş ve çıkışının meydana geldiği kızdırıcı bileşeninde giren ve çıkan ekserjiler sırasıyla 419,51 kW ve 419,32 kW olarak hesaplanmıştır. Minimum ekserji giriş ve çıkışının meydana geldiği Pompa (rORCs) bileşeninde ise giren ve çıkan ekserjiler sırasıyla 4,78 kW ve 4,61 kW olarak hesaplanmıştır. Bileşenlerin ekserji verimi incelendiğinde maksimum ekserji verimi %96,42 ile buharlaştırıcıda, minimum ekserji verimi %43,52 ile rejeneratörde hesaplanmıştır. Ekserji verimi, giren ekserji ve çıkan ekserjinin yanı sıra çevrim bileşenlerinde meydana gelen ekserji yıkımları da hesaplanarak grafiksel olarak incelenmiştir. Kritik-altı çalışma şartlarında maksimum performansın elde edildiği türbin giriş basıncı ve sıcaklığında rORCs çevrimi bileşenlerindeki ekserji yıkımları Şekil 4.41’de görülmektedir.



Şekil 4.41. Kritik-altı rORCcs çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımı

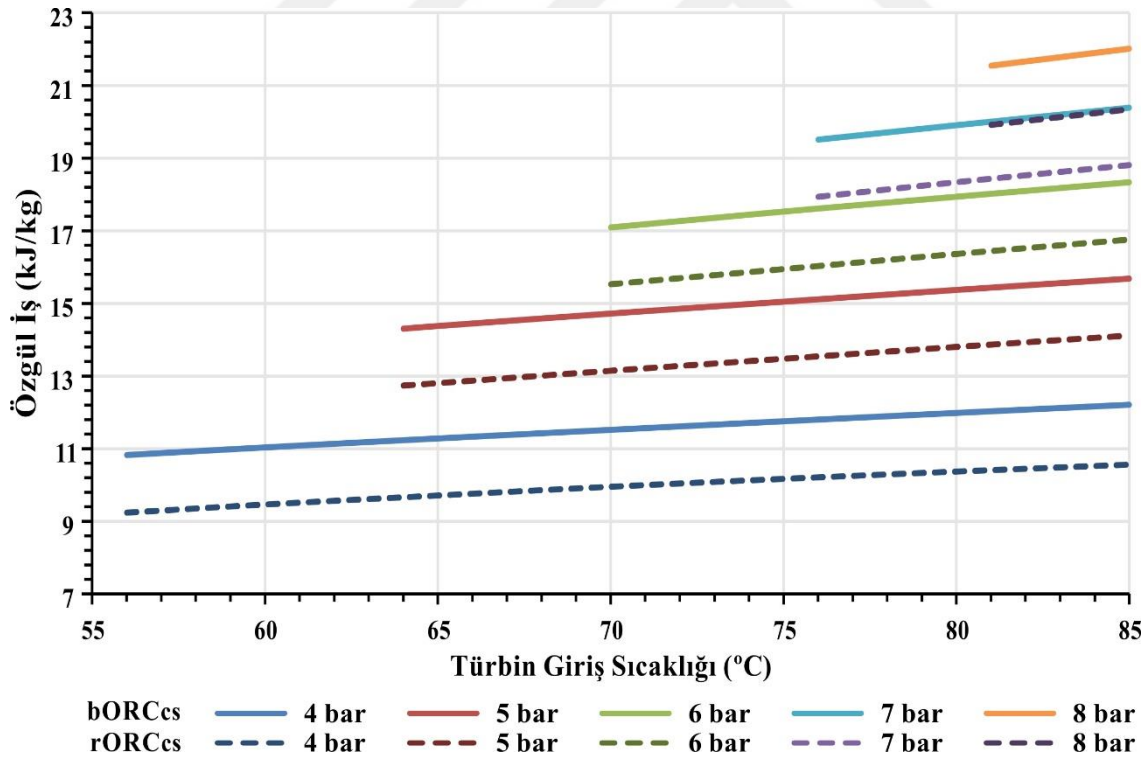
Kritik-altı çalışma şartlarında en iyi performans gösteren rORCcs çevrimi bileşenlerinin ekserji yıkımları detaylı olarak incelendiğinde minimum ekserji yıkımının 0,07 kW ile rejeneratörde, maksimum ekserji yıkımının 6,91 kW ile yoğuşturucuda meydana geldiği görülmektedir.

rORCcs çevrimi için yapılan parametrik optimizasyon neticesinde kritik altı çalışma şartlarında en iyi performansın 8 bar türbin giriş basıncında ve 85 °C türbin giriş sıcaklığında meydana geldiği görülmüştür. Bu çalışma parametrelerinde rORCcs çevriminin net güç üretimi, termal verimi ve ekserji verimi sırasıyla 31,14 kW, %9,14 ve %8,51 olarak hesaplanmıştır.

4.6 Rejeneratörün ceket soğutma suyu atık ısı için tasarlanan organik Rankine çevrimine etkileri

Bu çalışma kapsamında ısı-güç kombine motoru (CHP) ceket soğutma suyu (CS) atık ısısının organik Rankine çevrimi kullanılarak geri kazanımı çalışılmıştır. Bu kapsamda ceket soğutma suyu atık ısı için bORCcs ve rORCcs olmak üzere iki farklı ORC çevrimi tasarımı

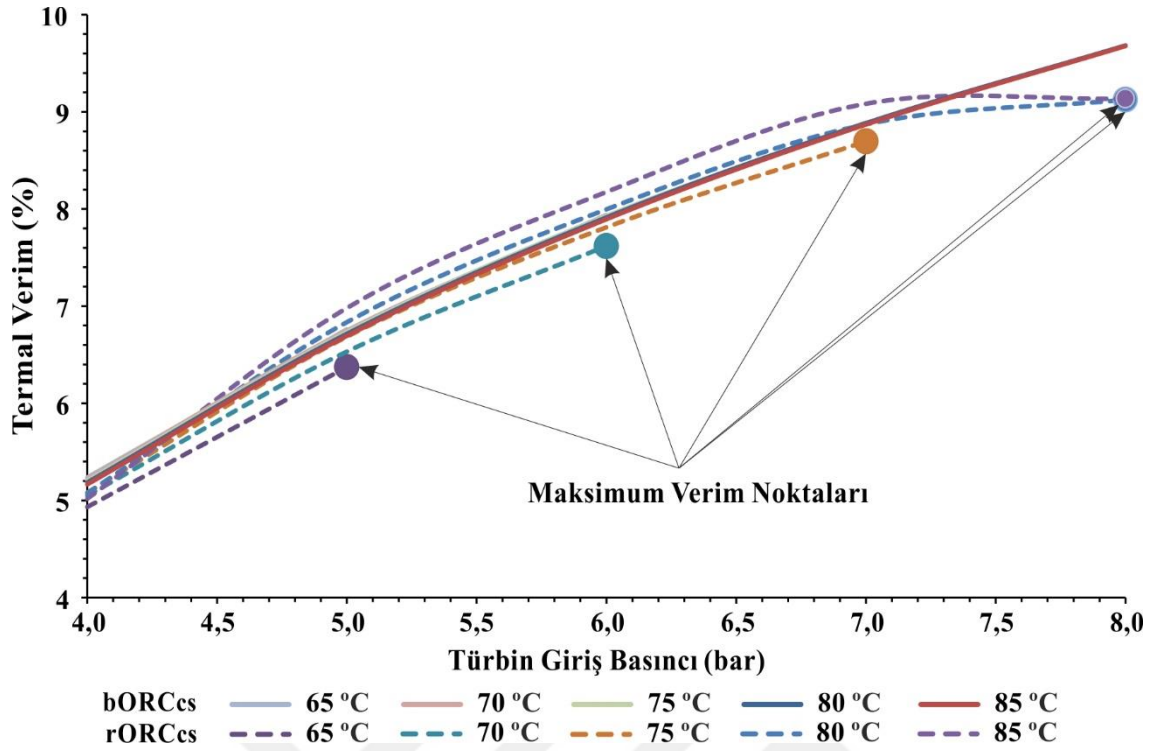
yapılmıştır. Yapılan tasarımlar farklı türbin giriş basıncı ve türbin giriş sıcaklığı için parametrik olarak optimize edilmiştir. Çalışma kapsamında yapılan parametrik optimizasyon ile sistemin en iyi performansa sahip olacağı türbin giriş basınç ve sıcaklığına karar vermenin yanı sıra rejeneratörün düşük sıcaklıklı CS atık ısısı geri kazanımına etkisi de çalışılmıştır. Böylece sistemde elde edilebilecek en iyi performansa karar verirken rejeneratöründe düşük sıcaklıklardaki atık ısı kaynakları üzerine etkileri belirlenmeye çalışılmıştır. Çünkü güç sistemlerinde performansın iyileştirilmesi için yapılan yüksek maliyetli ve köklü değişiklikler yerine bu sistemlere uygulanan küçük değişimler (rejeneratör kullanımı gibi) daha iyi sonuçlar verebilmektedir (Kemp ve diğerleri, 1998). Bu nedenle rejeneratörlü ve rejeneratörsüz olarak tasarlanan ORC çevrimlerinin her ikisi de aynı çalışma şartlarında optimize edilerek elde edilen veriler incelenmiştir. Parametrik optimizasyon çalışması boyunca tasarlanan ORC çevrimleri kullanılan atık ısı kaynağının düşük sıcaklıkta olmasından ötürü sadece kritik-altı çalışma şartlarında incelenmiştir.



