

**ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMLİ GÜÇ ÜRETİM
SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ**

**2014
DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

Muharrem EYİDOĞAN

**ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMLİ GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİNİN ENERJİ VE
EKSERJİ ANALİZİ**

Muharrem EYİDOĞAN

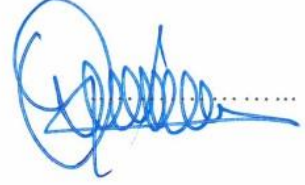
**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalında
Doktora Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Haziran 2014**

Muharrem EYİDOĞAN tarafından hazırlanan “ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMLİ GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ” başlıklı bu tezin Doktora Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Durmuş KAYA

Tez Danışmanı, Enerji Sistemleri Mühendisliği



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir. 24/06/2014

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Durmuş KAYA (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK (KBÜ)

Üye : Doç. Dr. Yusuf ÇAY (SAÜ)

Üye : Doç. Dr. Fatma ÇANKA KILIÇ (KOÜ)

Üye : Doç. Dr. Yaşar YETİŞKEN (KBÜ)



Tarih/...../2014

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Mustafa BOZ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Muharrem EYİDOĞAN

ÖZET

Doktora Tezi

ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMLİ GÜÇ ÜRETİM SİSTEMİNİN ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Muharrem EYİDOĞAN

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Prof. Dr. Durmuş KAYA

Haziran 2014, 108 Sayfa

Bu çalışmada, biyokütleden elde edilen kızgın yağ ile elektrik ve ısı (sıcak su) üreten bir ORC ünitesinin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır. Çalışmaya temel teşkil eden veriler entegre ağaç sektöründe üretim yapan bir sanayi kuruluşundaki ORC ünitesinden alınmıştır. ORC ünitesinin başlıca ekipmanlarından olan evaporatör, kondenser, türbin ve rejeneratörün enerji ve ekserji analizleri altı farklı çalışma koşulu (tam yük ve kısmi yük) için gerçekleştirilmiştir. Ayrıca çalışmada, hem tam yük hem de kısmi yüklerde evaporatör ve kondenser basıncının sistemin enerji ve ekserji verimine etkisi incelenmiştir. Tam yük birinci test çalışmasında ORC ünitesinden 860,06 kW net elektrik üretilmekte ve net elektrik üretim verimi %12,59'dir. ORC ünitesinin ekserji verimi %33,26'dir. Tam yük ikinci test çalışmasında net elektrik üretim verimi %13,22 ve ekserji verimi %35,50'dir. Tam yük üçüncü test çalışmasında ORC ünitesinin elektrik üretim verimi %12,91 ve ekserji verimi %33,80'dir. Kısmi yük birinci test çalışmasında ORC verimi %12,46

ve ekserji verimi %32,9'dir. Kısmi yük ikinci test çalışmasında ORC verimi %13,14 ve ekserji verimi %35,2'dir. Kısmi yük üçüncü test çalışmasında ORC verimi %12,78 ve ekserji verimi %33,5'dir. Evaporatör ve kondenser basıncının hem enerji hem de ekserji verimine önemli ölçüde etkisi olduğu görülmüştür. Tam yük ve kısmi yük çalışma şartlarındaki her üç çalışma için ekserji kayıplarının büyükten küçüğe doğru gerçekleştiği ORC ekipmanları sırasıyla; evaporatör, kondenser, türbin, rejeneratör ve pompadır.

Anahtar Sözcükler : Organik rankine çevrimi, biyokütle, termal yağ, enerji ve ekserji analizi.

Bilim Kodu : 914.1.038

ABSTRACT

Ph. D. Thesis

ENERGY AND EXERGY ANALYSIS OF AN ORGANIC RANKINE CYCLE POWER PRODUCTION SYSTEM

Muharrem EYİDOĞAN

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Prof. Dr. Durmuş KAYA

June 2014, 108 Pages

In this study, an energy and exergy analysis of an ORC unit was carried out. To perform this analysis the hot oil from biomass was obtained to generate electricity and the need of heat (hot water) for the processes. The data of this study were taken from an ORC unit in an industrial establishment that manufactures MDF and chipboard in wood sector in Turkey. The energy and exergy analysis of this study were performed in the main equipments of the ORC unit, which were the evaporator, condenser, turbine and regenerator in six different conditions (at full and partial load). Also, in this study, the effect of the pressure of evaporator and condenser to the energy and exergy efficiency were investigated at the full load and partial load in the system. In the first test run at the full load, the amount of net electricity that produced through the ORC unit was 860.06 kW and the net electricity generation efficiency was 12.59%. The exergy efficiency of the ORC unit was 33.26%. In the second test study at the full load, the net electricity generation efficiency was 13.22% and the exergy efficiency of the ORC unit was 35.50%. In the third test study at full

load the net electricity generation efficiency was 12.91% and the exergy efficiency of the ORC unit was 33.80%. In the first test run at the partial load, the efficiency of the ORC was 12.46% and exergy efficiency was 32.9%. In the second test run at partial load, the efficiency of the ORC was 13.14% and exergy efficiency was 35.2%. In the third test run at the partial load the efficiency of the ORC was 12.78% and exergy efficiency was 33.5%. During the studies, it has been seen that the evaporator and condenser pressure have the significant impact on both energy and exergy efficiencies. For each of the three study at the full and the partial load, operating conditions, the exergy losses realized from the largest one to the smallest one, and the equipment of the ORC unit are consists of the evaporator, condenser, turbine, regenerator and the pump, respectively.

Keywords : Organic rankine cycle, biomass, thermal oil, energy and exergy analysis.

Science Code : 914.1.038

TEŞEKKÜR

Tez çalıŐmama verdikleri desteklerden dolayı danıŐmanım Prof. Dr. Durmuş KAYA'ya, yardım ve desteklerinden dolayı Sn. Bülent KURŐUN ve Sn. Burak GÖKDEN Bey'e, Doç. Dr. Fatma ÇANKA KILIÇ, Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK, Doç. Dr. Yusuf ÇAY, Doç. Dr. Emrah DENİZ, Doç. Dr. Yaşar YETİŞKEN hocalarıma, Enerji ve evre Teknolojileri Birimi alıŐma arkadaŐlarım ArŐ. Gör. Volkan ÇOBAN, ArŐ. Gör. Selman ÇAĞMAN, ArŐ. Gör. Rahman ÇALHAN ve ÖĞr. Gör. Mustafa KARAGÖZ'e, ayrıca her zaman manevi desteklerini hissettiğim ailem ve eŐim Aynur EYİDOĞAN'a teŐekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xvii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
1.1. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİM UYGULAMALARI	5
1.1.1. İkili Jeotermal Güç Santralleri	5
1.1.2. Atık Isı Geri Kazanımında ORC Uygulamaları	7
1.1.3. Biyokütle Kaynakları için ORC Uygulamaları	14
1.1.4. Güneş Enerjisi için ORC Uygulamaları	17
1.2. EU27 ÜLKELERİNDE İŞLETMEDEKİ ORC ÜNİTELERİ VE KURULUM KAPASİTELERİ	19
1.3. DÜNYADAKİ LİDER ORC ÜRETİCİLERİ.....	21
BÖLÜM 2	22
LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	22
BÖLÜM 3	29
BİYOKÜTLE KAZANINDA KIZGIN YAĞ ÜRETİMİ.....	29
3.1. MDF VE YONGA LEVHA ÜRETİMİNDE OLUŞAN BİYOKÜTLE ATIKLARI.....	29
3.1.1. Ağaç Kabuğu	29
3.1.2. Elekalıtı.....	30

3.2. SANAYİ KURULUŞUNDAKİ BİYOKÜTLE KAZANLARI.....	31
3.2.1. Yakıt Besleme Sistemi.....	31
3.2.2. Yanma Ocağı	32
3.2.3. Kızgın Yağ Kazanı.....	33
3.2.4. Izgaraya Yakıt Besleme Sistemi	34
3.2.5. Hidrolik Güç Ünitesi.....	34
3.2.6. İleri İtmeli Hareketli Meyilli Izgara.....	35
3.2.7. Ön Ocaklı Kızgın Yağ Kazanı	36
3.2.8. Kızgın Yağ Kazanı Isıtıcı Serpantini	36
3.2.9. Kızgın Yağ Kazanı Ön Ocak Serpantini.....	36
3.2.10. Gaz Alıcı Ünite (Degazör).....	36
3.2.11. Kızgın Yağ Sirkülasyon Pompası.....	37
3.2.12. Kızgın Yağ Kazanı ve Pompa Armatürleri.....	37
3.2.13. Genleşme Tankı.....	37
3.2.14. Baca Gazı Devresi-Primer ve Sekonder Hava Isıtıcısı	37
3.2.15. Kurum Tutucu.....	38
BÖLÜM 4	40
DENEYSEL MATERYAL VE METOTLAR.....	40
4.1. BİYOKÜTLE KAZANI.....	40
4.1.1. Biyokütle (Kızgın Yağ) Kazanı Verim Hesapları	41
4.2. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİM	43
4.2.1. Organik Akışkan Ön Isıtıcısı.....	46
4.2.2. Buharlaştırıcı	46
4.2.3. Rejeneratör.....	46
4.2.4. Kondenser	47
4.2.5. Türbin	47
4.2.6. Jeneratör	48
4.2.7. Pompa.....	48
4.2.8. Ölçme ve Kontrol Parametreleri	48
4.3. ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ	50
4.3.1. Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin Birinci Yasa Analizi	51

	<u>Sayfa</u>
4.3.1.1. Kütle korunumu	51
4.3.1.2. Enerjinin korunumu	51
4.3.2. Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin İkinci Yasa Analizi.....	52
4.3.2.1. Tersinir iş ve tersinmezlik.....	52
4.3.2.2. Ekserji	53
4.4. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN BİRİNCİ KANUN ANALİZİ.....	55
4.4.1. Evaporatörün Birinci Kanun Analizi	55
4.4.2. Buhar Türbini Birinci Kanun Analizi	56
4.4.3. Rejeneratör Birinci Kanun Analizi.....	56
4.4.4. Kondenser Birinci Kanun Analizi	57
4.4.5. Pompa Birinci Kanun Analizi	58
4.5. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN İKİNCİ KANUN ANALİZİ	58
4.5.1. Evaporatörün İkinci Kanun Analizi	59
4.5.2. Buhar Türbini İkinci Kanun Analizi	60
4.5.3. Rejeneratör İkinci Kanun Analizi	60
4.5.4. Kondenser İkinci Kanun Analizi.....	61
4.5.5. Pompa İkinci Kanun Analizi	62
4.5.6. ORC Ünitesi Genel Ekserji Verimi.....	62
BÖLÜM 5	64
BULGULAR VE TARTIŞMA	64
5.1. BİYOKÜTLE (KIZGIN YAĞ) KAZANI VERİM HESAPLARI.....	64
5.2. ORC ÜNİTESİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ.....	70
5.3. TAM YÜKTE YAPILAN TEST ÇALIŞMALARI.....	71
5.3.1. Birinci Test Çalışması Sonuçları.....	71
5.3.2. İkinci Test Çalışması Sonuçları	76
5.3.3. Üçüncü Test Çalışması Sonuçları	79
5.3.4. Tam Yükte Yapılan Test Çalışmalarının Birbirleriyle Karşılaştırılması	83
5.4. KISMİ YÜKTE YAPILAN TEST ÇALIŞMALARI.....	85
5.4.1. Kısmi Yük Birinci Test Çalışması Sonuçları	85
5.4.2. Kısmi Yük İkinci Test Çalışması Sonuçları.....	88
5.4.3. Kısmi Yük Üçüncü Test Çalışması Sonuçları.....	91

	<u>Sayfa</u>
5.5. ORC ÜNİTESİ FİZİBİLİTE ÇALIŞMASI.....	95
BÖLÜM 6	98
SONUÇ VE ÖNERİLER	98
KAYNAKLAR	102
ÖZGEÇMİŞ	108

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1.	ORC sisteminde kullanılan enerji kaynaklarının şematik	4
Şekil 1.2.	İkili çevrim jeotermal santral şematik resmi	7
Şekil 1.3.	Birleşik ısı ve güç üretim sistemlerinin şematik resmi	15
Şekil 1.4.	Örnek bir birleşik ısı güç ünitesinin enerji akışları	16
Şekil 1.5.	Güneş enerjisi için örnek bir ORC uygulaması.....	18
Şekil 3.1.	Vibrasyonlu tekneler ve nakil sistemlerinden gelen ağaç kabuğu	30
Şekil 3.2.	Eleklerden çıkan ve üretimde kullanılmayan biyokütle atığı	30
Şekil 3.3.	Bantlı konveyör yakıt besleme sistemi	32
Şekil 3.4.	Yanma ocağı şematik resmi	33
Şekil 3.5.	Kızgın yağ kazanı resmi.....	34
Şekil 3.6.	Yanma sonucu ortaya çıkan cürufun kazandan uzaklaştırılması	39
Şekil 4.1.	ORC ünitesi şematik resmi.....	44
Şekil 4.2.	Evaporatör şematik resmi (giriş ve çıkışlar).	55
Şekil 4.3.	Buhar türbini şematik resmi (giriş ve çıkışlar).....	56
Şekil 4.4.	Rejeneratör şematik resmi (giriş ve çıkışlar).....	56
Şekil 4.5.	Kondenser şematik resmi (giriş ve çıkışlar).....	57
Şekil 4.6.	Pompa şematik resmi (giriş ve çıkışlar).	58
Şekil 4.7.	Evaporatör şematik resmi (ikinci kanun analizi).....	59
Şekil 4.8.	Buhar türbini şematik resmi (ikinci kanun analizi).	60
Şekil 4.9.	Rejeneratör şematik resmi (ikinci kanun analizi).....	60
Şekil 4.10.	Kondenser şematik resmi (ikinci kanun analizi).	61
Şekil 4.11.	Pompa şematik resmi (ikinci kanun analizi).	62
Şekil 5.1.	ORC ünitesine kızgın yağ ve kondenser soğutma suyu hatlarının başlıca bağlantıları	71
Şekil 5.2.	Birinci test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı	72
Şekil 5.3.	Birinci test çalışmasına ait ekserji kayıpları (giren ekserjiye oranları)	75
Şekil 5.4.	İkinci test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı	78

Sayfa

Şekil 5.5. İkinci test çalışmasına ait ekserji kayıpları (giren ekserjiye oranları)	79
Şekil 5.6. Üçüncü test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı	80
Şekil 5.7. Üçüncü test çalışmasına ait ekserji kayıpları (giren ekserjiye oranları)	81
Şekil 5.8. Tam yük şartlarında elektrik üretim verimlerinin karşılaştırılması.....	84
Şekil 5.9. Tam yük şartlarında ekserji verimlerinin karşılaştırılması.....	84
Şekil 5.10. Kısmi yük birinci test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı	85
Şekil 5.11. Kısmi yük birinci test çalışmasına ait ekserji kayıpları.....	86
Şekil 5.12. Kısmi yük ikinci test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı.....	89
Şekil 5.13. Kısmi yük ikinci test çalışmasına ait ekserji kayıpları.....	89
Şekil 5.14. Kısmi yük üçüncü test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı	92
Şekil 5.15. Kısmi yük üçüncü test çalışmasına ait ekserji kayıpları	94

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 1.1.	Suyun termodinamik özellikleri.	2
Çizelge 1.2.	ORC ve buhar çevrimindeki akışkan özelliklerinin karşılaştırılması.....	4
Çizelge 1.3.	Farklı tip jeotermal santrallerin karşılaştırılması.....	6
Çizelge 1.4.	İkili çevrimle çalışan bazı güç üretim santralleri.	7
Çizelge 1.5.	Atık ısıların sıcaklıklarına göre gruplandırılması ve önerilen geri kazanım teknolojileri.....	9
Çizelge 1.6.	Dünyadaki bazı ORC atık ısı geri kazanım santralleri.	11
Çizelge 1.7.	EU27 ülkelerinde işletmedeki ORC üniteleri ve kurulu kapasiteleri.....	20
Çizelge 1.8.	Başlıca ORC üreticileri, uygulamalar, güç aralıkları ve ısı kaynağı sıcaklıkları.....	21
Çizelge 4.1.	Akışkan yataklı biyokütle kazanı teknik özellikleri.	40
Çizelge 4.2.	Biyokütle kazanında kullanılan biyokütlenin elementel analizi.....	41
Çizelge 4.3.	Biyokütle kazanında ısı transfer akışkanı olarak kullanılan termal yağın özellikleri.....	41
Çizelge 4.4.	ORC ünitesi teknik özellikleri.....	45
Çizelge 4.5.	Organik akışkanın (hexamethyldisiloxane) fiziksel ve kimyasal özellikleri.....	45
Çizelge 4.6.	Organik akışkan ön ısıtıcısı teknik özellikleri.....	46
Çizelge 4.7.	Organik Buharlaştırıcı teknik özellikleri.....	46
Çizelge 4.8.	Rejeneratör teknik özellikleri.....	47
Çizelge 4.9.	Kondenser teknik özellikleri.....	47
Çizelge 5.1.	Baca gazı özgül ısınma ısısı (215,75 °C'de).....	67
Çizelge 5.2.	Baca gazı özgül ısınma ısısı (30,03 °C'de).....	67
Çizelge 5.3.	Su buharı özgül ısınma ısısı (215,75 °C'de).....	68
Çizelge 5.4.	Su buharı özgül ısınma ısısı (30,03 °C'de).....	68
Çizelge 5.5.	Yüzeylerden olan ısı kayıpları.....	69
Çizelge 5.6.	Kazan yüzeylerinden olan ısı kayıpları.....	69
Çizelge 5.7.	Birinci test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri.....	74

Sayfa

Çizelge 5.8. Birinci test çalışmana ait enerji ve ekserji performansları.	75
Çizelge 5.9. İkinci test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri.....	77
Çizelge 5.10. İkinci test çalışmasına ait enerji ve ekserji performansları.	78
Çizelge 5.11. Üçüncü test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri.....	82
Çizelge 5.12. Üçüncü test çalışmana ait enerji ve ekserji performansları.	83
Çizelge 5.13. Kısmi yük birinci test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri.	87
Çizelge 5.14. Kısmi yük birinci test çalışmasına ait enerji ve ekserji performansları.....	88
Çizelge 5.15. Kısmi yük ikinci test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri.	90
Çizelge 5.16. Kısmi yük ikinci test çalışmasına ait enerji ve ekserji performansları.....	91
Çizelge 5.17. Kısmi yük üçüncü test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri.	93
Çizelge 5.18. Kısmi yük üçüncü test çalışmasına ait enerji ve ekserji performansları.....	94
Çizelge 5.19. YEK kanunu kapsamında uygulanacak fiyatlar.	95
Çizelge 5.20. Elektrik üretmek ve sıcak su elde etmek için biyokütle kullanılan bir ORC ünitesi fizibilitesi.....	97

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

CH ₄	: Metan
CO ₂	: Karbondioksit
C _p	: Sabit basınçta özgül ısı
E	: Enerji
H	: Alt ısı değer
H ₂	: Hidrojen
Kg	: Kilogram
Kcal	: Kilokalori
Kj	: Kilojoule
Kpa	: Kilopaskal
kW	: Kilowatt
kWe	: Kilowatt elektrik
MW	: Megawatt
Mpa	: Megapaskal
m	: Debi
NO _x	: Azot oksitler
SO _x	: Kükürt oksitler
Q̇	: Isı miktarı
T	: Sıcaklık
T _{kritik}	: Kritik sıcaklık
Ẇ	: İş miktarı
η	: Verim
°C	: Derece santigrat

KISALTMALAR

- CFC : Kloroflorokarbonlar
DORC : Double organic Rankine cycle (Çiftli organik Rankine çevrim)
EORC : Organic Rankine cycle with ejector (Ejektörlü organik Rankine çevrim)
HC : Hidrokarbon
HCFC : Hidrokloroflorokarbonlar
HFC : Hidroflorokarbonlar
HRVG : Heat recovery vapor generator (Isı geri kazanımlı buhar jeneratörü)
HVAC : Heating Ventilating and Air Conditioning (İklİmlendirme, havalandırma)
MDF : Medium Density Fiberboard (Orta yoğunlukta lif levha)
ORC : Organic Rankine Cycle (Organik Rankine Çevrim)
PFC : Perflorokarbonlar
SAT : Simulated Annealing Technique (Benzetİlmİş tavlama tekniği)
YEK : Yenilenebilir Enerji Kanunu

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Hızlı sanayileşmeye ve nüfus artışına paralel olarak, Türkiye dâhil olmak üzere pek çok gelişmekte olan ülkenin enerji ihtiyacında büyük bir artış gözlenmektedir. Bu hızlı sanayileşme sürecinde ana enerji kaynağı olarak petrol ve türevleri başta olmak üzere yenilenemeyen (oluşumu binlerce yıl alan) fosil kökenli doğal kaynakların kullanımı, dışa bağımlılık, yüksek maliyet, çevre kirliliği, vb. pek çok önemli soruna yol açmaktadır. Ayrıca enerji gibi stratejik bir alanda dışa bağımlılığın azaltılması/önlenmesi, yüksek maliyet, vb. yanı sıra bu yönelişin önemli bir gerekçesi de fosil kökenli kaynakların güç çevrim santrallerinde ve endüstride kullanımları sırasında açığa çıkan SO_x, NO_x ve CO₂ gibi sera gazlarının ilgili emisyon değerlerini aşması, küresel ölçekte hava kirliliğine yol açması ve çevre kirliliği yaratmasıdır. Bu sorunlarla karşı karşıya olan pek çok ülke enerji üretiminde güneş, rüzgâr, biyokütle, jeotermal gibi yenilenebilir kaynaklara yönelmiştir. Buna ek olarak atık ısıdan elektrik üretimi de üzerinde çalışılan konulardan biri olmuştur.

Rankine çevrim yüksek kapasiteli termal enerjinin güce dönüştürülmesinde en yaygın kullanılan yöntemlerden biridir. Örnek olarak nükleer santraller ve kömür santralleri verilebilir. Buharlı güç çevrimlerinin başlıca ekipmanları; kondenser, pompa, buharlaştırıcı (kazan), türbin ve iş yapan akışkandır. Geleneksel rankine çevrimde, su iş yapan akışkan olarak kullanılmaktadır. Suyun termodinamik özellikleri Çizelge 1.1’de verilmiştir.

Çizelge 1.1. Suyun termodinamik özellikleri.

Özellik	Değer/Birim
Moleküler ağırlığı	18 kg/kmol
Kaynama noktası	100 °C (101,325 kPa)
Donma noktası	0 °C (101,325 kPa)
Üçlü nokta	0,01 °C – 0,611 kPa
Kritik nokta	374 °C – 22,06 Mpa
Buharlaştırma gizli ısı	2.256,6 KJ/kg – 101,325 kPa
Özgül ısı	4,18 KJ/kg.K

Rankine çevrimde akışkan olarak suyun kullanılmasının avantajları;

- Çok iyi termal / kimyasal stabilite,
- Çok düşük viskozite (düşük pompalama işi),
- İyi enerji taşıma kabiliyeti (yüksek buharlaşma ve özgül ısı),
- Zehirsiz, tutuşmaz ve çevreye zarar vermez,
- Ucuz ve bol miktarda doğada bulunmakta,

Bu avantajlarının yanında akışkan olarak su kullanıldığında karşılaşılan problemler [1];

- Buhar türbininde genişleme sırasında yoğuşmayı önlemek için kızgın buhar elde edilmesi gerekmekte,
- Türbin kanatçıklarında korozyon riski,
- Buharlaştırıcıda yüksek basınçla çalışma,
- Kompleks ve pahalı türbinler kullanılmaktadır.

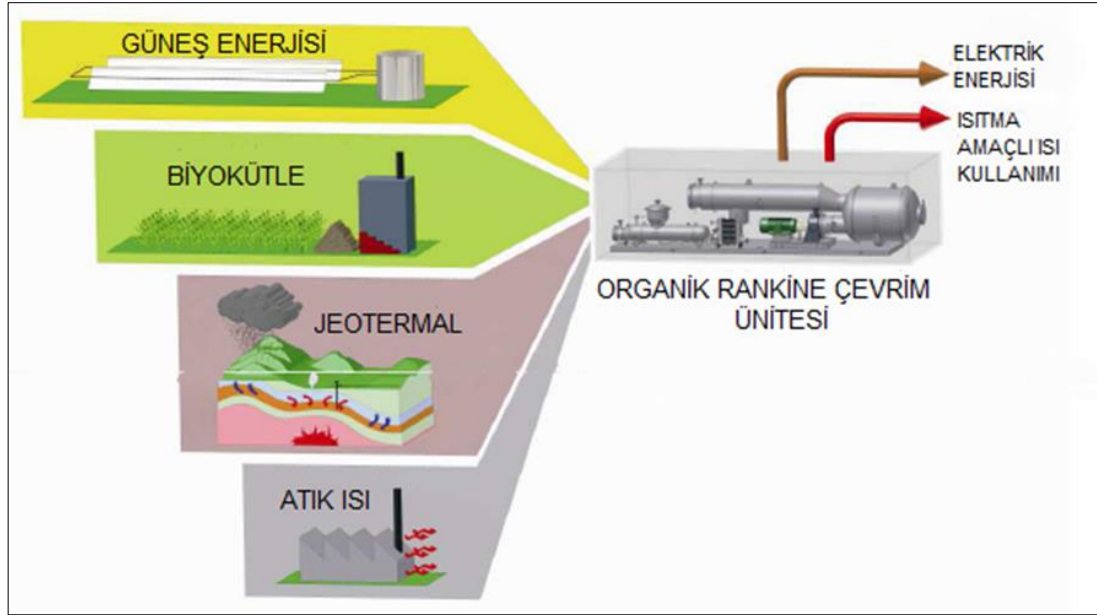
Yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı su, yüksek sıcaklık uygulamaları ve büyük merkezi sistemler için daha uygundur. Küçük ve orta ölçekli güç çevrimlerinde, su kullanımıyla karşılaşılan problemler uygun akışkan kullanımıyla kısmen azaltılabilir. Bu akışkanlar sudan daha yüksek molekül ağırlığına ve düşük kritik sıcaklığa sahip olup organik akışkan olarak adlandırılırlar ve “organik rankine çevrim” adı verilen buhar çevrimlerinde kullanılırlar. ORC sistemi ve ORC sisteminde kullanılan enerji kaynakları Şekil 1.1’de verilmiştir. Bir organik rankine çevriminin, geleneksel buhar çevrimlerine göre bazı avantajları vardır;

- Buharlaştırma süresi boyunca daha az ısıya ihtiyaç duyulmaktadır.

- Buharlařma iřlemi dūřuk basınç ve dūřuk sıcaklıkta gerçekteřmektedir.
- Genleřme sūreci buhar bōlgesinde bitmekte, bu nedenle ařırı kızdırmaya gerek duyulmamaktadır. Bōylelikle tūrbın kanatlarındaki ařınma riski azalmaktadır.
- Buharlařma ve yoęuřma arasındaki sıcaklık farkının az olması, genleřme esnasında basınç dūřūřūnūn az olacaęı anlamına gelmektedir. Bu yūzden genleřme için basit tek kademeli tūrbınler kullanılmaktadır.

ORC ve buhar çevrimindeki akışkan özelliklerinin karşılaştırılması izelge 1.2’de verilmiştir. Organik rankine çevrim için belirlenen maddeler aşağıda listelenmiştir;

- Hidrokarbonlar (HC)
- Hidroflorokarbonlar (HFC)
- Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC)
- Kloroflorokarbonlar (CFC)
- Perflorokarbonlar (PFC)
- Siloksanlar
- Alkoller
- Aldehitler
- Eterler
- Hidrofloroeterler (HFE)
- Aminler
- İnorganik akışkanlar



Şekil 1.1. ORC sisteminde kullanılan enerji kaynaklarının şematik resmi.

Çizelge 1.2. ORC ve buhar çevrimindeki akışkan özelliklerinin karşılaştırılması.