Şekil 4.42. Kritik-altı çalışma şartlarında bORC_{CS} ve rORC_{CS} çevrimlerinin özgül iş değerlerinin karşılaştırılması

Rejeneratörün ORC performansı üzerine etkilerini net olarak görebilmek için parametrik optimizasyon çalışması boyunca tasarlanmış olan bORC_{CS} ve rORC_{CS} çevrimlerinin kritik-altı çalışma şartlarında birim iş akışkanı kütlesi için ürettikleri net güç miktarı (özellik iş) da hesaplanmıştır. Kritik-altı çalışma şartlarında bORC_{CS} ve rORC_{CS} çevrimlerinin özgül iş değerlerinin karşılaştırılması Şekil 4.42’de verilmektedir.

Şekil 4.26 ve Şekil 4.34’de rejeneratörlü ve rejeneratörsüz ORC_{CS} çevrimlerinin net güç değişimleri görülmektedir. Sabit türbin giriş basıncında bORC_{CS} çevriminin net güç üretimi artan türbin giriş sıcaklığı ile azalırken, rORC_{CS} çevriminin net güç üretimi sıcaklığın artışıyla artmaktadır. bORC_{CS} ve rORC_{CS} çevrimlerinin özgül iş üretimleri incelendiğinde ise sabit türbin giriş basıncında her iki çevriminde özgül iş üretiminin arttığı görülmektedir. Ayrıca, rejeneratörün kullanımı ile aynı şartlarda üretilen özgül iş miktarına azalmaktadır. Fakat Şekil 4.22’de kritik-altı çalışma şartlarında bORC_{egz} ve rORC_{egz} çevrimlerinin özgül iş üretimleri incelendiğinde, rejeneratörün özgül iş üretimine etki etmediği görülmektedir. Burada rejeneratörün CS atık ısı için tasarlanan ORC çevrimlerinde performansı azaltıcı etki göstermesinin temel nedeni atık ısı kaynağı sıcaklığının düşük olmasıdır. Düşük sıcaklıklardaki atık ısı kaynağından dolayı türbin çıkış sıcaklığı ile pompa çıkış sıcaklığı arasındaki fark azaldığından rejeneratör sistem performansını olumsuz etkilemektedir. Ayrıca, kullanılan rejeneratördeki minimum sıcaklık farkı -rejeneratöre giren ve çıkan akışkanların sıcaklıkları birbiri ile çakışmaması için- yüksek seçilmiştir. Buda rORC_{CS} çevriminin tüm basınç değerlerinde bORC_{CS} çevriminden daha düşük özgül iş üretmesinin bir diğer nedenidir. Rejeneratör kullanımı sadece özgül iş üretimini düşürmemiştir. Aynı zamanda rejeneratör kullanılan ORC çevriminde elde edilen net güç miktarı da rejeneratörsüz çevrime kıyasla daha düşüktür. Nitekim, bORC_{CS} çevriminde maksimum net güç üretimi 8 bar 81 °C’de 33 kW iken rORC_{CS} çevriminde maksimum net güç üretimi 8 bar 85 °C’de 31,14 kW’dır. Rejeneratörün ORC performansına etkisini net olarak gözlemleyebilmek için sabit türbin giriş sıcaklığında türbin giriş basıncına bağlı olarak termal verim grafiksel olarak incelenmiştir. Kritik-altı çalışma şartlarında bORC_{CS} ve rORC_{CS} çevrimlerinin termal verimlerinin karşılaştırılması Şekil 4.43’de verilmektedir.



Şekil 4.43. Kritik-altı çalışma şartlarında bORCCs ve rORCCs çevrimlerinin termal verimlerinin karşılaştırılması

Şekil 4.43'de de görüleceği üzere bORCCs çevriminin termal verimi sabit türbin giriş sıcaklığında, türbin giriş basıncının artması ile artarken; sabit türbin giriş basıncında sıcaklığın artmasının termal verime kayda değer bir etkisi yoktur. Fakat rejeneratör kullanıldığında sabit türbin giriş sıcaklık eğrileri arasındaki mesafenin açıldığı görülmektedir. rORCCs çevriminin de sabit türbin giriş sıcaklığında basıncın artması ile termal verim artmaktadır. Her ne kadar her iki sisteminde sabit türbin giriş sıcaklığında termal verim değişimleri benzer değişimler gösterse de yüksek türbin giriş basıncında rORCCs çevriminin termal veriminin azalma eğilimi gösterdiği görülmektedir. Tıpkı Şekil 4.42'de olduğu gibi Şekil 4.43'deki bu azalmanın da iki nedeni vardır. Bunlardan birincisi, CS sıcaklığının düşük olmasından dolayı türbin ve pompa çıkış sıcaklıkları birbirine yakınsamaktadır. Diğer nedeni de rejeneratörün çalışabilmesi için yüksek türbin basınçlarında minimum sıcaklık farkının daha yüksek seçilmesi ve dolayısı ile rejeneratör etkinliğinin azalmasıdır.

ORC çevrimleri rejeneratif ve basit (rejeneratif olmayan) olarak karşılaştırıldığında, rejeneratif ORC'lerin basit ORC'lere olan performans üstünlüğünü kanıtlayan birçok çalışma mevcuttur (Mago ve diğerleri, 2008; Mosaffa ve diğerleri, 2017; Reis ve Gallo 2018;

Javanshir ve diğeri, 2017). Fakat düşük sıcaklıklı CS atık ısı için yapılan bu çalışmada, rejeneratör kullanımının düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarında çevrim performansını düşürdüğü açıkça görülmektedir. Dolayısıyla ile atık ısı geri kazanımı için tasarlanacak olan ORC çevrimlerinde kullanılacak olan atık ısı kaynağının sıcaklığının dikkate alınması en iyi performansın elde edilmesi için kritik öneme sahiptir. Mevcut çalışmada ısı-güç kombine motoru ceket soğutma suyu atık ısının geri kazanımı için tasarlanan ORC çevrimlerinden elde edilen performans sonuçları incelendiğinde; maksimum net güç, termal verim ve ekserji veriminin bORC_{CS} çevriminde 8 bar 81 °C’de 33 kW, %9,68 ve %9,02 olarak hesaplanırken, rORC_{CS} çevriminde 8 bar 85 °C’de 31,14 kW, %9,14 ve %8,51 olarak hesaplanmıştır.

Sonuç olarak, düşük sıcaklıklardaki ısı kaynakları için maksimum sistem performansına ve minimum maliyete sahip bir ısı geri kazanım sisteminin tasarlanması bakımından bORC_{CS} çevriminin seçilmesinin daha doğru olacağı yapılan çalışmalar neticesinde açıkça görülmüştür.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Mevcut çalışma kapsamında Belçika bölgesinde bulunan ve evsel atıklardan biyogaz üreten bir tesisteki ısı-güç kombine motorunun (CHP) egzoz gazı ve ceket soğutma suyu (CS) atık ısılarının geri kazanımı için farklı organik Rankine çevrimi (ORC) tasarımları yapılmış ve bu tasarımlar aynı kabullerde farklı çalışma şartları için (kritik-altı ve kritik-üstü) parametrik olarak optimize edilerek maksimum sistem performansının elde edilebileceği ORC çevrimi elde edilmeye çalışılmıştır. Çalışma boyunca her bir tasarımın kütleli debisi, net güç üretimi, rejeneratörde transfer edilen ısı miktarı, toplam pompa güç tüketimi, termal verimi ve ekserji verimi hesaplanarak grafiksel olarak incelenmiştir. Parametrik optimizasyon neticesinde en iyi performansın elde edildiği çevrimin detaylı ekserji analizi yapılmıştır. Ayrıca rejeneratörün ORC performansı üzerine etkisini net olarak gözlemleyebilmek için rejeneratörlü ve rejeneratörsüz olarak tasarlanmış olan ORC çevrimlerinden elde edilen sonuçlar egzoz gazı ve ceket suyu için ayrı ayrı birleri ile kıyaslanmıştır.

Isı-güç kombine motorunun (CHP) 1,63 kg/s kütleli debide ve 450 °C sıcaklıktaki egzoz gazı atık ısısının geri kazanımı için $bORC_{egz}$ ve $rORC_{egz}$ olmak üzere iki farklı tasarım yapılmıştır. Kullanılan egzoz gazı yüksek sıcaklığa sahip olduğundan yapılan tasarımlar kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarının her ikisi içinde parametrik olarak optimize edilmiş ve sonuçlar birbirleri ile kıyaslanmıştır.

Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartları için parametrik optimizasyonu yapılan $bORC_{egz}$ çevriminde değişen türbin giriş sıcaklığı ve türbin giriş basıncı için yapılan hesaplamalar neticesinde;

- Kritik-altı $bORC_{egz}$ çevriminde Sabit türbin giriş basıncında artan sıcaklıkla net güç üretimi, termal ve ekserji verimlerinde üç farklı trend gözlemlenmiştir. 12 bar türbin giriş basıncına kadar görülen birinci trendde, net güç üretimi, termal ve ekserji verimleri sabit basınçta artan türbin giriş sıcaklığı ile azalmaktadır. 12 bar ile 24 bar türbin giriş basınçları arasında görülen üçüncü trendde ise sabit basınçta artan türbin giriş sıcaklığı ile net güç üretimi, termal ve ekserji verimleri önce artarken belirli bir noktadan sonra azalmaya başlamaktadır. 24 bar türbin giriş basıncının üzerinde görülen son trendde ise net güç üretimi, termal ve ekserji verimlerinin sabit türbin

giriş basıncında sıcaklığın artması ile sürekli olarak arttığı görülmektedir. Sonuçlardaki bu değişimin kütleli debi ve entalpideki doğrusal olmayan değişimlerden kaynaklandığı düşünülmektedir.

- Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartları için parametrik optimizasyon yapılan $bORC_{egz}$ çevriminde maksimum performans R245fa akışkanının maksimum sıcaklığına (166,85 °C) yakın bir noktada elde edilmiştir. Maksimum sıcaklığın üzerinde organik bazlı hidrokarbon akışkanların kimyasal yapılarının bozulmasından ötürü kritik-altı ve kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevriminde maksimum performansın 165 °C’de elde edildiği kabul edilmiştir.
- Sonuç olarak, kritik-altı $bORC_{egz}$ çevriminde maksimum net güç, termal verim ve ekserji verimi 36 bar 165 °C’de 81,77 kW, %15,98 ve %27,95 olarak hesaplanırken kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevriminde 38 bar 165 °C’de 81,97 kW, %16,02 ve %27,97 olarak hesaplanmıştır.
- En iyi performansın elde edildiği kritik-altı ve kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevrimi bileşenleri için detaylı ekserji analizleri de yapılmıştır. Bu analizler neticesinde kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarının her ikisi içinde $bORC_{egz}$ çevriminin buharlaştırıcı bileşeninde maksimum ekserji yıkımı hesaplanmıştır. Ayrıca kritik-altı ve kritik-üstü $bORC_{egz}$ çevrimlerinin ikisinde de minimum ve maksimum ekserji verimleri sırasıyla ön ısıtıcı ve türbinde hesaplanmıştır.

Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartları için parametrik optimizasyonu yapılan $rORC_{egz}$ çevriminde değişen türbin giriş sıcaklığı ve türbin giriş basıncı için yapılan hesaplamalar neticesinde;

- $rORC_{egz}$ çevrimi için kritik-altı çalışma şartlarında yapılan performans analizi sonucunda sabit türbin giriş basıncında artan sıcaklıkla birlikte net güç, termal verim ve ekserji veriminde artış gözlemlenmiştir. Öte yandan, değişen türbin giriş sıcaklığı ve basıncında, 20 bar türbin giriş basıncına kadar, net güç, termal verim ve ekserji veriminde sürekli bir artış görülmüştür. 20 bar ve 30 bar türbin giriş basıncı aralığında, sabit türbin giriş basıncında net güç, termal verim ve ekserji veriminin başlangıç sıcaklığında (doymuş buhar sıcaklığı) bir önceki sabit basınç çizgisinden daha düşük bir sonuç gösterdiği ve sonrasında artan türbin giriş sıcaklığı ile sonuçların hızla arttığı görülmüştür. Başlangıçta kötü olan bu sonuçların hızla toparlanarak artmasının temel nedeni hızla artan rejeneratör ısı değişimi miktarıdır.

30 bar ile 36 bar türbin giriş basıncı arasında ise net güç, termal verim ve ekserji verimi artan türbin giriş basıncı ile azalmaktadır. Bu basınç aralıklarındaki performans düşüşünün temel nedeni türbin giriş sıcaklığının ve doymuş buhar sıcaklığının yakınlığıdır.

- Kritik-üstü $rORC_{egz}$ çevriminde net güç, termal verim ve ekserji verimi sabit türbin giriş basıncında sıcaklıkla birlikte artmaktadır. Ancak, $rORC_{egz}$ çevriminin performansı sabit türbin giriş sıcaklığında artan basınçla birlikte azalmaktadır.
- Kritik-altı ve kritik üstü çalışma şartlarının her ikisi içinde maksimum performans R245fa akışkanının maksimum sıcaklığına (166,85 °C) yakın bir noktada elde edilmiştir. Bu nedenle organik iş akışkanının kimyasal yapısını korumak için en iyi performansın 165 °C türbin giriş basıncında elde edildiği kabul edilmiştir. Kritik-altı çalışma şartlarında $rORC_{egz}$ çevriminin maksimum net güç, termal verim ve ekserji verimi 30 bar 165 °C'de sırasıyla 95,13 kW, %18,58 ve %31,42 olarak hesaplanırken kritik-üstü $rORC_{egz}$ çevriminde 38 bar 165 °C'de sırasıyla 91,42 kW, %17,86 ve %30,57 olarak hesaplanmıştır.
- Kritik-altı ve kritik üstü $rORC_{egz}$ çevrimi bileşenleri için yapılan detaylı ekserji analizlerinde en yüksek ekserji yıkımının buharlaştırıcıda meydana geldiği görülmüştür. Kritik-altı çalışma şartlarında en düşük ve en yüksek ekserji verimleri sırasıyla yoğuşturucu ve Pompa (SS) bileşenlerindedir. Kritik-üstü çalışma şartlarında en düşük ekserji verimi önısıtıcıda iken en yüksek ekserji verimi rejeneratördedir.

Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında $bORC_{egz}$ ve $rORC_{egz}$ çevrimleri için yapılan analizler ve hesaplamalar bir arada incelendiğinde;

- Kritik-altı $rORC_{egz}$ çevriminin en iyi performansı gösterdiği görülmüştür. Bu nedenle, ısı-güç kombine motorunun yüksek sıcaklıklı egzoz gazının atık ısısının geri kazanımında; kritik-altı $rORC_{egz}$ çevrimi kullanarak, basit ORC çevrimlerinin (düşük performans) ve kritik-üstü çalışma şartlarını (güvenlik ve maliyet) kullanımının dezavantajları ortadan kaldırılırken, sistem performansı da iyileştirilebilir.
- Sistem performansındaki olumlu sonuçlara rağmen, ORC çevrimlerinde rejeneratörün kullanımı, özellikle kritik-üstü koşullarda çalışma basıncı ve sıcaklık aralıkları üzerinde kısıtlayıcı etkiler göstermektedir. Sabit basınçta, $rORC_{egz}$ çevriminin türbin giriş sıcaklığı aralığı, $bORC_{egz}$ çevriminden daha dardır. Dahası,

$bORC_{egz}$ çevriminden farklı olarak, $rORC_{egz}$ çevriminin çalışabileceği üst basınç değeri de sınırlıdır. $bORC_{egz}$ çevrimi, 46 bar türbin giriş basıncında 155 °C ile 166 °C arasında bir sıcaklıkta çalışabilirken, $rORC_{egz}$ çevrimi -maksimum sıcaklık sınırlaması ve rejeneratörün etkisi nedeniyle- 46 bar türbin giriş basıncında çalışmamaktadır. $rORC_{egz}$ çevrimi maksimum 44 bar türbin giriş basıncına kadar çalıştırılabilmektedir ki bu basınç değerinde de sadece 166 °C türbin giriş sıcaklığına çıkıldığında çalışabilmektedir. Rejeneratörün kısıtlayıcı etkisine rağmen, $rORC_{egz}$ çevrimleri, hem kritik-altı hem de kritik-üstü çalışma koşulları için $bORC_{egz}$ çevriminden daha iyi performans sonuçları göstermiştir.

- Şekil 4.22 ve Şekil 4.23’de verilen özgül iş değişim grafiklerinden anlaşıldığı üzere, kritik-altı ve kritik-üstü çalışma koşullarında $bORC_{egz}$ ve $rORC_{egz}$ çevrimlerinin her ikisinde de rejeneratörün özgül iş üzerinde neredeyse hiç etkisi olmadığı görülmüştür. Dolayısı ile sistemden elde edilen net gücün artmasının özgül işin artmasından kaynaklanmadığı görülmektedir. Net güçteki artışın temel nedeni rejeneratör kullanımı ile yoğuşturucudan soğutma suyuna atılacak olan atık ısının bir kısmının geri kazanılması ve dolayısı ile sistemdeki çevrim akışkanının kütlelel debisinin artmasıdır.
- Şekil 4.24’de görüldüğü gibi, termal verim belirli basınçlarda maksimum değere ulaşırken, termal verimdeki artış sabit sıcaklıktaki basınç artışı ile devam etmektedir. Termal verimin en yüksek olduğu maksimum noktadan sonra, basınçtaki artış termal verimin azalmasına neden olmuştur. Bu nedenle, rejeneratör kullanımında, sıcaklığa bağlı olarak maksimum verimin elde edildiği türbin giriş basınçlarının belirlenmesi kritik öneme sahiptir.
- $bORC_{egz}$ ve $rORC_{egz}$ çevrimlerinin her ikisinde de en yüksek ekserji yıkımı buharlaştırıcı bileşeninde görülmüştür.

Isı-güç kombine motorunun (CHP) 12,5 kg/s kütlelel debide ve 86 °C sıcaklıktaki ceket soğutma suyu atık ısısının geri kazanımı için $bORC_{CS}$ ve $rORC_{CS}$ olmak üzere iki farklı tasarım yapılmıştır. Kullanılan ceket soğutma suyu düşük sıcaklığa sahip olduğundan yapılan tasarımlar sadece kritik-altı çalışma şartlarında parametrik olarak optimize edilmiş ve sonuçlar birbirleri ile kıyaslanmıştır.