Özellikler	Buhar Çevrimi	Organik Rankine Çevrim
Akışkan	Su	Organik bileşikler
Kritik basınç	Yüksek	Düşük
Kritik sıcaklık	Yüksek	Düşük
Kaynama noktası	Yüksek	Düşük
Yoğuşma basıncı	Düşük	Kabul edilebilir
Özgül ısı	Yüksek	Düşük
Viskozite	Düşük	Nispeten yüksek
Alevlenme	Yok	Var, akışkana bağlı
Toksosite	Yok	Var
Çevresel etki	Yok	Yüksek, akışkana bağlı
Bulunabilirlik	Evet	Problem
Fiyat	Ucuz	Pahalı

Organik Rankine Çevriminde kullanılan akışkan, sistemin performansını ve güç santralının ekonomisini belirlediği için çok önemli bir rol oynamaktadır [3]. Bu gerekçelerle farklı ısı geri kazanım uygulamalarında, iyi bir akışkana sahip olmak için literatürde birçok çalışma yapılmış olup, iyi bir akışkanda bulunması gereken özellikler aşağıda listelenmiştir [4-10].

- Sıfır veya pozitif eğimli doyma eğrisi (izentropik veya kuru sıvılar)
- Yüksek buharlaşma gizli ısısı

- Yüksek yoğunluk (sıvı/buhar fazı)
- Yüksek özgül ısı
- Uygun kritik parametreler (sıcaklık, basınç)
- Kabul edilebilir yoğuşma ve buharlaşma basıncı (>1 bar ve <25 bar)
- Uygun ısı transfer özellikleri (düşük viskozite, yüksek termal iletkenlik)
- Uygun termal ve kimyasal kararlılık (yüksek sıcaklıklarda istikrarlı olması)
- Malzemeler ile uyumlu olması (korozif etkisi olmamalı).
- Yüksek termodinamik performans (yüksek enerji/ekserji verimi)
- Güvenlik karakteristiğinin iyi olması (zehirsiz olmalı ve yanıcı olmamalı)
- Düşük çevresel etki
- Düşük maliyet ve kolay bulunabilirlik

ORC sistemleri, 1880’li yıllardan beri üzerinde araştırmalar yapılmasına rağmen günümüze kadar çok fazla yaygınlaşmamıştır. Fosil yakıtların gelecekte tükenecek olması ve çevresel baskıların artmaya başlaması düşük sıcaklıktaki ısı kaynaklarının güç üretim sistemlerinde kullanımını artırmıştır. ORC sistemleri, düşük sıcaklıklarda çalışmaya imkân tanınması nedeniyle güneş enerjisi, jeotermal enerji, biyokütle, baca gazı atık ısıları gibi çeşitli enerji kaynaklarından elektrik üretimini mümkün kılmaktadır. ORC sistemleri ABD, Kanada, İtalya, Avusturya, Almanya, Hollanda, İsviçre ve diğer ülkeler tarafından birçok yerde test edilip kullanılmaktadır [11-13].

1.1. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİM UYGULAMALARI

1.1.1. İkili Jeotermal Güç Santralleri

Yeryüzü derinliklerine inildikçe sıcaklık artmaktadır. Bu yer altı enerjisi dünyanın merkezi tarafından emilir ve ısıtma proseslerinde ve/veya elektrik üretiminde kullanılan jeotermal enerji olarak adlandırılır. Jeotermal enerjinin elektrik enerjisine dönüşmesi ilk olarak 1904-1905 yıllarında İtalya’da Prince Ginori Conti tarafından yapılan deneysel çalışma ile başlamış ve ilk ticari santral İtalyanın Larderello şehrinde 250 kW olarak inşa edilmiştir [14]. Hâlihazırda 27 ülkede kurulu kapasitesi 10 GW olan 504 adet jeotermal güç santrali bulunmaktadır [15]. Başlıca jeotermal

santral çeşitleri [15,16]: kuru buhar, tekli flaş buhar, çiftli flaş buhar ve ikili çevrimli santraldir. Değişik jeotermal santrallerin karşılaştırmaları Çizelge 1.3’de verilmiştir.

Çizelge 1.3. Farklı tip jeotermal santrallerin karşılaştırılması [15].

Tipi	Kaynak sıcaklığı (°C)	Kullanım verimi (%)	Kurulum maliyeti ve karmaşıklık
Çiftli flaş buhar	240-320	35-45	Orta-karmaşık
Kuru buhar	180-300	50-65	Düşük-orta
Tekli flaş buhar	200-260	30-35	Orta-orta
Basit ikili çevrim	125-165	25-45	Orta-yüksek

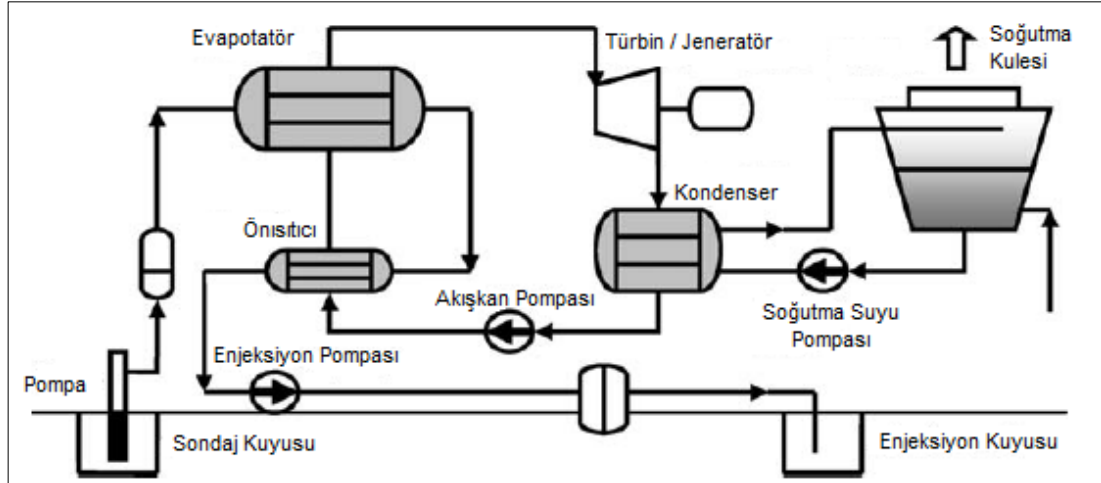
İkili çevrim jeotermal santraller Şekil 1.2’de gösterilmiştir, jeotermal akışkanın termal enerjisi, konveksiyonel rankine çevrimde kullanılan ikinci iş yapan akışkana ısı değiştiricilerle transfer edilmektedir. Organik akışkan buharlaştırıcıda ısıyı çekerek buharlaşır, türbinde genişler, kondenserde yoğuşur ve besleme pompasıyla sisteme beslenmektedir. Kondanserin soğutulması hava soğutucuları, yüzey su soğutma sistemleri, ıslak tip soğutma kuleleri ve kuru tip soğutma kuleleri ile yapılmaktadır. İlk ikili jeotermal santral 1967 yılında Rusya, Paratunka’da devreye alınmıştır [14-17]. Bu santral, 81 °C sıcaklıkta su kullanarak 680 kW enerji üretmiş ve bu ikili çevrim konseptinin elverişliliğini göstermiştir. 150 °C’den düşük sıcaklıklardaki jeotermal akışkanlarda, düşük maliyetli flaş buhar santrallerini uygulamak oldukça zordur ve bu sıcaklıklarda tek çözüm ikili çevrimdir. Bugün ikili çevrim güç santralleri genellikle 162 ünite ve 373 MW güç üretimiyle en yaygın olarak kullanılan jeotermal santrallerdir. Bu santraller jeotermal ünitelerin %34,14’lük bir kısmını oluşturmaktadır ancak bu toplam enerji üretiminin sadece %4’lük kısmını karşılamaktadır [16]. Bu santrallerden bazıları Çizelge 1.4’de verilmiştir.

Jeotermal santrallerde, en çok üzerinde durulan konu kaynağın optimum kullanımı olup enerji ve ekserji verimiyle ifade edilir. Birinci kanun verimi %5-15 iken ikinci kanun verimi %20-54 civarındadır. İkili çevrim güç santrallerinin optimum dizayn kriterlerini tanımlayan bir çok çalışma vardır. Kanoglu ve Bolatturk, Reno (Nevada, Amerika) ikili çevrim güç santralinin termodinamik performansını belirlemiştir.

Çizelge 1.4. İkili çevrimle çalışan bazı güç üretim santralleri.

Santral / lokasyon	Kaynak sıcaklığı (°C)	Debi	Akışkan	Toplam/net güç (MW)	Termal verim (%)
Amedee, Amerika	104	205 (l/s)	R-114	2,0/1,5	-
Wineagle, Amerika	110	63 (l/s)	İzo-bütan	0,75/0,6	-
Altheim, Avusturya	106	86 (l/s)	-	-/1,0	-
Otake, Japonya	130	14,7 (kg/s)	İzo-bütan	-/1,0	12,9
Nigorikawa, Japonya	140	50 (kg/s)	R-114	-/1,0	9,81
Reno, NV, Amerika	158	556 (kg/s)	İzo-bütan	27/21,7	10,2

Bu santral 158 °C’de jeotermal akışkan kullanmakta ve organik akışkan olarak izo-bütanla çalışmaktadır. Enerji ve ekserji verimi sırasıyla %10,2 ile %21’dir. Yer altına tekrar verilen jeotermal akışkanın sıcaklığı nispeten yüksek (90 °C) olup yaklaşık %35,3 ekserji ve %55,7 enerji kaybı meydana gelmektedir. Yer altına geri enjekte edilen akışkanın ısısından faydalanıp bölgesel ısıtma yapılarak santralin toplam verimi yükseltilebilir.



Şekil 1.2. İkili çevrim jeotermal santral şematik resmi [18].

1.1.2. Atık Isı Geri Kazanımında ORC Uygulamaları

Atık ısı, yanma prosesi veya herhangi bir kimyasal reaksiyon/termal proses esnasında açığa çıkan ve kullanılmayan ısı olup doğrudan atmosfere atılmaktadır. Endüstriyel enerji yoğun prosesler, içten yanmalı motorlar ve mekanik ekipmanlar yüksek

miktarda atık ısı açığa çıkarılır [19-21]. Atık ısılar sadece yüksek ekserji içermezler, bunun yanı sıra karbondioksit (CO₂), azot oksitler (NO_x) ve kükürt oksitler (SO_x) gibi bol miktarda kirletici emisyon açığa çıkarılır. Bazı gelişmiş ülkeler, atık ısılarını değerlendirerek bir yandan enerji ithalatını azaltırken diğer yandan emisyonlarını azaltmaktadırlar. Kanada'da yapılan bir araştırmaya göre en büyük 8 imalat sektöründe enerji giderlerinin %70'inin atık ısı olarak kaybolduğu belirlenmiştir [22]. Amerika birleşik devletleri Enerji Departmanı tarafından 2008 yılında yayınlanan bir rapora göre ülkedeki enerji tüketiminin 1/3'ünün sanayide kullanıldığı ve sanayinin aynı oranda sera gazı emisyonlarına neden olduğu belirlenmiştir. Sektörel bazda en fazla enerji tüketen sektörler; metal endüstrisi (demir, çelik, bakır, alüminyum ve cam), çimento ve yapı malzemeleri endüstrisi, yiyecek ve içecek işleme endüstrisi, selüloz ve kâğıt sanayi, petrol ve kimya endüstrisidir.

Sıcaklıklara göre atık ısıları üç kategoride ayırmak mümkündür. Bunlar; düşük sıcaklık (<230°C), orta sıcaklık (230-650°C) ve yüksek sıcaklık (>650°C)'dir. Isı kaynağının sıcaklığı temel bir parametre olup enerji geri kazanım prosesinin verimi ve ısı değiştiricinin dizaynını etkilemektedir. Atık ısı kaynakları, sıcaklıkları ve önerilen ısı geri kazanım teknolojileri Çizelge 1.5'de verilmiştir.

Atık ısının geri kazanılması için birçok enerji geri kazanım teknolojisi geliştirilmiştir. Bunlar; farklı türlerde ısı değiştiricileri (reküperatörler, rejeneratörler, hava ön ısıtıcıları, ekonomizerler, ısı boruları, atık ısı kazanları vb), ısı pompaları, absorpsiyon/adsorpsiyon soğutma makinaları ve ısı-elektrik dönüştürücüleridir. Atık ısıdan güç üretimi termodinamik çevrimler kullanılarak elde edilebilirler [22]. Bunlar; buharlı rankine çevrim, organik rankine çevrim, kalina çevrimi, gaswami çevrimi ve transkritik/süper kritik çevrimler veya termiyonik, termoelektrik ve piezoelektrik ekipmanları gibi doğrudan dönüşüm sistemleridir [23]. Termodinamik güç çevrimleri halihazırda kullanılıyor olmasına rağmen doğrudan dönüşüm sistemleri hala gelişme safhasındadır.

Genelde konveksiyonel buhar çevrimleri orta ve yüksek sıcaklıklarda çalışmalarına rağmen küçük ölçekli sistemlerde veya düşük sıcaklıklarda ekonomik olmamaktadır

[24]. Düşük ve orta sıcaklıklarda organik rankine çevrimler ve kaline çevrimler daha kompleks olmayan yapıya sahip oldukları için avantajlı durumdadırlar.

Çizelge 1.5. Atık ısıların sıcaklıklarına göre gruplandırılması ve önerilen geri kazanım teknolojileri.

Kategoriler	Isı kaynağı	Sıcaklık	Önerilen geri kazanım teknolojileri
Yüksek sıcaklık (>650°C)	Katı atık	650-1000	Hava ön ısıtma
	Nikel rafine fırını	1370-1650	Rankine çevrim
	Cam eritme fırını	1000-1550	Buhar üretimi (ısıtma)
	Alüminyum rafine fırınları	650-760	Isı değiştirici (ön ısıtma)
	Bakır reverber fırın	900-1100	Termoelektrik
	Bakır rafine fırını	760-815	Termal PV
	Çinko rafine fırını	760-110	
	Çimento fırını	620-730	
Orta sıcaklık (230-650°C)	Hidrojen tesisi	650-100	
	Buhar kazanı bacası	230-480	Rankine çevrim
	Gaz türbini bacası	370-540	Organik rankine çevrim
	Kurutma ve pişirme fırınları	230-600	Isı değiştirici (ön ısıtma)
	Katalitik krater	425-650	Hava ön ısıtma
	Pistonlu motor egzozu	315-600	Termoelektrik
Düşük sıcaklık (<230°C)	Tavlama fırını soğutma sistemi	425-650	
	Proses buhar kondensatı	50-90	Mekan ısıtma
	İçten yanmalı motor soğutma suyu	66-120	Isı pompası
	Proses sıvıları ve katılarının soğutma suyu	32-232	Organik rankine çevrim
	Tav fırını soğutma suyu	66-230	Isı değiştirici
	Kurutma ve pişirme fırınları soğutma suyu	93-230	Absorpsiyon / adsorpsiyon soğutma
	Kaynak ve enjeksiyon makineleri soğutma suyu	32-88	Kalina çevrimi
	Yatakların soğutma suyu	32-88	Piezzoelektrik
Hava kompresörleri soğutma suyu	27-50		

Sıcak ısı sığasından güç çevrimine ısı transferi iki yöntemle gerçekleşmektedir; (1) duman gazı / proses ısı ve iş yapan akışkan aynı ısı değiştiricide ısı transferi gerçekleşmekte veya (2) organik akışkanın tutuşma riskine karşı termal yağ ara akışkan olarak kullanılmaktadır. ORC sisteminin teçhizat seçimi öncelikli olarak ısı kaynağının sıcaklığı ve arzu edilen güç miktarına bağlıdır [25]. Prosesine uygun ORC modülleri tedarikçi firmalardan sipariş edilebilmelerine rağmen en önemli handikap ORC sisteminin optimum dizaynı ve ısı değiştiricinin sisteme entegrasyonudur. Bazı ORC sistemlerinin teknik özellikleri Çizelge 1.6'da verilmiştir.

ORC teknolojisi, atık ısının bulunduğu proseslerde yakıt tasarrufu sağlamak ve çevreyi korumak amacıyla geliştirilmiştir. Atık ısının bulunduğu sektörler; güç üretim tesisleri [26,27-30], imalat prosesleri [31-33], teknik ekipmanların soğutulması [34], otomotiv endüstrisi [35, 36] ve deniz taşımacılığıdır [37].

Çizelge 1.6. Dünyadaki bazı ORC atık ısı geri kazanım santralleri.

Kurulduğu mevkii	Atık ısı üreten sistem	Isı kaynağı çeşidi	Kapasite	Teknoloji	Devreye alma
Mirom Roeselare, Belçika	Atık yakma tesisi	Sıcak su 180°C	3 MW	Soğ. akışkan / Turboden	2008
Oxon Italia SPA, Pavia, İtalya	8,3 MW MAN dizel motor	Egzoz gazı	0,5 MW	Siloksan / Turboden	2008
RHI, Radenthein, Avusturya	Manyezit üretim prosesi	Sıcak duman gazı	0,8 MW	Siloksan / Turboden	2009
Italcementi, Ait Baha (MA) İtalya	Çimento üretim prosesi	Fırın duman gazı	2 MW	Siloksan / Turboden	2009
Gasseltenijeenschemondi, Hollanda	2×646 kWe Jenbacher biyogaz motoru	Egzoz gazı	125 kW	ORC / tri-o-gen	
Nieuweroord, Hollanda	2×835 kW Jenbacher biyogaz motoru	Egzoz gazı	150 kW	ORC / tri-o-gen	
National Swimmingcentra The Tongelreep, Eindhoven, Hollanda	2,1 MW ABC biyodizel motoru	Egzoz gazı	150 kW	ORC / tri-o-gen	
Savona, BC, Kanada	Basit çevrim gaz türbini (18,5 MW)	Egzoz gazı	4,5 MW	Pentan	2008
Kalamazoo Valley Community College, Michigan, Amerika	Buhar Kazanı	Egzoz gazı		Twin - screw expander / Electratherm	2010
TransCanada pipeline, Gold Creek, Alberta, Kanada	Gaz türbini (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Egzoz gazı	6,5 MW	Ormat teknoloji	1999

Çizelge 1.6. (devam ediyor).

Northern Border Pipeline, St. Anthony, Kuzey Dakota	Gaz türbini (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Egzoz gazı	5,5 MW	Ormat teknoloji	2006
Northern Border Pipeline, Wetonka, Güney Dakota	Gaz türbini (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Egzoz gazı	5,5 MW	Ormat teknoloji	2007
Alliance Pipeline, Kerrobot, Saskatchenwan, Kanada	Gaz türbini (GE LM2500/33000 HP)	Egzoz gazı	5,5 MW	Ormat teknoloji	2008
Kuzey Sınır Hattı, Garvin, Minnesota	Gaz türbini (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Egzoz gazı	5,5 MW	Ormat teknoloji	2009
Kuzey Sınır Hattı, CS 13, Minnesota	Gaz türbini (Rolls Royce, RB211/38000 HP)	Egzoz gazı	5,5 MW	Ormat teknoloji	2010
Kern River Pipeline, Goodsprings, Nevada	Gaz türbini (3×Solar Mars 100/15000 HP)	Egzoz gazı	6 MW	Ormat teknoloji	2010
Spectra Pipeline, Australian, BC, Kanada	Gaz türbini (GE PGT25+/31000 HP)	Egzoz gazı	5 MW	Ormat teknoloji	2010

Çimento üretim prosesleri enerji yoğun prosesler olup bir ton çimento üretimi için 3~5 GJ enerjiye ihtiyaç duymaktadır [38]. 2008 yılında Çin tek başına 1388 milyon ton üretimle dünya çimento üretiminin yaklaşık yarısını gerçekleştirmektedir [39]. Çimento üretim prosesinde klinker üretimi kritik bir adım olup toplam enerjinin %80'i bu safhada tüketilmektedir. Klinker üretimi başlıca kireçtaşı, silikon oksitler, alüminyum ve demir oksit materyal karışımlarının yakılmasıyla gerçekleşmektedir. Kireç ocaklarından (kilns) çıkan gazlar, egzoz gazları olarak atmosfere atılmaktadır. 4 kademeli ön ısıtıcılarda egzoz gazı sıcaklığı 300-350 °C iken 5~6 kademeli ön ısıtıcılarda 200~300 °C'dir. Klinkerin kireç ocağından çıkış sıcaklığı yaklaşık 1000 °C olup dış ortam (atmosfer) havasıyla 100~120 °C'ye soğutulmaktadır. Bu esnada 200~300 °C'de sıcak hava elde edilmektedir. Soğutucudan çıkan sıcak hava ve kireç ocağından çıkan egzoz gazlarının enerjisi organik rankine çevrim teknolojisi kullanılarak geri kazanılabilir [40]. Engin ve Arı 600 t/h kapasiteli bir çimento fabrikasında yaptıkları enerji etüdünde sisteme giren toplam enerjinin %40'ının kullanılmayan ısı olarak kaybolduğunu belirtmişlerdir. Kaybolan enerjinin %19,15'i egzoz gazlarıyla, %5,6'sı soğutucuda ve %15,11'i fırın duvarından atılmaktadır. Buhar çevrimli atık ısı geri kazanım teknolojisi kullanılarak düşük sıcaklıklardaki soğutma havası ve egzoz gazlarıyla amortisman süresi 17 ay olan 1 MW'lık enerji üretim santralini kurulabileceği ifade edilmiştir. Çimento fabrikaların büyüklüğüne göre değişiklik göstermekle birlikte onlarca MW elektrik üreten atık ısı geri kazanım santralleri kurmaksızın mümkün olacağı açıklanmıştır. Çimento üretim tesisleri atık ısılarından üretilen elektrikle tesisin elektrik ihtiyacının yaklaşık %10~20'sinin karşılanabileceği söylenmiştir. Organik rankine çevrim teknolojisi geleneksel buhar çevrimlerine göre düşük yatırım ve bakım masrafları olması nedeniyle çimento sektöründe enerji verimliliği için tercih edilebilen bir teknoloji olabilecektir.

1970 ve 1980'lerdeki petrol krizinde motorlu taşıt üreticileri, taşıtlarda yakıt tüketiminin azaltılması için çalışmalar yapmış fakat krizin etkisini yitirmesiyle bu çalışmalar uygulamaya konulamamıştır. Ancak son yıllarda sera gazı emisyonlarının azaltılması için uygulamaya konulan düzenlemeler, motorlu taşıtlarda yakıt tüketimi ve CO₂ emisyonu azaltımına olan ilgiyi tekrar canlandırmıştır. Günümüz taşıtlarında kullanılan içten yanmalı motorların yakıt (enerji) ihtiyacı, üreteceği motor çıkış gücünün yaklaşık üç katıdır. Çünkü içten yanmalı motorların maksimum verimi %40

olup yakıt enerjisinin 1/3'ünü mekanik enerjiye dönüştürebilmektedir [41]. Örneğin 1.4 silindir hacmine sahip buji ile ateşlemeli bir motorun termik verimi çalışma şartlarına göre değişiklik göstermekle birlikte %15~32'dir. Geriye kalan %60~70'lik enerji radyatör (%18~42) ve egzoz gazlarıyla (%22~46) atmosfere atılmaktadır [35]. Rankine çevrimle kaybedilen bu ısı geri kazanılarak kabin içi termal konforun sağlanması veya güç üretimi için kullanılabilir. Honda [36] akışkan olarak suyun kullanıldığı bir prototip dizayn ederek test etmiştir. Yapılan prototiple 100 km/h sabit hız şartlarında termik verimin %28,9'dan %32,7'ye yükseldiği görülmüştür. Organik rankine çevrim sadece egzoz gazından değil aynı zamanda motor soğutma suyundan yararlanarak yakıt tasarrufu sağlayabilmektedir.

Düşük sıcaklıktaki kullanılmayan atık ısının elektrik enerjisine dönüştürme kabiliyetine sahip organik rankine çevrimler enerji mühendisliği ve birçok makalede önemli konulardan biridir. ORC'nin birçok yönü irdelenmiş fakat çoğu zaman araştırmalar çalışma akışkanı ve çevrimin optimum dizaynına yoğunlaşmıştır [6,7,10,29,42-45]. Konuyla ilgili yapılan literatür çalışmasından aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir;

Kritik sıcaklıklar baz alındığında

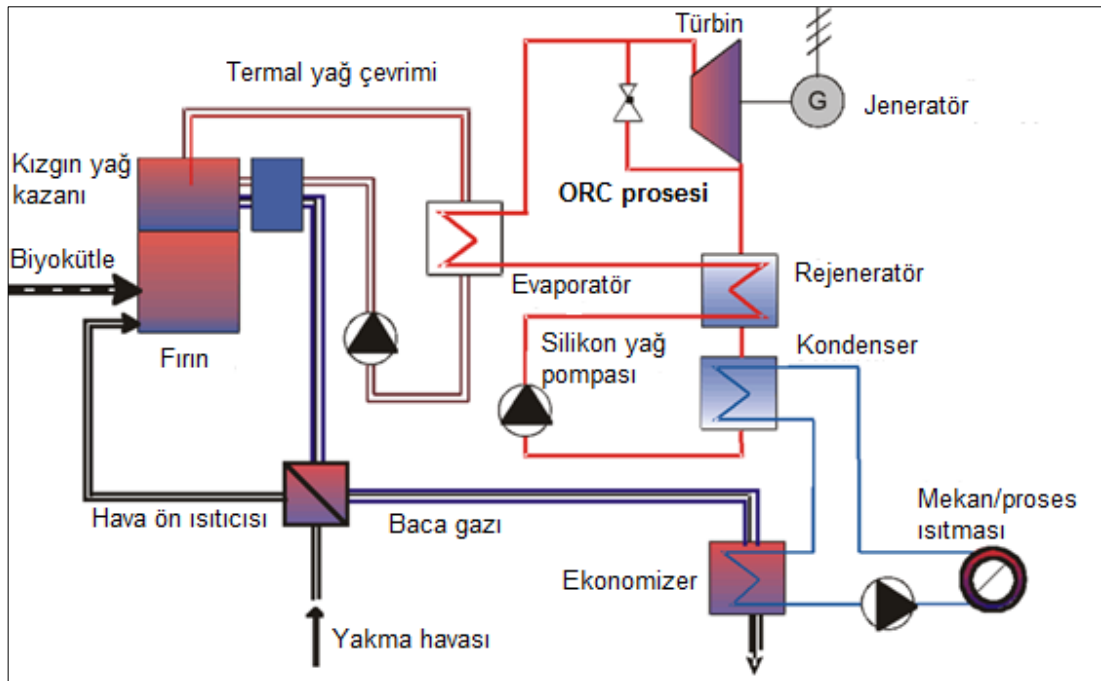
- Yüksek sıcaklıktaki akışkanlar ($T_{\text{Kritik}} > 250^{\circ}\text{C}$)
- Orta sıcaklıklardaki akışkanlar ($150 < T_{\text{Kritik}} < 250^{\circ}\text{C}$)
- Düşük sıcaklıklardaki akışkanlar ($T_{\text{Kritik}} < 150^{\circ}\text{C}$)

1.1.3. Biyokütle Kaynakları için ORC Uygulamaları

Biyokütle, birçok tarımsal veya endüstriyel proseste (ağaç endüstrisi veya tarımsal atıklar) yaygın biçimde kullanılmaktadır. Diğerlerinden farklı olarak biyokütle yakılarak ısı elde edilip termodinamik çevrimle elektriğe dönüştürülebilmektedir. Biyokütlenin yakıt olarak kullanım maliyeti fosil yakıtlardan nispeten daha düşüktür. Fakat biyokütlenin temiz yakılabilmesi için gerekli olan yatırım klasik kazanlardan daha önemlidir. Küçük ölçekli dağıtık üniteler için elektrik üretimi birim maliyeti rekabetçi değildir ve yatırımdan yeterli miktarda kazanç sağlanması için birleşik ısı ve elektrik üretimi gereklidir. Bu yüzden yüksek enerji dönüşüm verimi sağlamak amacıyla birleşik ısı ve güç santralleri, elektrik ihtiyacının karşılanmasından daha