Kritik-altı çalışma şartları için parametrik optimizasyon yapılan $bORC_{CS}$ çevriminde değişen türbin giriş sıcaklığı ve türbin giriş basıncı için yapılan hesaplamalar neticesinde;

- bORC_{egz} çevriminde düşük türbin giriş basıncı için (4 bar ile 8 bar arası) elde edilen ilk trendde, tıpkı bORC_{CS} çevriminden elde edilen sonuçlarda olduğu gibi, düşük türbin giriş basıncında sistem performansının artan türbin giriş sıcaklığı ile azaldığı görülmüştür. Bu nedenle, düşük türbin giriş basınçlarında, çalışan sistemlerde ısı kaynağı ne olursa olsun sabit sıcaklıkta türbin giriş basıncının artmasının sistem performansını arttırdığı fakat sabit basınçta türbin giriş sıcaklığının artmasının sistem performansını azalttığı açıkça görülmektedir.
- bORC_{CS} çevriminin kritik-altı çalışma şartlarında parametrik optimizasyonu neticesinde maksimum net güç, termal verim ve ekserji veriminin 8 bar ve 81 °C’de meydana geldiği görülmektedir. Bu türbin giriş basıncı ve sıcaklığında net güç, termal verim ve ekserji verimi sırasıyla 33 kW, %9,683 ve %9,02 olarak hesaplanmıştır.
- En iyi performansın elde edildiği şartlarda kritik-altı çalışma şartlarında çalıştırılan bORC_{CS} çevrimi bileşenlerinde en düşük ekserji giriş ve çıkışı Pompa (bORC_{CS}) bileşeninde görülmektedir. En yüksek ekserji girişi ve çıkışı ise kızdırıcı bileşenindedir. Minimum ekserji verimi kızdırıcıda ve maksimum ekserji verimi buharlaştırıcıda hesaplanırken, minimum ekserji yıkımı kızdırıcı bileşeninde maksimum ekserji yıkımı ise önısıtıcıda hesaplanmıştır.

Kritik-altı çalışma şartları için parametrik optimizasyonu yapılan rORC_{CS} çevriminde değişen türbin giriş sıcaklığı ve türbin giriş basıncı için yapılan hesaplamalar neticesinde;

- Tüm bu tasarım parametreleri ve sistem sınırlandırmaları bir arada irdelendiğinde sabit türbin giriş basıncında türbin giriş sıcaklığının artması ile net güç üretiminde, rejeneratör ısı değişiminde, buharlaştırıcı ekserji girişinde, termal verimde ve ekserji veriminde artış görülmektedir. Öte yandan sabit türbin giriş basıncında sıcaklığın artmasıyla kütleli debi ve toplam pompa güç tüketimi azalmaktadır. Fakat 4 bar türbin giriş basıncında sıcaklığın artması ile iki farklı trend görülmektedir. 4 bar türbin giriş basıncında sıcaklık arttırıldığında kütleli debi, net güç üretimi, rejeneratör ısı değişimi, buharlaştırıcıdan giren toplam ekserji miktarı, termal verim ve ekserji verimi belirli bir sıcaklığa kadar artarken sonrasında azalmaktadır. Fakat 4 bar türbin giriş basıncında toplam pompa güç tüketimi lineer bir değişim göstermekte ve sıcaklığın artması ile sürekli olarak azalmaktadır. Türbin giriş sıcaklığı sabit tutulduğunda artan türbin giriş basıncı ile net güç üretimi, toplam

pompa güç tüketimi, termal verim ve ekserji verimi artarken kütleli debi, rejeneratör ısı değişimi ve buharlaştırıcı ekserji girişi azalmaktadır.

- rORC_{CS} çevriminin parametrik optimizasyonu neticesinde maksimum net güç üretimi, termal verim ve ekserji verimi 8 bar türbin giriş basıncında ve 85 °C türbin giriş sıcaklığında görülmüştür. Bu sıcaklık ve basınç değerlerinde maksimum net güç üretimi, termal verim ve ekserji verimi sırasıyla 31,14 kW, %9,14 ve %8,51 olarak hesaplanmıştır.
- Maksimum ekserji girişi ve çıkışı kızdırıcı bileşeninde hesaplanırken minimum ekserji girişi ve çıkışı Pompa (rORC_{CS}) bileşeninde hesaplanmıştır. Bileşenlerin ekserji verimi incelendiğinde maksimum ekserji verimi buharlaştırıcıda, minimum ekserji verimi rejeneratörde hesaplanmıştır. Minimum ekserji yıkımı rejeneratörde, maksimum ekserji yıkımı yoğunlaştırıcıda meydana gelmiştir.

Kritik-altı ve kritik-üstü çalışma şartlarında bORC_{CS} ve rORC_{CS} çevrimleri için yapılan analizler ve hesaplamalar bir arada incelendiğinde;

- Isı kaynağı olarak kullanılan CS'nun ORC çevrimine giriş ve çıkış sıcaklıkları sabit ve sırasıyla 86 °C ve 79,505 °C olarak kabul edilmiştir. Düşük sıcaklıklardaki ısı kaynaklarından güç üretimi için en iyi alternatiflerden birisi olan ORC çevriminde iş akışkanı olarak R245fa kullanılmıştır. Parametrik optimizasyon boyunca minimum türbin giriş sıcaklığı R245fa'nın seçilen türbin giriş basıncındaki doymuş buhar sıcaklığı olarak kabul edilmiştir. Maksimum sıcaklığı ise CS giriş sıcaklığının 1 °C altı olarak belirlenmiştir. Bu durumda tasarlanmış olan bORC_{CS} çevrimi kritik-üstü çalışma şartlarında çalışmamaktadır. Çünkü kritik-üstü çalışma şartlarında türbin giriş basıncı kritik basıncın (36,51 bar) üzerindedir. Kritik-basınçta doymuş buhar sıcaklığı yaklaşık 154 °C'dir. CS sıcaklığı bu sıcaklıktan düşük olduğu için iş akışkanını bu sıcaklıklara kadar ısıtması mümkün değildir.
- Şekil 4.26 ve Şekil 4.34'de rejeneratörlü ve rejeneratörsüz ORC_{CS} çevrimlerinin net güç değişimleri görülmektedir. Sabit türbin giriş basıncında bORC_{CS} çevriminin net güç üretimi artan türbin giriş sıcaklığı ile azalırken, rORC_{CS} çevriminin net güç üretimi sıcaklığın artışıyla artmaktadır. bORC_{CS} ve rORC_{CS} çevrimlerinin özgül iş üretimleri incelendiğinde ise sabit türbin giriş basıncında her iki çevriminde özgül iş üretiminin arttığı görülmektedir. Ayrıca, rejeneratörün kullanımı ile aynı şartlarda üretilen özgül iş miktarı azalmaktadır. Fakat Şekil 4.22'de kritik-altı çalışma

şartlarında $bORC_{egz}$ ve $rORC_{egz}$ çevrimlerinin özgül iş üretimleri incelendiğinde, rejeneratörün özgül iş üretimine etki etmediği görülmektedir. Burada rejeneratörün CS atık ısı için tasarlanan ORC çevrimlerinde performansı azaltıcı etki göstermesinin temel nedeni atık ısı kaynağı sıcaklığının düşük olmasıdır. Düşük sıcaklıklardaki atık ısı kaynağından dolayı türbin çıkış sıcaklığı ile pompa çıkış sıcaklığı arasındaki fark azaldığından rejeneratör sistem performansını olumsuz etkilemektedir. Ayrıca, rejeneratöre giren ve çıkan akışkanların sıcaklıklarının birbiri ile çakışmasını önlemek için, kullanılan rejeneratördeki minimum sıcaklık farkı yüksek seçilmiştir. Buda $rORC_{CS}$ çevriminin tüm basınç değerlerinde $bORC_{CS}$ çevriminden daha düşük özgül iş üretmesinin bir diğer nedenidir.

- Şekil 4.43’de de görüleceği üzere $bORC_{CS}$ çevriminin termal verimi sabit türbin giriş sıcaklığında, türbin giriş basıncının artması ile artarken; sabit türbin giriş basıncında sıcaklığın artmasının termal verime kayda değer bir etkisi yoktur. Fakat rejeneratör kullanıldığında sabit türbin giriş sıcaklık eğrileri arasındaki mesafenin açıldığı görülmektedir. $rORC_{CS}$ çevriminin de sabit türbin giriş sıcaklığında basıncın artması ile termal verimi artmaktadır. Her ne kadar her iki sisteminde sabit türbin giriş sıcaklığında termal verim değişimleri benzer değişimler gösterse de yüksek türbin giriş basıncında $rORC_{CS}$ çevriminin termal veriminin azalma eğilimi gösterdiği görülmektedir. Tıpkı Şekil 4.42’de olduğu gibi Şekil 4.43’deki bu azalmanın da iki nedeni vardır. Bunlardan birincisi, CS sıcaklığı düşük olduğundan dolayı türbin ve pompa çıkış sıcaklıkları birbirine yakınsamaktadır. Diğer nedeni de rejeneratörün çalışabilmesi için yüksek türbin basınçlarında minimum sıcaklık farkının daha yüksek seçilmesi ve dolayısı ile rejeneratör etkinliğinin azalmasıdır.
- ORC çevrimleri rejeneratif ve basit (rejeneratif olmayan) olarak karşılaştırıldığında, rejeneratif ORC çevrimleri basit ORC çevrimlerine olan performans üstünlüğünü kanıtlayan birçok çalışma mevcuttur. Fakat düşük sıcaklıklı CS atık ısı için yapılan bu çalışmada, rejeneratör kullanımının düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarında çevrim performansını düşürdüğü açıkça görülmektedir. Dolayısı ile atık ısı geri kazanımı için tasarlanacak olan ORC çevrimlerinde kullanılacak olan atık ısı kaynağının sıcaklığının dikkate alınması en iyi performansın elde edilmesi için kritik öneme sahiptir.
- Mevcut çalışmada ısı-güç kombine motoru ceket soğutma suyu atık ısının geri kazanımı için tasarlanan ORC çevrimlerinden elde edilen performans sonuçları incelendiğinde; maksimum net güç, termal verim ve ekserji veriminin $bORC_{CS}$

çevriminde 8 bar 81 °C'de 33 kW, %9,68 ve %9,02 olarak hesaplanırken, rORC_{CS} çevriminde 8 bar 85 °C'de 31,14 kW, %9,14 ve %8,51 olarak hesaplanmıştır.