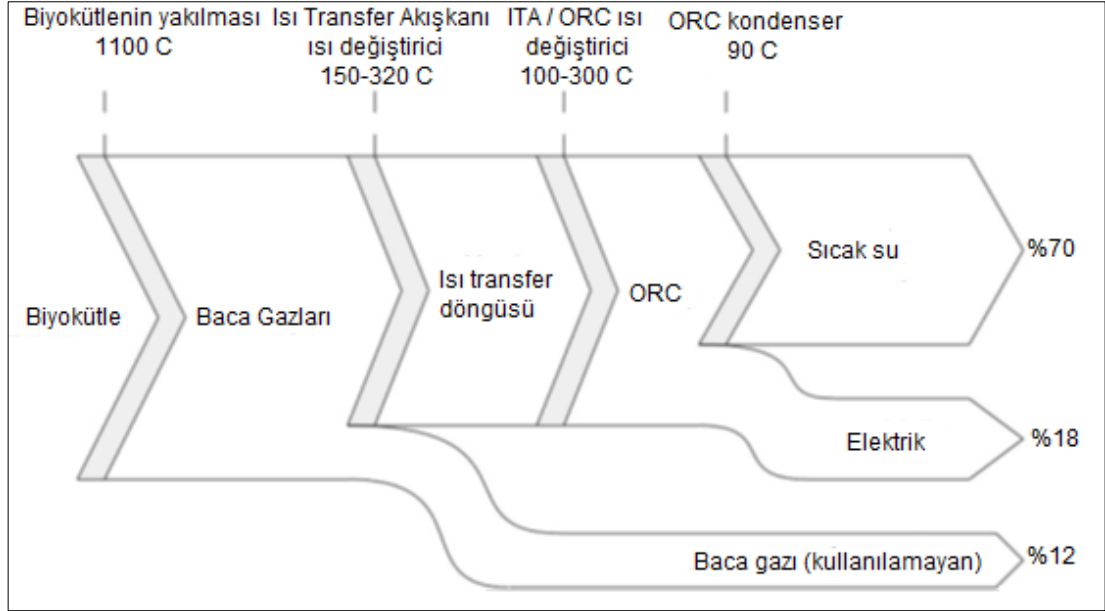
çok ısı ihtiyacının karşılanması için çalıştırılmaktadır [46]. Isının nihayi ürün olarak kullanılabilirliği biyokütle ORC uygulamaları için önemli bir değerdir. Biyokütle ORC uygulamalarından elde edilen ısı endüstriyel proseslerde (ağaç kurtarmak vb) veya mekan ısıtılması amacıyla kullanılabilir [47].

Isının uzak mesafelere taşınmasının zorluğundan ötürü biyokütle birleşik ısı ve güç santralleri çoğu zaman 6-10 MW termal güç (1-2 MW elektriksel güç) ile sınırlıdır. Bu nedenle geleneksel buhar çevrimleri bu güçlerde maliyet etkinliği açısından uygun değildir. Birleşik ısı ve güç üretim sistemlerinin şematik resmi Şekil 1.3'de verilmiştir. Yanma sonucu açığa çıkan ısı birbirine seri bağlı iki adet eşanjör ile ısı transfer yağına aktarılmaktadır (ısı transfer yağının sıcaklığı 150-320 °C arasında değişmektedir). Kızgın yağ kazanından çıkan ısı transfer akışkanı ORC ünitesi evaporatörüne girerek, organik akışkanın buharlaşması sağlanmaktadır. Buharlaşan organik akışkan türbinde genişletildikten sonra reküperatörde sıvı haldeki organik akışkanın ön ısıtılması için kullanılmaktadır. Reküperatörden çıkan buhar fazındaki organik akışkan ~90 °C'de yoğunlaştırılmaktadır. ORC ünitesinde kullanılan kondenserden sıcak su elde edilmektedir. Diğer bir ifadeyle kondenserde organik akışkan yoğunlaşırken sıcak su üretilmektedir.



Şekil 1.3. Birleşik ısı ve güç üretim sistemlerinin şematik resmi.

Şekil 1.4’de örnek bir birleşik ısı güç ünitesinin enerji akışları verilmiştir. Birleşik ısı güç sistemlerinin elektrik verimleri %18 ile sınırlıyken, sistemin genel verimi (ısı + elektrik) %88’dir. Bu verim değeri birçok dağınk güç üretim santrallerinin veriminden daha yüksektir.



Şekil 1.4. Örnek bir birleşik ısı güç ünitesinin enerji akışları.

Baca gazındaki ısı kayıplarını minimize etmek için duman gazlarının sıcaklığı mümkün olabilecek en düşük sıcaklığa kadar soğutulmalıdır (çiğlenme noktasına kadar düşürülmeden). Duman gazlarının soğutulması için iki farklı ısı transfer döngüsü kullanılabilir; yüksek sıcaklık döngüsü ve düşük sıcaklık döngüsü. Düşük sıcaklık döngüsü, baca hattına yüksek sıcaklık döngüsünden sonra konulmaktadır (döngü çıkışlarında, çıkış sıcaklığının düşürülmesi amacıyla).

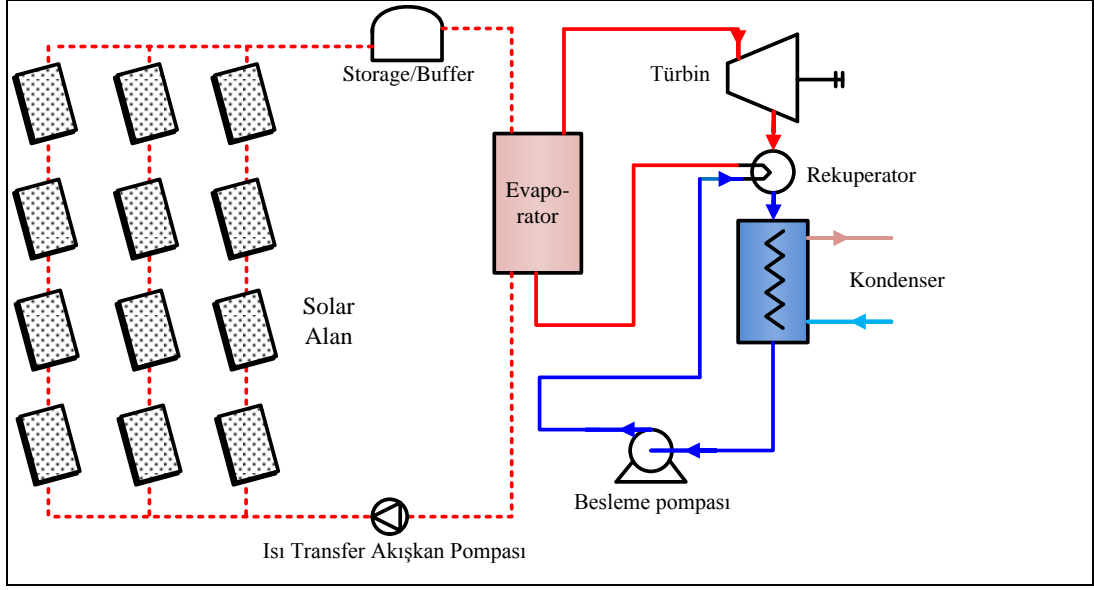
Katı biyoyakıtlardan elektrik üretimi için başlıca rakip teknoloji biyokütle gazlaştırmasıdır; bu teknolojiye biyokütle H_2 , CO , CO_2 ve CH_4 'den oluşan sentez gazına dönüşmektedir. Bu sentez gazı içerisindeki katı partiküllerin giderilmesi için gaz temizleme işlemine tabi tutulurlar ve daha sonra içten yanmalı motor veya gaz türbininde yakılmaktadırlar.

ORC kullanılan biyokütle kaynaklı ısı ve güç üretim sistemi teknoloji ve maliyet bakımından gazlaştırma teknolojisiyle karşılaştırıldığında, gazlaştırmanın daha yüksek yatırım (~%75) ve daha yüksek çalışma ve bakım maliyeti (~%200) olduğu görünebilir. Diğer taraftan gazlaştırma ürünleri daha yüksek güç üretim oranına sahiptir [48]. ORC teknolojisi bilinen bir uygulama olmasına rağmen, gazlaştırma teknolojisi henüz gelişme aşamasındadır.

1.1.4. Güneş Enerjisi için ORC Uygulamaları

Yoğunlaştırılmış solar güç sistemleri bilinen bir teknolojidir. Güneş ışığı güneş kollektöründe toplanarak, ısı yüksek sıcaklıkta akışkana transfer edilmektedir. Bu ısı daha sonra elektrik üretmek için bir güç çevriminde kullanılmaktadır. Yoğunlaştırılmış solar güç teknolojilerinde başlıca üç teknoloji bulunmaktadır. Bunlar; parabolik çanak kollektörü, parabolik panel ve solar kuledir. Parabolik çanak ve solar kule yüksek konsantrasyon faktörü ve yüksek sıcaklığa ulaşmada lider konumdadırlar. Bu teknoloji için en uygun güç çevrimleri stirling motor (küçük ölçekli santraller için) ve buhar çevrimleridir.

Parabolik panel nokta-odaklı yoğunlaştırılmış solar güç sistemlerinden daha düşük sıcaklıklarda çalışmaktadır. Parabolik paneller günümüze kadar güç üretimi için genellikle geleneksel rankine çevrim ile kullanılmıştır [49]. Bilindiği gibi geleneksel rankine çevrim yüksek sıcaklık, yüksek basınç gereksinimi duyarlar ve fizibil olabilmeleri için büyük kurulu güçler olması gerekmektedir.



Şekil 1.5. Güneş enerjisi için örnek bir ORC uygulaması.

Organik rankine çevrim, küçük ölçekte ilk yatırım maliyetini düşürmek için umut verici bir teknolojidir. ORC düşük sıcaklıklarda çalışabilmekte ve toplam kurulu gücü kW seviyelerine kadar düşebilmektedir. Böyle bir sistemin çalışma prensibi Şekil 1.5’de sunulmuştur. Frensel lineer yoğunlaştırıcılar vb teknolojiler, düşük sıcaklıklarda çalışabilen ve düşük yatırım maliyeti gerektirmeleri nedeniyle solar ORC için uygundurlar.

Günümüze kadar, çok az yoğunlaştırılmış solar ORC’li güç sistemleri piyasada bulunmaktadır. Bunlardan bazıları;

- 1 MWe ORC’li yoğunlaştırılmış solar güç santrali 2006 yılında Arizona’da devreye alınmıştır. ORC modülü çalışma akışkanı olarak n-pentane kullanmakta ve solardan elektrik dönüşüm verimi (dizayn değeri) %12,1’dir [50].
- 100 kW’lık bir santral 2009 yılında Havaii’de Electrotherm firması tarafından işletmeye alınmıştır. Kollektördeki ısı transfer akışkanının sıcaklığı 120 °C’dir.

1.2. EU27 ÜLKELERİNDE İŞLETMEDEKİ ORC ÜNİTELERİ VE KURULUM KAPASİTELERİ

EU27 ülkelerinde işletmedeki ORC üniteleri tespit edilirken 5 ORC üreticisinin referans bilgileri elde edilerek tablo oluşturulmuştur (Çizelge 1.7). Bu firmalar; Turboden, ORMAT, Enertime, Maxxtec-Adoratec, Tri-o-gen'dir. Bu üretici firmaların Çizelge 1.7'de isimleri bulunan ülkeler dışındaki diğer Avrupa ülkelerinde ORC ünitesi bulunmadığından bu ülkelerin isimleri Çizelge 1.7'ye eklenmemiştir.

EU27 ülkelerinde gerek ORC santrali sayısının çokluğu gerekse kurulu kapasite büyüklüğü bakımından ilk sırada Almanya yer almaktadır. Bu durumun sebebi yenilenebilir enerji kaynaklarına verilen teşvik olarak açıklanabilir. Alman hükümeti, yenilenebilir enerji kaynaklarından üretilen elektriğin birim fiyatını diğer Avrupa ülkelerine göre 1,5~2 katı daha pahalıya satın almaktadır. Böylelikle yenilenebilir enerji kaynaklarına yapılan yatırımın amortisman süresi kılalacağından yatırımcılar bu sektöre ilgi göstermektedirler. ORC santrali sayısı ve kurulu kapasite büyüklüğü açısından ikinci ve üçüncü sırada ise sırasıyla İtalya ve Avusturya yer almaktadır.

Çizelge 1.7 incelendiğinde en çok ORC ünitesinin biyokütleden enerji üretim alanında olduğu görülmektedir. İkinci sırayı jeotermal ve üçüncü sırayı ise endüstri atık ısısından enerji üretimi almaktadır. Endüstriyel atık ısıdan elektrik üretiminde genellikle hükümetler elektriği teşvikli satın almadıklarından, ORC yatırımlarının amortisman süresi yükselmektedir. Bu durumda yatırımcılar ORC yatırımı için endüstriyel atık ısı yerine yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelmektedir.

Çizelge 1.7. EU27 ülkelerinde işletmedeki ORC üniteleri ve kurulu kapasiteleri.

Ülkeler	Biyokütle		Atık Isı Geri Kazanımı		Jeotermal	
	İşletme sayısı	Kurulu Kapasite (MWe)	İşletme s.	Kurulu K. (MWe)	İşletme s.	Kurulu K. (MWe)
İtalya	68	58,27	12	11,70	1	0,50
Almanya	89	93,41	4	5,50	5	23,20
İspanya	7	5,80	0	-	0	-
Fransa	5	3,92	1	2,70	1	1,50
İngiltere	3	5,00	0	-	0	-
Belçika	1	0,16	1	3,00	0	-
Avusturya	30	30,77	1	0,80	1	1,00
Çek Cumhuriyeti	6	3,46	0	-	0	-
Bulgaristan	1	1,20	0	-	0	-
Estonya	2	3,20	0	-	0	-
Finlandiya	3	2,13	1	1,30	0	-
İzlanda	0	-	0	-	1	5,20
Letonya	13	13,96	0	-	0	-
Hollanda	8	2,14	0	-	0	-
Polonya	9	11,55	0	-	0	-
Portekiz	2	0,32	0	-	1	11,50
Romanya	1	1,40	1	4,00	0	-
Slovakya	2	1,13	1	5,00	0	-
Toplam	250	237,82	22	34,00	10	42,90

1.3. DÜNYADAKİ LİDER ORC ÜRETİCİLERİ

ORC üreticileri 1980'li yılların başından itibaren piyasada faaliyet göstermektedir. ORC üreticileri geniş güç ve sıcaklık aralığında ürün yelpazesine sahiptirler. Dünyada ORC sektöründe kurulu işletme sayısı ve kurulu kapasite açısından başlıca üç firma yer almaktadır. Bunlar; Turboden (Pratt&Whitney), ORMAT and Maxxtec'dir. Başlıca ORC üreticileri, uygulamalar, güç aralıkları ve ısı kaynağı sıcaklıkları Çizelge 1.8'de verilmiştir. Çizelge 1.8'de gösterilen üreticiler dışında birçok firma düşük kapasiteli (mikro CHP, atık ısı geri kazanımı, içten yanmalı motor egzoz gazları) ünitelerle ORC piyasasına girmeye çalışmaktadır.

Çizelge 1.8. Başlıca ORC üreticileri, uygulamalar, güç aralıkları ve ısı kaynağı sıcaklıkları.

Üreticiler	Uygulamalar	Güç aralığı (kWe)	Isı kaynağı sıcaklıkları (°C)
ORMAT, US	Jeo, atık ısı, güneş	200-70.000	150-300
Turboden, İtalya	Biyokütle-CHP, atık ısı, Jeo	200-2.000	100-300
Adoratec/Maxxtec, Almanya	Biyokütle-CHP	315-1.600	300
Opcon, İsveç	Atık ısı	350-800	≤120
Bosch KWK, Almanya	Atık ısı	65-325	120-150
GE Clean Cycle	Atık ısı	125	>120
Tri-o-gen, Hollanda	Atık ısı	160	>350

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Quoilin ve ark. ORC teknolojisinin bugünkü durumunu sıcaklık seviyeleri ve her bir uygulamanın özgün yönlerini ele alarak incelemiştir. Yapılan çalışmada başlıca ORC üretici firmaları listelenmiştir. Oluşturulan listede ORC firmalarının faaliyet alanları tanıtılmış, ORC çözümlerinin başlıca karakteristikleri ve güç üretim aralıkları belirtilmiştir. ORC uygulamalarının orta ve düşük sıcaklıklarda geleneksel rankine çevrime göre avantajlarının bulunduğu ifade edilmiştir. 1980'li yıllardan beri ORC pazarının hızla büyüdüğü, başlıca uygulama alanlarının biyokütle kojenerasyon, jeotermal, atık ısı geri kazanımı olduğu belirtilmiştir. ORC teknolojisinde organik akışkan ve genleşme elemanının önemli iki anahtar olduğu açıklanmıştır. ORC ünitelerinde kullanılan organik akışkanlar listelenmiş ve bu akışkanların kullanıldığı şartlar belirtilmiştir. ORC ünitesinde kullanılan genleşme ekipmanının ORC sistem performansını doğrudan etkilediği, genleşme ekipmanı seçiminin çalışma koşulları ve sistem büyüklüğüne bağlı olduğu açıklanmıştır. ORC sistemlerinde iki tür genleşme ekipmanı bulunduğu ve bunların turbo ve pozitif yer değiştirmeli tipler olduğu ifade edilmiştir. Pozitif yer değiştirmeli tür genleşme ekipmanının küçük ölçekli ORC sistemlerine daha uygun olduğu, turbo genleşme ekipmanının ise büyük ölçekli uygulamalarda tercih edildiği belirtilmiştir [51].

Li ve ark. yaptıkları çalışmada ejektör kullanılan ORC ünitesi (EORC) ve ikili organik rankine çevrimi (DORC) tanıtmışlardır. Organik Rankine Çevrim, EORC ve DORC sistemlerini çıkışı gücü, termal verim, ekserji kaybı ve ekserjetik verim bakımından karşılaştırmışlardır. Sistemlerin çıkış güçlerinin ORC'ye göre EORC ve DORC'de daha yüksek olduğu, termal verimin en yüksek DORC'da meydana geldiği fakat DORC'un ilaveten yeni bir genleşme-jeneratör ünitesine ihtiyaç duyacağı için yatırım ve işletme maliyetini artırdığı ifade edilmiştir. Evaporatördeki ekserji kayıplarının büyükten küçüğe sırasıyla EORC > DORC > ORC ve kondenserdeki

ekserji kayıplarının büyükten küçüğe sırasıyla ORC > DORC > EORC şeklinde olduğu belirtilmiştir. Çevrimlerin ekserji verimlerinin büyükten küçüğe doğru sıralanışının DORC > EORC > ORC olduğu ifade edilmiştir [52].

Aghahosseini ve Dincer yaptıkları çalışmada düşük sıcaklıktaki ısı kaynağı kullanan, organik akışkan olarak çeşitli saf ve zeotropic karışım kullanılan ORC'nin termodinamik analizini ve çevrim performansını karşılaştırmalı olarak yapmışlardır. Enerji ve ekserji analizi kullanılarak karşılaştırılmalı performans analizi yapılırken sistemin belirli şartlardaki (verim, debi, tersinmezlik, değişik sıcaklık ve basınçlardaki ısı gereksinimi vb) durumu hassasiyetle değerlendirilmiştir. Organik akışkanın zehirleyicilik, tutuşma özelliği, ozon tüketme potansiyeli ve küresel ısınma potansiyeli gibi çevresel karakteriskler çalışılmıştır. Ayrıca, çevrimin CO₂ emisyonunu dört farklı yakıt yakma sistemiyle karşılaştırmışlardır. R123, R245fa, R600a, R134a, R407c, ve R404a akışkanlarını potansiyel organik akışkan olarak değerlendirmişlerdir. Yazarlar, bu çalışma ile yapılan analiz sonuçlarının farklı çalışma şartlarında güç üretimi için en uygun organik akışkanı seçmede bilime ışık tutacağını ifade etmişlerdir [53].

Victor ve ark yaptıkları çalışmada ORC ve Kalina çevrimlerinde kullanılacak organik akışkan için optimizasyon modeli geliştirmişlerdir. Modelin yapıldığı çalışma şartlarının 100-250 °C ısı kaynağı sıcaklığı ve 30 °C ısının atıldığı çevre şartları için geçerli olduğu belirtilmiştir. Organik akışkan kompozisyon optimizasyon metodu SAT (Simulated Annealing Technique) tekniği kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Metotta 1 MW ısı kaynağının termal verimini maksimum seviyede tutacak biçimde çalışma yürütülmüştür. Çalışma sonucunda saf organik akışkanların, karışık organik akışkanlardan daha fazla enerji verimli olduğu açıklanmıştır. Organik akışkan seçiminde, verilen şartlarda maksimum çevrim veriminin elde edilmesi için çalışma yürütüldüğü beyan edilmiştir. Kalina çevrim kompozisyonu da optimize edilmiş ve 250 °C maksimum sıcaklık için amonyak-su karışımı içindeki minimum amonyak konsantrasyonunun %73,8 olduğu belirtilmiştir. Yapılan çalışma, belirli tip bir çevrimin optimum organik akışkan seçiminin, çalışma sıcaklığı ve basıncına bağlı olduğu ifade edilmiştir. Bu çalışma ile geliştirilen dizayn

metodunun, optimum organik akışkan ve çevrim çalışma şartlarını belirlemek isteyen mühendisler için yararlı olacağı belirtilmiştir [54].

Algieri ve Morrone küçük-ölçekli ORC uygulamalarının enerji performansını analiz etmişlerdir. Biyokütle güç üretimi için uygun sistem konfigürasyonunu belirlemek amacıyla parametrik bir enerji analizi gerçekleştirmişlerdir. Türbin girişinde doymuş ve kızgın buhar şartlarından yararlanarak subkritik ve transkritik çevrimleri araştırmışlardır. Ayrıca, çalışma şartlarının etkisi ve sistemdeki rejeneratörün sistem performansına etkisini analiz etmişlerdir. ORC'nin küçük-ölçekli ve dağınık güç üretimi için çok ilginç bir çözüm olduğu belirtilmiştir. Türbin girişindeki maksimum sıcaklık ve sistemdeki rejeneratörün güç üretim sistemi performansına etkisinin yüksek olduğu ifade edilmiştir. Yapılan çalışmada 7.500 ton biyokütle kullanılarak 0,22-0,57 MWel (çalışma şartları ve organik akışkan türüne bağlı olarak) üretileceği belirtilmiştir. Doymuş şartlarda, organik akışkan olarak tolüen kullanılan büyük-ölçekli elektrik üretim sistemi verimi %13,7 ve organik akışkan olarak dekan kullanılan ve sistemde rejeneratör bulunan sistemin verimi %19,2'dir. Rejenerasyon bulunmayan ve tolüen kullanılan sistemin elektrik üretim kapasitesi 0,36 MWel ve kojenerasyon verimi %61 iken rejeneratör bulunan ve dekan kullanılan sistemin elektrik üretim kapasitesi 0,51 MWel ve kojenerasyon verimi %65,6'ya ulaşmıştır. Kızgın buhar tekniği ve rejeneratör kullanılan sistemde cyclohexane daha iyi bir performans göstermiştir ($\eta_g = 19.8\%$, $\eta_{cog} = 66.0\%$ and $P = 0.52$ MWel). Süperkritik şartlar ve sistemde rejeneratör kullanıldığında sistem performansının daha da arttığı ifade edilmiştir ($\eta_g = 21.7\%$, $\eta_{cog} = 67.1\%$ and $P = 0.57$ MWel) [55].

Kaşka ısı kaynağı olarak atık ısı ve organik akışkan olarak R245fa kullanan bir ORC sisteminin enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmiştir. Güç üretim tesisinden alınan gerçek verilerle ORC çevriminin performansı değerlendirilmiştir. Evaporatör/kondenser basınçları değişimi, kızdırma ve aşırı soğutma durumlarında sistemin enerji ve ekserji verimlilikleri hesaplanarak grafiklerle gösterilmiştir. İki farklı çalışma şartları için (251,8 kW ve 203 kW brüt güç üretimi) yapılan analiz sonuçlarında sistemin enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %10,2; %48,5 ve %8,8; %42,2 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca sistemdeki her bir komponentin ekserji kaybı miktarı belirlemiştir. Birinci şartta (251,8 kW) evaporatör, türbin, kondenser, pompa

ve kondenslerden ekserji atım değerleri sırasıyla 123,9; 65,5; 41,4; 2,96; 33,4'dır. İkinci şartta (203 kW) evaporatör, türbin, kondenser, pompa ve kondenslerden ekserji atım değerleri sırasıyla 129,2; 60,5; 27,4; 2,0; 48,4'dır. Ekserji kaybının büyükte küçüğe doğru gerçekleştiği komponentler sırasıyla evaporatör, türbin, kondenser ve pompa olarak listelenmiştir. Evaporatör basıncının hem enerji hem de ekserji verimlerine etkisinin büyük olduğu belirtilmiştir. Ayrıca, evaporatör ve net güç üretiminde ısı değişim prosesinin etkisini belirlemek amacıyla pinch-point analizi yapılmıştır [56].

Bracco ve ark küçük-ölçekli ORC uygulamalarının deneysel testlerini ve prototip modellemesini incelemiştir. Çevrimin ana bileşenlerinin organik akışkan (R245fa), plakalı kondenser, invertör sürücülü diyafram pompa, elektrikli kazan ve helezonik türbinden oluştuğu ifade edilmiştir. Türbin, HVAC kompresörden türetilmiş 1,5 kW güç vermesi beklenen tam sızdırmaz bir mekanizma olduğu belirtilmiştir. Çevrimin bazı parametreleri ve sistemin bazı elemanlarının deneysel test sonuçları makalede sunulmuştur. Kayıtlı parametreler ve verimler, sistem optimize olmasa bile, önceki çalışmalardan beklenen sonuçlarla ve literatür sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Bu sonuçların (LMS yazılımı kullanılarak) çevrimin sayısal modellemesine zemin hazırladığı belirtilmiştir. Deneysel ölçümlerle kalibre edilen bu modelin, sistemin başlıca çalışma parametrelerinin tahmininde iyi bir yeterliliğe sahip olduğu sonucuna varmışlardır [57].

Bu makalenin ilk kısmında prototip ORC esaslı kojeneratör tanıtılmıştır ve ilk deneysel testlerin amacı tartışılmıştır. Sistemin %8 elektrik verimiyle, ilk testler olmasına rağmen ve bazı parçaların optimizasyona ihtiyacı olmasına rağmen, umut vaad eden performanslar açığa çıkardığı ifade edilmiştir. Bununla birlikte, düşük kaynak sıcaklıklarında kazan çıkışındaki buhar kalitesi ile ilgili olarak belirlenmiş bazı işletme limitleri için prototibin gelişmiş bir versiyonuna ihtiyaç olduğu belirtilmiştir. İlk testler sonucu elde edilen veriler, dinamik modelin kalibrasyonu ve validasyonu için kullanılmıştır. Deneysel ve simülatif değerler arasındaki benzerliklerin genel anlamıyla tatmin edici olduğu belirtilmiştir [57].

Wang ve arkadaşları çalışmada ORC'nin düşük sıcaklıklı ısı kaynağı gereksinimi ve yüksek verimli çalışması sebebiyle ayırt edici bir termodinamik performansa sahip olduğu belirtilmiştir. ORC sistemi için kritik termodinamik dizayn parametrelerinin (türbin giriş basıncı, türbin giriş sıcaklığı, pinch sıcaklık farkı ve sıcaklık yaklaşımları) akışkan olarak R123, R245fa ve isobutane kullanıldığında net güç çıkışı ve kondenser yüzey alanına etkisi incelenmiştir. Toplam net güç üretiminin toplam ısı transfer alanına oranı, termodinamik ve ekonomik açıdan sistem performansını değerlendirmek amacıyla kullanılmıştır. Sistem performansını optimize etmek için genetik algoritma kullanılmıştır. Türbin giriş basıncı, türbin giriş sıcaklığı, pinch sıcaklık farkı ve sıcaklık farkı yaklaşımlarının net güç üretimi ve hem kondenser hem de HRVG yüzey alanına önemli derecede etki ettiği ifade edilmiştir. Parametrik optimizasyon sayesinde ORC sisteminde organik akışkan olarak isobütan kullanıldığında en iyi sistem performansı elde edildiği ifade edilmiştir (R123 ve R245fa ile karşılaştırıldığında) [58].