Sonuç olarak; güvenlik, çevrim performansı ve yatırım maliyeti birlikte değerlendirildiğinde, yüksek sıcaklıklı egzoz gazı atık ısısının ve düşük sıcaklıklı ceket soğutma suyu atık ısısının geri kazanılması için optimum ORC çevrimi tasarımına karar vermek için yapılmış olan bu çalışmada; yüksek sıcaklıklı egzoz gazı atık ısısının geri kazanımı için kritik-altı rORC_{egz} çevriminin kritik-altı bORC_{egz}, kritik-üstü bORC_{egz} ve kritik-üstü rORC_{egz} çevrimlerinden daha iyi performans gösterdiği görülmüştür. Düşük sıcaklıklı ceket soğutma suyu atık ısısı için ise bORC_{CS} çevriminin seçilmesinin rORC_{CS} çevriminden daha iyi sonuçlar vereceği görülmüştür.

KAYNAKLAR

- Abam, F. I., Ekwe, E. B., Effiom, S. O., Ndukwu, M. C. (2018). A comparative performance analysis and thermo-sustainability indicators of modified low-heat organic Rankine cycles (ORCs): An exergy-based procedure. *Energy Reports*, 4, 110-118.
- Abedin, M. J., Masjuki, H. H., Kalam, M. A., Sanjid, A., Rahman, S. A., Masum, B. M. (2013). Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 26, 20-33.
- Abusoglu, A., Kanoglu, M. (2009). Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 2—Application. *Applied Thermal Engineering*, 2(29), 242-249.
- Abuşoğlu, A., Özahi, E., Kutlar, A. İ., Demir, S. (2017). Exergy analyses of green hydrogen production methods from biogas-based electricity and sewage sludge. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(16), 10986-10996.
- Akgul, D., Cella, M. A., Eskicioglu, C. (2017). Influences of low-energy input microwave and ultrasonic pretreatments on single-stage and temperature-phased anaerobic digestion (TPAD) of municipal wastewater sludge. *Energy*, 123, 271-282.
- Akobi, C., Hafez, H., Nakhla, G. (2016). The impact of furfural concentrations and substrate-to-biomass ratios on biological hydrogen production from synthetic lignocellulosic hydrolysate using mesophilic anaerobic digester sludge. *Bioresource technology*, 221, 598-606.
- Algieri, A., Morrone, P. (2012). Comparative energetic analysis of high-temperature subcritical and transcritical Organic Rankine Cycle (ORC). A biomass application in the Sibari district. *Applied Thermal Engineering*, 36, 236-244.
- Al-Sulaiman, F. A., Dincer, I., Hamdullahpur, F. (2010). Exergy analysis of an integrated solid oxide fuel cell and organic Rankine cycle for cooling, heating and power production. *Journal of power sources*, 195(8), 2346-2354.
- Al-Sulaiman, F. A., Dincer, I., Hamdullahpur, F. (2013). Thermoeconomic optimization of three trigeneration systems using organic Rankine cycles: Part I—Formulations. *Energy Conversion and Management*, 69, 199-208.
- Ameri, M., Mokhtari, H. (2017). Simulation of a New Hybrid Solar and Organic Cycle as a Combined Cooling, Heat and Power (CCHP) Unit in Off Design Condition. *Environmental Energy and Economic Research*, 1(2), 183-194.
- Anvari, S., Jafarmadar, S., Khalilarya, S. (2016). Proposal of a combined heat and power plant hybridized with regeneration organic Rankine cycle: Energy-Exergy evaluation. *Energy conversion and management*, 122, 357-365.
- Ayachi, F., Ksayer, E. B., Zoughaib, A., Neveu, P. (2014). ORC optimization for medium grade heat recovery. *Energy*, 68, 47-56.

- Barati, M. R., Aghbashlo, M., Ghanavati, H., Tabatabaei, M., Sharifi, M., Javadirad, G., ... Soufiyan, M. M. (2017). Comprehensive exergy analysis of a gas engine-equipped anaerobic digestion plant producing electricity and biofertilizer from organic fraction of municipal solid waste. *Energy Conversion and Management*, 151, 753-763.
- Barbir, F. (2005). PEM electrolysis for production of hydrogen from renewable energy sources. *Solar energy*, 78(5), 661-669.
- Barzegaravval, H., Hosseini, S. E., Wahid, M. A., Saat, A. (2018). Effects of fuel composition on the economic performance of biogas-based power generation systems. *Applied Thermal Engineering*, 128, 1543-1554.
- Bedoya, I. D., Saxena, S., Cadavid, F. J., Dibble, R. W., Wissink, M. (2012). Experimental evaluation of strategies to increase the operating range of a biogas-fueled HCCI engine for power generation. *Applied energy*, 97, 618-629.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M. (1996). *Thermal design and optimization*, John Wiley, New York, 1996.
- Benato, A., Macor, A. (2017). Biogas engine waste heat recovery using organic Rankine cycle. *Energies*, 10(3), 327.
- Bilgiç, H. H., Yağlı, H., Koç, A., Yapıcı, A. (2016). Deneysel bir organik rankine çevriminde yapay sinir ağları (ysa) yardımıyla güç tahmini. *Selçuk University Journal of Engineering, Science & Technology/Selçuk Üniversitesi Mühendislik, Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 4(1).
- Braimakis, K., Karellas, S. (2018). Energetic optimization of regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) configurations. *Energy Conversion and Management*, 159, 353-370.
- Braimakis, K., Preißinger, M., Brüggemann, D., Karellas, S., Panopoulos, K. (2015). Low grade waste heat recovery with subcritical and supercritical Organic Rankine Cycle based on natural refrigerants and their binary mixtures. *Energy*, 88, 80-92.
- Budzianowski, W. M. (2012). Sustainable biogas energy in Poland: Prospects and challenges. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(1), 342-349.
- Calm, J. M., Hourahan, G. C. (2001). Refrigerant data summary. *Engineered Systems*, 18(11), 74-88.
- Cengel, Y. A., Boles, M. A. (2008). *Thermodynamics: an engineering approach*, McGraw-Hill Inc., 6th. Ed., New York, 2008.
- Chen, H., Goswami, D. Y., Rahman, M. M., Stefanakos, E. K. (2011). A supercritical Rankine cycle using zeotropic mixture working fluids for the conversion of low-grade heat into power. *Energy*, 36(1), 549-555.
- Chen, H., Goswami, D. Y., Stefanakos, E. K. (2010). A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renewable and sustainable*

energy reviews, 14(9), 3059-3067.

- Chen, Q., Xu, J., Chen, H. (2012). A new design method for Organic Rankine Cycles with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source. *Applied Energy*, 98, 562-573.
- Chintala, V., Kumar, S., Pandey, J. K. (2018). A technical review on waste heat recovery from compression ignition engines using organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 493-509.
- Chintala, V., Subramanian, K. A. (2014). Assessment of maximum available work of a hydrogen fueled compression ignition engine using exergy analysis. *Energy*, 67, 162-175
- Clancy, J. M., Gaffney, F., Deane, J. P., Curtis, J., Gallachóir, B. Ó. (2015). Fossil fuel and CO₂ emissions savings on a high renewable electricity system—A single year case study for Ireland. *Energy Policy*, 83, 151-164.
- Demirbas, A. (2005). Potential applications of renewable energy sources, biomass combustion problems in boiler power systems and combustion related environmental issues. *Progress in energy and combustion science*, 31(2), 171-192.
- Dincer, I. Rosen, M. A. (2013). *Exergy: energy, environment and sustainable development*. Elsevier, 2nd. Ed., 2013.
- Dong, B., Xu, G., Luo, X., Zhuang, L., Quan, Y. (2017). Analysis of the supercritical organic Rankine cycle and the radial turbine design for high temperature applications. *Applied Thermal Engineering*, 123, 1523-1530.
- Dragomir-Stanciu, D. (2018). Improving the energy efficiency of a internal combustion engine cogeneration system using ORC as bottoming cycle. *Procedia Manufacturing*, 22, 691-694.
- Dumont, O., Dickes, R., De Rosa, M., Douglas, R., Lemort, V. (2018). Technical and economic optimization of subcritical, wet expansion and transcritical Organic Rankine Cycle (ORC) systems coupled with a biogas power plant. *Energy Conversion and Management*, 157, 294-306.
- EBSILON®Professional Handbuch, Evonik Energy Services GmbH, 2012.
- Feng, Y., Zhang, Y., Li, B., Yang, J., Shi, Y. (2015). Comparison between regenerative organic Rankine cycle (RORC) and basic organic Rankine cycle (BORC) based on thermoeconomic multi-objective optimization considering exergy efficiency and levelized energy cost (LEC). *Energy Conversion and Management*, 96, 58-71.
- Fernández, F. J., Prieto, M. M., Suárez, I. (2011). Thermodynamic analysis of high-temperature regenerative organic Rankine cycles using siloxanes as working fluids. *Energy*, 36(8), 5239-5249.
- Fiaschi, D., Innocenti, G., Manfrida, G., Maraschiello, F. (2016). Design of micro radial