Li ve ark modifikasyon yapılmış bir ORC ünitesinin enerji ve ekserji performansını araştırmışlardır. Farklı ısı kaynağı sıcaklıklarında (100, 90, 80 ve 70°C) ORC ünitesinin termal verimini incelemişlerdir. Termodinamik tersinmezliklerin evaporatör, kondenser, türbin, pompa ve separatörde meydana geldiğini saptamışlardır. Yaptıkları çalışmada düşük sıcaklık uygulamaları için ORC ünitesinin fizibilite çalışmalarını da yapmışlardır. Yapılan test çalışmalarından birinci deneyde evaporatöre giren ısı kaynağı sıcaklığı (kızgın yağ) 106,9°C ve ORC ünitesinin termal verimini %8,2 olarak bulmuşlardır. Ekseji kaybı büyükten küçüğe doğru evaporatör, kondenser, türbin, pompa ve separatör şeklinde sıralandığı ifade edilmiştir. Birinci deneyde ekserji verimlerini evaporatör (%73,7), türbin (%71,9), kondenser (%22,3) ve pompa (%19,2) şeklinde bulmuşlardır. İkinci deneyde ısı kaynağı sıcaklığını 95,6°C'ye düşürerek termal verimi %7,7 olarak elde etmişlerdir. Bu deneyde ekserji kayıpları büyükten küçüğe doğru sırasıyla evaporatör, kondenser, türbin, pompa ve separatörde meydana geldiği belirtilmiştir. Üçüncü deneyde ısı kaynağı sıcaklığını 85,2°C'ye düşürmüşler ve termal verimi %7,4 olarak bulmuşlardır. Her bir ekipmanın ekserji verimleri; evaporatör (%77,2), türbin (%72,3), kondenser (%19,2) ve pompa (%11,4) olarak bulmuşlardır. Son deneyde ise ısı kaynağı sıcaklığı 74°C'ye düşürülmüş ve termal verim %4,6 olarak hesap

edilmiştir. ORC ünitesindeki ekipmanların ekserji verimleri; evaporatör (%76,5), türbin (%56,4), kondenser (%19,7) ve pompa (%97) olarak bulunmuşlardır [59].

Cataldo ve ark yaptıkları çalışmada, düşük sıcaklıktaki atık ısıların ORC ünitesinde kullanımı için organik akışkan seçimine yönelik metodoloji geliştirmeyi amaçlamışlardır. Optimum organik akışkan seçimi genetik algoritma kullanan bir optimizasyon prosesi tarafından yapılmıştır. Optimizasyon yapılırken üç değişkenin göz önünde bulunduğunu ifade etmişlerdir. Bu değişkenler; organik akışkan, buharlaşma sıcaklığı ve yoğuşma sıcaklığıdır. Optimizasyon programı sonuçları incelendiğinde ısı kaynağı sıcaklığı 100°C olan durum için ekserji performansı açısından en uygun organik akışkanlar Novec649, Perfluoropentane, RE347mcc, Perfluorobutane, R365mfc'dir (ekserji verimi %18, buharlaşma sıcaklığı 68°C ve yoğuşma sıcaklığı 35°C). Çevresel faktörler göz önüne alındığında Novec649 en iyi akışkan olarak karşımıza çıktığını ifade etmişlerdir. Isı kaynağı sıcaklığı 150°C seçildiğinde en iyi organik akışkanın Novec649 olduğunu belirtmişlerdir. Bu ısı kaynağı sıcaklığında Novec649 için buharlaşma sıcaklığı 96°C ve yoğuşma sıcaklığı 35°C'dir [60].

Aljundi yaptığı çalışmada, ORC'de yüksek verimlilik ve jeotermal enerji kaynağının optimum kullanımı için organik akışkan seçiminde dikkatli davranılması gerektiğini vurgulamıştır. Yaptığı çalışmanın amacını; alternatif kuru akışkan kullanımının ORC verimine etkisini analiz etmek ve diğer soğutucu akışkanlarla karşılaştırmak olarak açıklamıştır. Bunun yanı sıra kritik sıcaklığın termal ve ekserji verimi üzerine etkisini belirlemeyi amaçlamıştır. İzo-pentan R-113'e iyi bir alternatif olduğu, neo-pentane'nin C₅F₁₂'den daha iyi performans sergilediği belirtilmiştir. Buna ek olarak n-bütan'ın RC-318, R-236fa, ve R-245fa'dan daha verimli olduğu ifade edilmiştir. Çalışma yapılan sistemde en iyi organik akışkan n-hekzan, en kötü organik akışkan R-227ea olarak tespit edilmiştir. Ayrıca, ORC'nin veriminin çalışılan aralıktaki akışkanın kritik sıcaklığı ile ilişkili olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Hidrokarbonların termodinamik olarak bazı soğutuculardan üstün olduğu ve jeotermal veya atık ısı geri kazanım sistemleri için yeni nesil akışkan olabileceği sonucunu elde etmişlerdir [61].

Stoppato yaptığı çalışmada Asiago'da (İtalya) yeni kurulan bir tesisin farklı çalışma koşullarındaki enerji ve ekonomik analizini yapmıştır. Tesiste yakıt olarak biyokütle kullanan iki adet kazan bulunmaktadır. Bu kazanlardan biri ısıtma hattına sıcak su sağlamakta, diğeri ise organik rankine çevrim'e ısı (kızgın yağ) amacıyla kullanılmaktadır. Tesiste bulunan ORC ünitesinin elektrik üretim kapasitesi 1,25 MW ve ısı kapasitesi 5,3 MW olarak belirlenmiştir. ORC'ye kızgın yağ giriş sıcaklığı 310 °C ve yağın dönüş sıcaklığı 250 °C'dir. ORC'den elde edilen suyun sıcaklığı 80 °C'dir. Tesisin bulunduğu lokasyonun 1 km çevresinde 6500 konutun bulunduğu belirtilmiştir. Ayrıca, tesisin bulunduğu lokasyonun hem yaz hem de kışlık tatil bölgesi olduğu ifade edilmiştir. Tesiste üretilen sıcak sudan 43 kullanıcının yararlandığı ve bu kullanıcıların pik yükünün 2550 kW olduğu belirtilmiştir. Farklı çalışma koşullarında ORC'nin elektrik üretim verimi %9,5 ile %15,8 arasında değiştiği beyan edilmiştir. ORC ünitesinin toplam verimi ise %31,6 ile %71,8 arasında değiştiği hesaplanmıştır [62].

Günümüze kadar ki yapılan çalışmalar incelendiğinde organik akışkan olarak Hexamethyldisiloxane kullanılarak ORC ünitesinin enerji ve ekserji analizi yapılmadığı görülmüştür. Bu çalışmada Brüt 950 kWe elektrik üretim kapasiteli, enerji kaynağı olarak biyokütleden elde edilen kızgın yağı kullanan ve organik akışkan olarak Hexamethyldisiloxane kullanılan bir ORC ünitesinin enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

BÖLÜM 3

BİYOKÜTLE KAZANINDA KIZGIN YAĞ ÜRETİMİ

MDF (Medium Density Fiberboard) ve Yonga Levha üretimi yapan bir sanayi kuruluşunda (entegre ağaç sanayi) önemli hammadde kaynağı odundur. Ağacın kabuğu üretimde kullanılmadığı için yakılmak üzere stoklanmaktadır. Ayrıca kabuk haricinde prosesin muhtelif kademelerinde çeşitli atıklar (elek altı, zımpara tozu, kenar kesme, testere tozu v.b.) ortaya çıkmakta ve bu atıklarda genelde biyokütle kazanlarında yakılarak değerlendirilmektedir. Bu yolla proseste ihtiyaç duyulan kızgın yağ, buhar, sıcak hava v.b. ısı ihtiyaçları karşılanmaktadır.

3.1. MDF VE YONGA LEVHA ÜRETİMİNDE OLUŞAN BİYOKÜTLE ATIKLARI

3.1.1. Ağaç Kabuğu

MDF ve Yonga Levha üretiminde hammadde olarak odun kullanılmaktadır. Sanayi kuruluşuna getirilen odun, kabuğuyla birlikte getirilmektedir. Odunun kabuğu MDF ve Yonga Levha üretiminde kullanılmadığı için atık olarak açığa çıkmaktadır. Ağaç yongalayıcı öncesi vibrasyonlu tekneler ve nakil sistemlerinden gelen ağaç kabuğu Şekil 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1. Vibrasyonlu tekneler ve nakil sistemlerinden gelen ağaç kabuğu.

3.1.2. Elekalıtı

Eleklerden çıkan ve üretimde kullanılmayan bir miktar biyokütle atığı Şekil 3.2’de sunulmuştur.



Şekil 3.2. Eleklerden çıkan ve üretimde kullanılmayan biyokütle atığı.

3.2. SANAYİ KURULUŞUNDAKİ BİYOKÜTLE KAZANLARI

Sanayi kuruluşunda kurulu bulunan üç adet biyokütle kazanının toplam ısıl kapasitesi 16 Gcal/h (4,5+4,5+7 Gcal/h)'dir. Her üç kazanda aktif olarak çalışmakta ve prosesin ısı ihtiyacını karşılamaktadır.

3.2.1. Yakıt Besleme Sistemi

Kızgın yağ kazanında yakılacak olan ağaç çipsi ve proses atıkları hareketli tabanlı yakıt besleme ve dozajlama sistemine pnomatik olarak veya iş makinalarıyla taşınmaktadır. Hareketli tabanlı yakıt besleme sisteminde 4 adet kayar taban bulunmakta ve bu tabanlardaki sıyırıcılar vasıtası ile yakıt bantlı konveyöre aktarılmaktadır. Hareketli tabanlı yakıt besleme sistemi 4 adet piston vasıtasıyla, hidrolik tahrik yöntemiyle çalışmaktadır. Kayar tabanların çalışma zaman aralıkları, mevsim şartları, yakıt kalitesi, yakıt nem oranı ve kazan çalışma kapasitesi parametrelerine bağlı olarak bir zaman rölesi ile ayarlanmaktadır.

Yakıt bunkerinden geçen yakıtlar eğimli tarzda çalışan bantlı konveyöre geldikten sonra kazana yakıt besleme bunkerine seviyesine kadar taşınmaktadır. Eğimli bantlı konveyörde yakıtın eğim nedeniyle geri düşmesini engelleyen sıyırıcılar bulunmaktadır. Bantlı konveyör açısı yakıtın rahatlıkla taşınmasını sağlayacak tarzda seçilmiştir. Eğimli bantlı konveyörün yakıt taşıma kapasitesi her üç kazanı ihtiyacını giderebilmektedir.

Bantlı konveyör çift sistemleri taşıdığı yakıtı yakıt besleme bunkerlerinde bulunan yakıt seviyesi sensörlerinden sinyal alarak, boş olan bunkere aktarmaktadır.

BERSEY tipi yakıt besleme sisteminin bir parçası olan yakıt bunkerine gelen yakıtlar besleme sistemine inerek yine hidrolik pistonlar vasıtasıyla tahrik alan yakıt besleme itici kolları ile yakma ocağına aktarılmaktadır. Yakıt besleme itici kolları, kazan kapasitesi ve yakıt kalitesi parametrelerine bağlı olarak zaman rölesi ile ayarlanabilmektedir. İtici kolların zaman ayarlaması kazan dairesinde bulunan bilgisayarlı otomasyon ekranında görülebilmekte ve müdahale edilebilmektedir.

Yakıt besleme sisteminde bulunan hareketli tabanlı yakıt besleyici, eğimli bantlı konveyörler, ve BERSEY tipi yakıt besleme sisteminin tüm elemanları otomasyon ekranında takip edilebilmekte ve gerekli müdahaleler yine bu ekrandan yapılabilmektedir. Bantlı konveyör yakıt besleme sistemi Şekil 3.3’de verilmiştir.



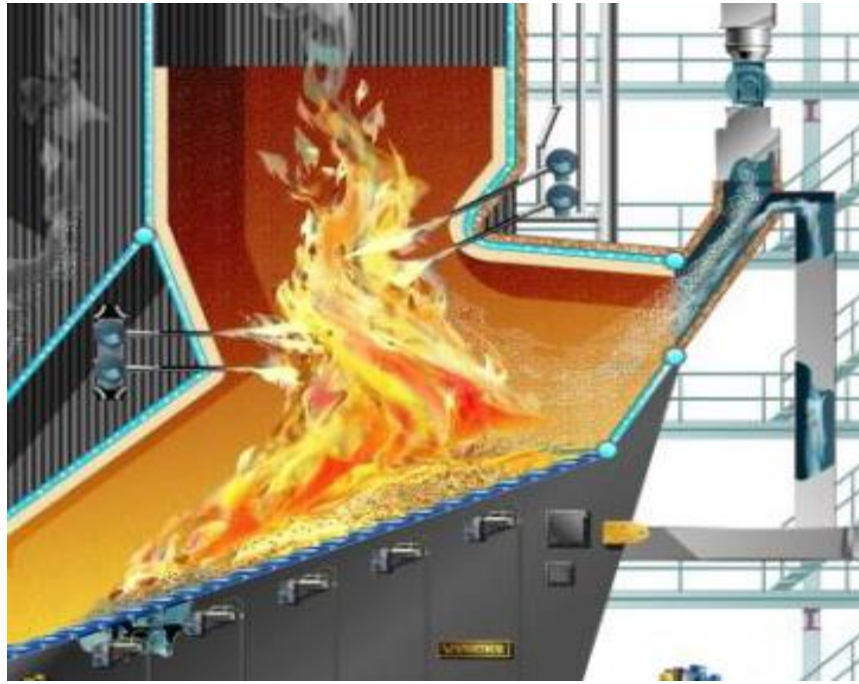
Şekil 3.3. Bantlı konveyör yakıt besleme sistemi.