- turboexpanders for ORC power cycles: From 0D to 3D. *Applied Thermal Engineering*, 99, 402-410.
- Fiaschi, D., Manfrida, G., Rogai, E., Talluri, L. (2017). Exergoeconomic analysis and comparison between ORC and Kalina cycles to exploit low and medium-high temperature heat from two different geothermal sites. *Energy Conversion and Management*, 154, 503-516.
- Galindo, J., Ruiz, S., Dolz, V., Royo-Pascual, L., Haller, R., Nicolas, B., Glavatskaya, Y. (2015). Experimental and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of gasoline engine using swash-plate expander. *Energy Conversion and Management*, 103, 519-532.
- Geels, F. W. (2014). Regime resistance against low-carbon transitions: Introducing politics and power into the multi-level perspective. *Theory, Culture & Society*, 31(5), 21-40.
- Glover, S., Douglas, R., De Rosa, M., Zhang, X., Glover, L. (2015). Simulation of a multiple heat source supercritical ORC (Organic Rankine Cycle) for vehicle waste heat recovery. *Energy*, 93, 1568-1580.
- Gu, Z., Sato, H. (2001). Optimization of cyclic parameters of a supercritical cycle for geothermal power generation. *Energy Conversion and Management*, 42(12), 1409-1416.
- Habibi, H., Chitsaz, A., Javaherdeh, K., Zoghi, M., Ayazpour, M. (2018). Thermo-economic analysis and optimization of a solar-driven ammonia-water regenerative Rankine cycle and LNG cold energy. *Energy*, 149, 147-160.
- Hakawati, R., Smyth, B. M., McCullough, G., De Rosa, F., Rooney, D. (2017). What is the most energy efficient route for biogas utilization: Heat, electricity or transport?. *Applied Energy*, 206, 1076-1087.
- Hettiarachchi, H. M., Golubovic, M., Worek, W. M., Ikegami, Y. (2007). Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources. *Energy*, 32(9), 1698-1706.
- Hung, T. C., Wang, S. K., Kuo, C. H., Pei, B. S., Tsai, K. F. (2010). A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources. *Energy*, 35(3), 1403-1411.
- International Energy Agency (IEA): World Energy Outlook 2012 Factsheet. *Cipec*. URL: <http://www.worldenergyoutlook.org/mediawebsite2012factsheets.pdf>, Son Erişim Tarihi: 07.11.2015.
- Itodo, I. N., Agyo, G. E., Yusuf, P. (2017). Performance evaluation of a biogas stove for cooking in Nigeria. *Journal of Energy in Southern Africa*, 18(4), 14-18.
- Javanshir, A., Sarunac, N., Razzaghpanah, Z. (2017). Thermodynamic Analysis of ORC and Its Application for Waste Heat Recovery. *Sustainability*, 9(11), 1974.

- Kemp, R., Schot, J., Hoogma, R. (1998). Regime shifts to sustainability through processes of niche formation: the approach of strategic niche management. *Technology analysis & strategic management*, 10(2), 175-198.
- Kim, D. K., Lee, J. S., Kim, J., Kim, M. S., Kim, M. S. (2017a). Parametric study and performance evaluation of an organic Rankine cycle (ORC) system using low-grade heat at temperatures below 80° C. *Applied energy*, 189, 55-65.
- Kim, S., Sung, T., Kim, K. C. (2017b). Thermodynamic Performance Analysis of a Biogas-Fuelled Micro-Gas Turbine with a Bottoming Organic Rankine Cycle for Sewage Sludge and Food Waste Treatment Plants. *Energies*, 10(3), 275
- Klein, S. A. (2007). *Engineering Equation Solver (EES)*, Academic Professional Version.
- Koroneos, C., Spachos, T., Moussiopoulos, N. (2003). Exergy analysis of renewable energy sources. *Renewable energy*, 28(2), 295-310.
- Kotas, T. J. (2013). *The exergy method of thermal plant analysis*. Elsevier.
- Kölsch, B., Radulovic, J. (2015). Utilisation of diesel engine waste heat by Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, 78, 437-448.
- Kuyumcu, M. E., Tutumlu, H., Yumrutaş, R. (2016). Performance of a swimming pool heating system by utilizing waste energy rejected from an ice rink with an energy storage tank. *Energy Conversion and Management*, 121, 349-357.
- Lakew, A. A., Bolland, O. (2010). Working fluids for low-temperature heat source. *Applied Thermal Engineering*, 30(10), 1262-1268.
- Latz, G., Andersson, S., Munch, K. (2012). Comparison of working fluids in both subcritical and supercritical Rankine cycles for waste-heat recovery systems in heavy-duty vehicles (No. 2012-01-1200). *SAE Technical Paper*.
- Liu, W. H., Hashim, H., Lim, J. S., Ho, C. S., Klemeš, J. J., Zamhuri, M. I., Ho, W. S. (2018). Techno-economic assessment of different cooling systems for office buildings in tropical large city considering on-site biogas utilization. *Journal of Cleaner Production*, 184, 774-787.
- Lund, H. (2018). Renewable Heating Strategies and their Consequences for Storage and Grid Infrastructures Comparing a Smart Grid to a Smart Energy Systems Approach. *Energy*.
- Madeira, J. G. F., Boloy, R. A. M., Delgado, A. R. S., Lima, F. R., Coutinho, E. R., de Castro Pereira Filho, R. (2017). Ecological analysis of hydrogen production via biogas steam reforming from cassava flour processing wastewater. *Journal of cleaner production*, 162, 709-716.
- Mago, P. J., Chamra, L. M., Srinivasan, K., Somayaji, C. (2008). An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. *Applied thermal engineering*, 28(8-9), 998-1007.

- Manfrida, G., Secchi, R., Stańczyk, K. (2016). Modelling and simulation of phase change material latent heat storages applied to a solar-powered Organic Rankine Cycle. *Applied energy*, 179, 378-388.
- Mathiesen, B. V., Lund, H., Connolly, D., Wenzel, H., Østergaard, P. A., Möller, B., ... Hvelplund, F. K. (2015). Smart Energy Systems for coherent 100% renewable energy and transport solutions. *Applied Energy*, 145, 139-154.
- Mert, I., Karakuş, C. (2015). A statistical analysis of wind speed data using Burr, generalized gamma, and Weibull distributions in Antakya, Turkey. *Turkish Journal of Electrical Engineering & Computer Sciences*, 23(6), 1571-1586.
- Mert, İ., Karakuş, C., Üneş, F. (2016). Estimating the energy production of the wind turbine using artificial neural network. *Neural Computing and Applications*, 27(5), 1231-1244.
- Mosaffa, A. H., Mokarram, N. H., Farshi, L. G. (2017). Thermo-economic analysis of combined different ORCs geothermal power plants and LNG cold energy. *Geothermics*, 65, 113-125.
- NIST. Reference fluid thermodynamic and transport properties (REFPROP). Version 9.0.
- Oyewunmi, O. A., Ferré-Serres, S., Lecompte, S., van den Broek, M., De Paepe, M., Markides, C. N. (2017). An assessment of subcritical and trans-critical organic Rankine cycles for waste-heat recovery. *Energy Procedia*, 105, 1870-1876.
- Pandiyarajan, V., Pandian, M. C., Malan, E., Velraj, R., Seeniraj, R. V. (2011). Experimental investigation on heat recovery from diesel engine exhaust using finned shell and tube heat exchanger and thermal storage system. *Applied Energy*, 88(1), 77-87.
- Pang, K. C., Chen, S. C., Hung, T. C., Feng, Y. Q., Yang, S. C., Wong, K. W., Lin, J. R. (2017). Experimental study on organic Rankine cycle utilizing R245fa, R123 and their mixtures to investigate the maximum power generation from low-grade heat. *Energy*, 133, 636-651.
- Peris, B., Navarro-Esbrí, J., Molés, F. (2013). Bottoming organic Rankine cycle configurations to increase Internal Combustion Engines power output from cooling water waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 364-371.
- Preißinger, M., Schatz, S., Vogl, A., König-Haagen, A., Brüggemann, D. (2016). Thermo-economic analysis of configuration methods for modular Organic Rankine Cycle units in low-temperature applications. *Energy Conversion and Management*, 127, 25-34.
- Qiu, G., Shao, Y., Li, J., Liu, H., Riffat, S. B. (2012). Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications. *Fuel*, 96, 374-382.
- Quoilin, S. (2007). *Experimental study and modeling of a low temperature Rankine cycle for small scale cogeneration*. Doctoral dissertation, Université de Liège, Belgium.

- Reis, M. M. L., Gallo, W. L. (2018). Study of waste heat recovery potential and optimization of the power production by an organic Rankine cycle in an FPSO unit. *Energy Conversion and Management*, 157, 409-422.
- Rosen, M. A., Dincer, I. (2001). Exergy as the confluence of energy, environment and sustainable development. *Exergy, an International journal*, 1(1), 3-13.
- Rosen, M. A., Dincer, I., Kanoglu, M. (2008). Role of exergy in increasing efficiency and sustainability and reducing environmental impact. *Energy policy*, 36(1), 128-137.
- Saidur, R., BoroumandJazi, G., Mekhilef, S., Mohammed, H. A. (2012). A review on exergy analysis of biomass based fuels. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(2), 1217-1222.
- Satanphol, K., Pridasawas, W., Suphanit, B. (2017). A study on optimal composition of zeotropic working fluid in an Organic Rankine Cycle (ORC) for low grade heat recovery. *Energy*, 123, 326-339.
- Schuster, A., Karellas, S., Aumann, R. (2010). Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles. *Energy*, 35(2), 1033-1039.
- Shengjun, Z., Huaixin, W., Tao, G. (2011). Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle (ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation. *Applied energy*, 88(8), 2740-2754.
- Srinivasan, K. K., Mago, P. J., Krishnan, S. R. (2010). Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle. *Energy*, 35(6), 2387-2399.
- Sung, T., Kim, S., Kim, K. C. (2017). Thermo-economic analysis of a biogas-fueled micro-gas turbine with a bottoming organic Rankine cycle for a sewage sludge and food waste treatment plant in the Republic of Korea. *Applied Thermal Engineering*, 127, 963-974.
- Tchanche, B. F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., Papadakis, G. (2011). Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles—A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), 3963-3979.
- Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G., Frangoudakis, A. (2009). Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29(11-12), 2468-2476.
- Tempesti, D., Manfrida, G., Fiaschi, D. (2012). Thermodynamic analysis of two micro CHP systems operating with geothermal and solar energy. *Applied Energy*, 97, 609-617.
- Theo, W. L., Lim, J. S., Ho, W. S., Hashim, H., Lee, C. T., Muis, Z. A. (2017). Optimisation of oil palm biomass and palm oil mill effluent (POME) utilisation pathway for palm oil mill cluster with consideration of BioCNG distribution network. *Energy*, 121, 865-883.

- Tian, H., Liu, L., Shu, G., Wei, H., Liang, X. (2014). Theoretical research on working fluid selection for a high-temperature regenerative transcritical dual-loop engine organic Rankine cycle. *Energy Conversion and Management*, 86, 764-773.
- 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(1), 125-136.
- Tutumlu, H., Yumrutaş, R., Yildirim, M. (2018). Investigating thermal performance of an ice rink cooling system with an underground thermal storage tank. *Energy Exploration & Exploitation*, 36(2), 314-334.
- Uris, M., Linares, J. I., Arenas, E. (2017). Feasibility assessment of an Organic Rankine Cycle (ORC) cogeneration plant (CHP/CCHP) fueled by biomass for a district network in mainland Spain. *Energy*, 133, 969-985.
- Vaja, I., Gambarotta, A. (2010). Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs). *Energy*, 35(2), 1084-1093.
- Vélez, F., Segovia, J. J., Martín, M. C., Antolín, G., Chejne, F., 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.
- Wang, E. H., Zhang, H. G., Fan, B. Y., Ouyang, M. G., Zhao, Y., Mu, Q. H. (2011). Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. *Energy*, 36(5), 3406-3418.
- Wang, E., Yu, Z., Zhang, H., Yang, F. (2017). A regenerative supercritical-subcritical dual-loop organic Rankine cycle system for energy recovery from the waste heat of internal combustion engines. *Applied Energy*, 190, 574-590.
- Xi, H., Li, M. J., Xu, C., He, Y. L. (2013). Parametric optimization of regenerative organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using genetic algorithm. *Energy*, 58, 473-482.
- Xu, W., Zhang, J., Zhao, L., Deng, S., Zhang, Y. (2017). Novel experimental research on the compression process in organic Rankine cycle (ORC). *Energy Conversion and Management*, 137, 1-11.
- Yağlı, H., Koç, A., Karakuş, C., Koç, Y. (2016b). Comparison of toluene and cyclohexane as a working fluid of an organic Rankine cycle used for reheat furnace waste heat recovery. *International Journal of Exergy*, 19(3), 420-438.
- Yağlı, H., Koç, Y., Koç, A., Görgülü, A., Tandiroğlu, A. (2016a). 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.

- Yang, F., Zhang, H., Yu, Z., Wang, E., Meng, F., Liu, H., Wang, J. (2017). Parametric optimization and heat transfer analysis of a dual loop ORC (organic Rankine cycle) system for CNG engine waste heat recovery. *Energy*, 118, 753-775.
- Yu, H., Eason, J., Biegler, L. T., Feng, X. (2017). Simultaneous heat integration and techno-economic optimization of Organic Rankine Cycle (ORC) for multiple waste heat stream recovery. *Energy*, 119, 322-333.
- Yu, H., Feng, X., Wang, Y. (2015). A new pinch based method for simultaneous selection of working fluid and operating conditions in an ORC (Organic Rankine Cycle) recovering waste heat. *Energy*, 90, 36-46.
- Yücesu, H. S. (1999). A Mathematics Model For Determination of Heater and Cooler Dimensions of A Stirling Engine. *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, 23(2), 105-120.
- Zhai, H., An, Q., Shi, L., Lemort, V., Quoilin, S. (2016). Categorization and analysis of heat sources for organic Rankine cycle systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 64, 790-805.
- Zhang, J., Zhang, H., Yang, K., Yang, F., Wang, Z., Zhao, G., Liu, H., Wang, E., Yao, B. (2014). Performance analysis of regenerative organic Rankine cycle (RORC) using the pure working fluid and the zeotropic mixture over the whole operating range of a diesel engine. *Energy Conversion and Management*, 84, 282-294.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : YAĞLI, Hüseyin
 Uyuğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 15.08.1986, Araban
 Medeni hali : Bekar
 Telefon : 0 (326) 613 56 00 - 2416
 e-mail : huseyin.yagli@iste.edu.tr



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Doktora	İskenderun Teknik Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2018
Yüksek lisans	Mustafa Kemal Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2014
Lisans	Gaziantep Üniversitesi / Makina Mühendisliği	2012
Lise	Gaziantep Özel Çağdaş Bilgi Okulları	2004

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2015-Halen	İskenderun Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2012-2015	Mustafa Kemal Üniversitesi.	Araştırma Görevlisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayımlar

Uluslararası hakemli dergilerde yayımlanan makaleler

- 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.

- Yağlı H., Koç A., Karakuş C., Koç Y. (2016). Comparison of toluene and cyclohexane as a working fluid of an organic Rankine cycle used for reheat furnace waste heat recovery. *International Journal of Exergy*, 19(3), 420-438.

Ulusal hakemli dergilerde yayımlanan makaleler

- Üstün İ., Köse Ö., Yağlı H., Koç A., Öztürk NA., Tutumlu H., Karakuş C., (2017). İskenderun bölgesinde yatay düzleme düşen güneş radyasyonunun istatistiksel analizi. *3e Electrotech*, 282, pp.26-34.

- Köse Ö., Üstün İ., Yağlı H., Öztürk NA., Karakuş C., Koç Y., Koç A. (2017). Işık tüpüyle doğal aydınlatma sistemlerinin İskenderun bölgesine uygulanabilirliği ve tasarımı. *3e Electrotech*, 280, pp.58-64.

- Bilgiç HH., Yağlı H., Koç Y., Koç A., (2017). Mekan havalandırma sistemlerinde enerji geri kazanımı. *3e Electrotech*, 278, pp.48-58.

- Öksel C., Koç A., Koç Y., Yağlı H., (2016). Antakya körfezi deniz üstü rüzgâr enerjisi potansiyel araştırılması. *Selçuk Üniversitesi Mühendislik, Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 4(1), pp.18-29.

- Bilgiç HH., Yağlı H., Koç A., Yapıcı A., (2016). Deneysel bir organik Rankine çevriminde yapay sinir ağları (YSA) yardımıyla güç tahmini. *Selçuk Üniversitesi Mühendislik, Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 4(1), pp.7-17.

- Topaloğlu G., Koç A., Yağlı H., Öztürk NA. (2015). Yüksek fırınların işletilmesinde risk değerlendirilmesinin yapılması ve geliştirilmesi. *Mühendis ve Makine Dergisi*, 56(661), pp.55-63.

Uluslararası bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitaplarında basılan bildiriler

- Bilgiç HH., Koç Y., Yağlı H., Koç A. (2017). Sıfır enerjili ve pasif evlerin havalandırma sistemi ve tasarımı. *1. Uluslararası İleri Araştırmalar ve Mühendislik Kongresi (IAREC'17)*, Osmaniye. Kasım 2017, pp.182-191.

- Üstün İ., Koç Y., Yağlı H., Köse Ö., Başar MT., Karakuş C., Akgöl O., Koç A. (2017). Nar çekirdeğinin ısı iletim katsayısının tespiti ve elektromanyetik yönden analizi. *1. Uluslararası İleri Araştırmalar ve Mühendislik Kongresi (IAREC'17)*, Osmaniye. Kasım 2017, pp.83-87.

- Aşçı MF., Karakuş C., Üstün İ., Koç A., Yağlı H., Baltacıoğlu E. (2017). Hatay ili biyogaz enerji potansiyelinin incelenmesi. *1. Uluslararası İleri Araştırmalar ve Mühendislik Kongresi (IAREC'17)*, Osmaniye. Kasım 2017, pp.401-408.

- Köse Ö., Koç Y., Yağlı H., Üstün İ., Kasap F., Öztürk NA., Koç A. (2017). Grafen kullanılmış betonun ısı iletkenliğinin deneysel olarak incelenmesi. *1. Uluslararası İleri Araştırmalar ve Mühendislik Kongresi (IAREC'17)*, Osmaniye. Kasım 2017, pp.76-82.
- Öksel C., Koç Y., Yağlı H., Koç A. (2017). Kuantum noktalı güneş hücreleri ve tasarım. *Uluslararası Malzeme Bilimi ve Teknolojisi Konferansı- Kapadokya (IMSTEC 2017)*, Nevşehir. Ekim 2017, pp.319-323.
- Kurbanoğlu A., Karakuş C., Yağlı H., Üstün İ., Koç A. (2017). Demir çelik endüstrisinde kullanılan tav fırını atık ısısının irdelenmesi. *Uluslararası Malzeme Bilimi ve Teknolojisi Konferansı- Kapadokya (IMSTEC 2017)*, Nevşehir. Ekim 2017, pp.352-356.
- Bilgiç HH., Yağlı H., Koç Y., Koç A. (2017). Designing, analysing and optimization of an energy recovered room type ventilating system. *International Congress on Engineering Architecture and Design*, Kocaeli. May 2017, pp.649-650.
- Şanverdi S., Bilgiç HH., Yağlı H., Karakuş C., Koç A. (2017). Yapay sinir ağı tabanlı bulanık mantık ve doğrusal regresyon modeli kullanılarak Antakya bölgesi için rüzgâr hızı tahmini. *Uluslararası Mühendislik Mimarlık ve Tasarım Kongresi*, Kocaeli. Mayıs 2017, pp.751-752.
- Özdeş O., Yağlı H., Baltacıoğlu E., Koç Y., Koç A. (2017). Demir çelik endüstrisindeki elektrik ark ocaklarının kimyasal bileşimine dayalı kütle analizi. *Uluslararası Mühendislik Mimarlık ve Tasarım Kongresi*, Kocaeli. Mayıs 2017, pp. 613-614.
- Yıldırım A., Yağlı H., Koç Y., Koç A., Güven F. (2017). Heat transfer analysis of a reheat furnace in iron and steel industry. *International Iron and Steel Symposium (UDCS'17)*, Karabük. April 2017, pp.583-588.
- Bozdoğan M., Yağlı H., Koç A., Koç Y. (2016). Mevcut tesislere güneş enerjisi uygulamaları ve ekonomik analizi: Hatay bölgesi örnek çalışma. *Uluslararası Akdeniz Bilim ve Mühendislik Kongresi (IMSEC 2016)*, Adana. Ekim 2016, pp.4518-4523.
- Kerse D., Yağlı H., Koç A., Koç Y. (2016). Güneş ışınım değerleri hesabı: Hatay ili İskenderun bölgesi örnek çalışma. *Uluslararası Akdeniz Bilim ve Mühendislik Kongresi (IMSEC 2016)*, Adana. Ekim 2016, pp. 3434-3442.
- Öksel C., Koç A., Yağlı H., Koç Y. (2016). Estimating off shore wind energy potential of Antakya Bay with weibull distribution. *International Conference on Sustainable Energy & Environmental Protection (SEEP2016)*, Kayseri. September 2016, pp.372-377.
- Yağlı H., Bilgiç HH., Koç Y., Koç A. (2016). Tersine mühendislik ile ısı değiştiricisi optimizasyonu ve tasarımı. *Uluslararası Tabii Bilimler ve Mühendislik Bilimleri (ICNASE'16)*, Kilis. Mart 2016, pp.2579-2585.

- Yağlı H., Koç Y., Koç A. (2016). Tav fırını egzoz gazının sıcaklığının incelenmesi ve organik rankine çevrimi ile geri dönüşümü kısım I: Sistemin tasarımı. *Uluslararası Tabii Bilimler ve Mühendislik Bilimleri (ICNASE'16)*, Kilis. Mart 2016, pp.2601-2608.
- Yağlı H., Koç Y., Koç A. (2016). Tav fırını egzoz gazının sıcaklığının incelenmesi ve organik Rankine çevrimi ile geri dönüşümü kısım II: Enerji ve ekserji analizi. *Uluslararası Tabii Bilimler ve Mühendislik Bilimleri (ICNASE'16)*, Kilis. Mart 2016, pp.2586-2593.
- Topaloğlu G., Yağlı H., Koç A., Öztürk NA., Koç Y. (2015). Yüksek fırınlarda iş sağlığı ve güvenliği İSG kanununun incelenmesi ve kaza istatistikleri. *Uluslararası Demir Çelik Sempozyumu (IISS'15)*, Karabük. Nisan 2015, pp.847-853.
- Yağlı H., Koç A., Koç Y., Mumcu AG. (2014). Güneş kulesinin deniz üzerinde tasarımı ve ekserji analizi. *2. Uluslararası Mühendislik ve Bilim Alanında Yenilikçi Teknolojiler Sempozyumu (ISITES'14)*, Karabük. Haziran 2014.
- Yağlı H., Koç Y., Çevik M., Demir S., Yıldırım MA., Souksu MC., Yıldız E., Koç A. (2014). Akdeniz üzerinde güneş kulesinin tasarımı ve analizi. *Uluslararası Enerji ve Çevre Fuarı ve Konferansı (ICCI'14)*, İstanbul. Nisan 2014, pp.86-90.

Kitaplar

- Yağlı H., Koç A., Koç Y., Atık Isının Organik Rankine Çevrimi ile Kullanılabilirliğinin Hesabı (2017). LAP LAMBERT Academic Publishing, ISBN:978-3-330-03495-2, Türkçe Özel Seri.

Hobiler

Yürüyüş, Kitap okumak, Müzik dinlemek.

DİZİN

A

ABSTRACT · v
akışkan seçimi · 25
akışkanın tipi · 26
anaerobik · 1
analiz denklemleri · 19
atık ısı · 2, 3, 93, 101, 107, 108,
110, 117

B

basınç düşüşü · 18
basınç kaybı · 18
basit organik Rankine çevrimi ·
13, 15
Belçika · iv, vi, 3, 8, 12, 20, 25,
30, 64, 111
biyogaz · iv, vi, 1, 2, 3, 8, 9, 12,
30, 111, 129
bORCcs · 15, 17, 80, 87, 89
bORCegz · 13, 30, 43, 46

C

ceket soğutma suyu · iv, 3, 9, 12,
30, 80, 87, 88, 92, 101, 102,
106, 110, 111, 114, 117, 118
ceket suyunun sıcaklığı · 11
CH₄ · xiv, 9
CHP · 1, 2, iv, v, vii, x, xiv, 1, 2,
3, 5, 9, 10, 11, 12, 14, 18, 50,
68, 70, 80, 92, 101, 106, 111,
114, 124, 125, 126, 128
CO₂ · xiv, 5, 9, 26, 121

Ç

çıkış sıcaklığı · 18

E

EBSILON · iv, v, x, 3, 27, 28,
121
egzoz gazı · iv, 2, 3, 5, 6, 7, 9, 10,
11, 12, 13, 14, 15, 18, 20, 37,
38, 44, 50, 68, 70, 75, 80, 111,
118
egzoz gazının sıcaklığı · 11
ek tasarım parametreleri · 18, 19
ekserji · 19
ekserji analizi · 46, 70, 89, 103
Enerji · 19
evsel atıklardan · iv, 10, 111

F

fosil · iv, 1

G

GİRİŞ · 1
giriş sıcaklığı · 18
güç tesisi · vii, 8

I

ısı-güç · iv, 8, 50, 68, 70, 75, 80,
92, 101, 106, 110, 111, 113,
117

İ

İÇİNDEKİLER · vii
inorganik atıkların · 10
izentropik verimi · 18

K

Karbondioksit · xiv, 9
KAYNAKLAR · 119
kombine motoru · iv, vii, xiv, 8,
9, 68, 70, 80, 87, 101, 106,
110, 117
kritik-altı · iv, viii, xi, xii, 3, 4, 5,
6, 16, 17, 19, 27, 29, 30, 31,
33, 34, 36, 37, 38, 39, 43, 44,
46, 47, 48, 49, 50, 51, 55, 57,
58, 59, 61, 65, 66, 67, 68, 70,
72, 73, 74, 75, 76, 78, 79, 80,
87, 88, 89, 91, 92, 93, 98, 101,
103, 107, 108, 111, 112, 113,
114, 115, 116, 118
kritik-üstü · iv, viii, x, xi, xii, 3,
5, 6, 16, 17, 19, 27, 29, 30, 31,
32, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39,
40, 41, 42, 44, 45, 46, 47, 48,
49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56,
57, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64,
65, 68, 70, 71, 72, 74, 75, 76,
78, 79, 80, 87, 93, 101, 111,
112, 113, 114, 116, 118
kütlesel debisi · 19

M

metan · 9

O

organik Rankine çevrimleri · iv,
2, 3, 10, 12, 80
ortam sıcaklığı · 8, 20, 25, 41, 87,
101

Ö

ölü durum sıcaklığı · 25
ÖZET · iv
ÖZGEÇMİŞ · 128

P

parametrik optimizasyon · iv,
viii, 11, 30, 31, 33, 38, 42, 43,
44, 46, 50, 56, 57, 58, 60, 66,
72, 80, 82, 86, 87, 88, 89, 92,
94, 98, 102, 115, 116

R

R245fa · 25
rejeneratörlü · iv, x, 3, 12, 15, 16,
75, 107, 108, 111, 116
rejeneratörlü organik Rankine
çevrimi · 16
rejeneratörsüz · iv, 3, 16, 22, 75,
107, 108, 111, 116
rORCcs · 16, 17, 92, 103
rORCegz · 14, 17, 50, 66, 70

S

sıcaklık-entropi · x, xi, xii, 16,
17, 27, 28, 67, 69
soğutma suyu · xiv, 3, 18, 19, 33,
38, 54, 83, 88, 102, 106, 114,
118
SONUÇ VE ÖNERİLER · 111
SS · xv, 19, 33, 35, 48, 49, 53,
54, 72, 74, 95, 113
subkritik · iv, 3, 30
süperkritik · iv, 3, 30

Y

yenilenebilir enerji · iv, 1
Yenilenebilir enerji · iv, 1
Yoğuşturucu basıncı · 18



TEKNOVERSITE



teknoversite **AYRICALIĞINDASINIZ**

İSTE