3.2.2. Yanma Ocağı

Kızgın yağ kazanlarında yakılacak olan biyokütle atıkları yakma ocağında bulunan hareketli meyilli, hidrolik tahrikli ızgara üzerinde yanmaktadır. Yanma ocağı refrakter malzemeden duvarlarla kaplı ve minimum ısı kaybına neden olacak tarzda dizayn edilmiştir. Hareketli meyilli ızgara yakıt kurutma, yanma ve cüruf dökme bölgeleri olarak 3 bölmeden oluşmaktadır. BERSEY tipi yakıt besleme sisteminden gelen yakıt birinci bölme olan kurutma bölgesinde kurutulmakta ve yanma sıcaklığına getirilmektedir. Kurutulan yakıt ikinci bölmeye aktarılmakta ve burada yakılmaktadır. Yanma sonunda geriye kalan cüruf parçaları üçüncü bölmeye aktarılarak burada soğutulmaktadır. Soğutulan yanma ürünleri üçüncü bölme sonunda bulunan cüruf dökme bunkerine dökülerek ocaktan uzaklaştırılmaktadır. Hareketli meyilli ızgara sisteminin üç bölmesi de ayrı ayrı hidrolik pistonlardan

tahrik almaktadır. Yakıt kalitesi ve kapasiteye göre ayarlanabilen piston hareketleri otomasyon ekranından izlenebilir, müdahale edilebilir ve otomatik olarak da çalıştırılabilmektedir.

Yanma ocağına adapte edilen bir video kamera sistemi ile kazan operatörü ızgara hareketlerini, yanma durumunu ve yakıtın ızgara üzerine serilme şeklini yine operatör odasında bulunan bir ekrandan izleyebilmektedir. Bu izleme sistemi sayesinde operatör ızgara piston tahriklerine müdahale edebilmektedir.



Şekil 3.4. Yanma ocağı şematik resmi.

3.2.3. Kızgın Yağ Kazanı

Radyasyon kazanı spiral sarımlı borulardan oluşmakta ve yanma alevine maruz kalarak alevin radyasyon ısısını absorbe etmektedir. Radyasyon enerjisini burada bırakan yanma ürünü gazlar yine spiral sarımlı dış helezon bölgesinde taşınım ile ısısını bırakmaktadır. Kazanda refrakter kaplı duvarlar sayesinde minimum ısı kaybı meydana gelmektedir. Kızgın yağ dönüş hattında bulunan kızgın yağ degazöründe içerisindeki gazlardan arınan ısı transfer yağı, kazan sirkülasyon pompalarına gelmektedir.



Şekil 3.5. Kızgın yağ kazanı resmi.

3.2.4. Izgaraya Yakıt Besleme Sistemi

Yakıt besleme sistemi ızgara üzerine istenen kalınlıkta ve miktarda yakıtı beslemek için geliştirilmiştir. Yanmanın geri intikalini önlemek için su soğutma sistemi, rutubet ayarlamak için sprey nozulları ve sıcaklık ölçüm sistemi ile komplektir.

Miktarı: 1 Adet

Tipi: Hidrolik

Genişlik: 2290 mm

Piston sayısı: 4 Adet

Kapama klapesi: 400 x 600 Hidrolik

Alt / Ust Seviye Kontrolü: Camlogic

Sıcaklık kontrolü: Pt 100 Sensor

3.2.5. Hidrolik Güç Ünitesi

Hareketli meyilli ızgara ve yakıt besleme bunkerleri pistonlar ile kayar kapak pistonunu kumanda etmek için kullanılmaktadır. Hidrolik ünitesi sıcaklık kontrolü, seviye göstergesi, soğutma ünitesi ve diğer gerekli enstrümanlar ile komplektir.

Miktarı: 1 Adet

Marka: PROTEK

Pompa Basıncı: 100 / 125 Bar

Pompa Debisi: 44 / 60 litre / dakika

Tank Hacmi: 630 litre

3.2.6. İleri İtmeli Hareketli Meyilli Izgara

BHMI-Bersey Hareketli Meyilli Izgaraları çelik konstrüksiyon gövde üzerine dizilmiş, hareketli ve sabit ızgara dilimlerinden oluşmaktadır. Hidrolik olarak tek merkezden kumanda edilen ızgara, üç bölümden oluşmaktadır. Izgara hareketleri her bölüm için otomasyon ekranı üzerinden zaman ayarlı olarak yapılabilmekte ve bu sayede değişken rutubet ve alt ısıl değere sahip yakıtların tam yanması sağlanmaktadır. Izgara dilimleri birbirleri üzerine bindirilmiş yapıda olduğundan, ızgara alt bunkerlerine kül ve malzeme düşme problemi minimum seviyeye indirilmektedir.

Izgara taşıyıcı çelik konstrüksiyonu, hava giriş klapeleri ızgara tahrik mekanizması ve hareketi ızgaralara ileten kolları, yakıt besleme mekanizması, ızgara sonunda kül ve curuf dökülme ağız ile komple bir sistemdir. İleri itmeli hareketli meyilli ızgara, yakıtların ızgara sonuna geldiğinde tam yanmış kül ve curuf haline gelebilmesi için yeterli uzunlukta yapılmıştır.

Yüksek sıcaklığa mukavim özel Cr-Ni alaşımlı malzemeden olan mamul döküm ızgara dilimleri, primer yakma havası ile soğutulduğundan su soğutma gereksinimi bulunmamaktadır.

Miktarı: 1 Adet

Izgara yüzeyi: 15,11 m²

Izgara malzemesi: A 10 – Cr – Ni alaşımlı

Tahrik sistemi: Hidrolik

Ayar özelliği: Kademesiz kabili ayar

3.2.7. Ön Ocaklı Kızgın Yağ Kazanı

Termik yağın çıkış sıcaklığı: 300 °C max

Termik yağın gidiş-dönüş sıcaklık farkı: 30 °C

Yakıt cinsi: Atık malzeme ve zımpara tozu

Yakıtın alt ısı değeri: 2.250 Kcal/kg

Kazan verimi %78

Izgara tipi: İleri itmeli hareketli meyilli ızgara

3.2.8. Kızgın Yağ Kazanı Isıtıcı Serpantini

Kızgın yağ kazanı ısıtıcı serpantini 5 mm et kalınlığında EN 10216-2 normuna uygun P235GH kalitesinde çelik çekme (dikişsiz) boruların vida gibi sarılmasından meydana gelmiştir. Serpantin içindeki termik yağın akış hızı normlara uygun olarak seçilmiştir. Bu durum serpantin girişlerine konulan akış kontrol cihazı ile kontrol altına alınmıştır. Bunun neticesinde korozyon, kinking ve film tabakası oluşumu önlenmekte ve termik yağın kullanım ömrü uzamaktadır. Kızgın yağ serpantini iç içe iki serpantin olarak imal edildiğinden duman gazlarına üç geçiş sağlanmıştır. Böylece gazların ısısından azami surette yararlanılmıştır.

3.2.9. Kızgın Yağ Kazanı Ön Ocak Serpantini

Kızgın yağ kazanı ön ocak serpantini ön ocakta yeterli miktarda yakıtı yakabilecek, ileri itmeli hareketli meyilli ızgarayı çevreleyecek ve gerekli yanma hacmini sağlayacak şekilde uygun çapta 5 mm et kalınlığında EN 10216-2 normuna uygun P235GH kalitesinde çelik çekme (dikişsiz) borudan dizayn ve imal edilmiştir. Serpantin önemine binaen imalatında birinci sınıf kaynakçılar çalıştırılmakta olup serpantin imalatına müteakiben 40 barda hidrolik teste tabi tutulmuştur.

3.2.10. Gaz Alıcı Ünite (Degazör)

Kızgın yağ kazanı ve boru devrelerinde sirküle eden akışkanın içinde bulunan gazların dışarıya atılması için siklonik bir gaz alıcı imal edilmiştir. Bunun sayesinde

kazanın hava yapması ortadan kalkmakta daha düzenli ve emniyetli bir çalışma sağlanmaktadır.

3.2.11. Kızgın Yağ Sirkülasyon Pompası

Tipi: NTT 100-250/02 ALLWEILLER Marka

Pompa özel fanlı, çelik döküm gövdeli, tek kademeli, hava soğutma halkalı, mekanik salmastralı ve elektrik motoru ile beraber bir şasi üzerine elastik kaplinle akuple edilmiştir.

3.2.12. Kızgın Yağ Kazanı ve Pompa Armatürleri

Miktarı: 1 Takım

Basınç Sınıfı: PN 25 sınıfı

Tipi: Sfero döküm, metal körüklü, Globe kızgın yağ vanası

Marka: BONETTI-Valftek

3.2.13. Genleşme Tankı

Sistemin çalışma sıcaklığı limitlerinde sirküle edilen akışkanda meydana gelen hacim artışını emniyetli bir şekilde karşılayacak genleşme tankı sistemin en yüksek noktasına monte edilmiştir.

Miktarı: 1 Adet

Tipi: DIN 6608 normuna uygun yatık silindirik bombe başlı

Hacmi: 10 m³ (su hacimli)

Çapı: 1600 mm

Toplam boyu: 5350 mm

Sac kalınlığı: 5 mm

3.2.14. Baca Gazı Devresi-Primer ve Sekonder Hava Isıtıcısı (Duman Borulu)

Miktarı: 1 Adet

Tipi: Duman borulu

Hava giriş sıcaklığı: 0 °C

Hava çıkış sıcaklığı: 80 °C

Gaz giriş sıcaklığı: 300 °C

Gaz çıkış sıcaklığı: 256 °C

Isıtma yüzeyi: 140 m²

Malzeme Gövde: St 37 siyah saçtan köşebent takviyeli

Borular: DIN 2458 normuna uygun St 33 kalitesinde çelik boru

Diğer özellikleri: Borular üst ve alt aynalara kaynaklı olarak tespit edilmiş ve alt kısmında kurum toplama bunkerini ile kurumları almak içinde rotary valf bulunmaktadır.

3.2.15. Kurum Tutucu

Miktarı: 1 Adet

Tipi: Multi siklonlu

Siklon sayısı: 14 x 13 = 182 adet küçük tip siklonlu

Malzeme: Siklonlar pik döküm gövde St 37 kalitesinde saçtan lama takviyeli, ayaklar çelik konstrüksiyon

Duman gazlarında bulunan kül, kurum ve partiküllerin tutulması çevre kirliliğinin önlenmesi için baca gazı devresine yukarıda özellikleri belirtilen kurum tutucu monte edilmiştir. Kurum tutucunun altında kurum toplama bunkerini bulunmakta ve burada biriken kurumları rahatlıkla alabilmek içinde rotary valf konulmuştur.



Şekil 3.6. Yanma sonucu ortaya çıkan cürufun kazandan uzaklaştırılması.

BÖLÜM 4

DENEYSEL MATERYAL VE METOTLAR

4.1. BİYOKÜTLE KAZANI

MDF ve Yonga Levha üretimi yapan bir sanayi kuruluşunda ağaç kabuğu atık olarak çıkmaktadır. Ayrıca kabuk haricinde prosesin muhtelif kademelerinde elek altı, zımpara tozu, kenar kesme, testere tozu v.b. atıklar akışkan yataklı biyokütle kazanında yakılarak, 280~300 °C’de kızgın yağ elde edilmektedir. Akışkan yataklı biyokütle kazanı teknik özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir. Üretilen kızgın yağın bir kısmı proseste bir kısmı ise ORC ünitesinde kullanılarak elektrik ve ısı üretilmektedir. Kızgın yağ kazanında kullanılan biyokütlenin elementel analizi Çizelge 4.2’de verilmiştir. Biyokütle kazanında ısı transfer akışkanı olarak kullanılan termal yağın özellikleri Çizelge 4.3’de sunulmuştur.

Çizelge 4.1. Akışkan yataklı biyokütle kazanı teknik özellikleri.

Akışkan yataklı biyokütle kazanı	
Kazan tipi	Dik silindirik
Isıl kapasitesi (kcal/kg)	4.500.000
Termik yağın çıkış sıcaklığı (°C)	300
Termik yağın gidiş-dönüş sıcaklık farkı (°C)	30
Yakıt cinsi	Biyokütle atıkları
Yakıtın alt ısı değeri (kcal/kg)	2.250
Kazan verimi (%)	78
Izgara tipi	İleri itmeli hareketli meyilli ızgara
Izgara yüzey alanı (m ²)	9,18

Çizelge 4.2. Biyokütle kazanında kullanılan biyokütlenin elementel analizi.

Yakıt (Biyokütle) Bileşenleri	%
C (karbon içeriği kg/kg)	46,0
H (hidrojen içeriği kg/kg)	6,0
N (azot içeriği kg/kg)	0,2
O (oksijen içeriği kg/kg)	41,0
S (kükürt içeriği kg/kg)	0,0
W (su içeriği kg/kg)	6,0
A (kül içeriği kg/kg)	0,8
Toplam	100

Çizelge 4.3. Biyokütle kazanında ısı transfer akışkanı olarak kullanılan termal yağın özellikleri

Parametreler	Değerler
Kompozisyon	Sentetik hidrokarbon karışımı
Nem miktarı (max)	250 ppm
Tutuşma sıcaklığı (ASTM D-92)	177 °C
Yanma sıcaklığı (ASTM D-92)	218 °C
Kendi kendine tutuşma sıcaklığı (ASTM E-659)	343 °C
Kinematik viskozite (40 °C'de)	19 mm ² /s
Kinematik viskozite (100 °C'de)	3,5 mm ² /s
Yoğunluk (25 °C'de)	868 kg/m ³
Termal genişleme katsayısı (200 °C'de)	0,000961 °C
Ortalama molekül ağırlığı	320
Akma noktası	-54 °C
Pompalanabilirlik (2000 mm ² /s)	-28 °C
Pompalanabilirlik (300 mm ² /s)	-8 °C
Kaynama aralığı (%10)	340 °C
Kaynama aralığı (%90)	390 °C
Buharlaşma ısısı (290 °C)	228 Kj/kg
Optimum kullanım aralığı	-25 °C ~ 290 °C
Genişletilmiş maksimum kullanım sıcaklığı	315 °C
Maksimum film sıcaklığı	335 °C

4.1.1. Biyokütle (Kızgın Yağ) Kazanı Verim Hesapları

Teorik Hava Miktarı (A_0)

$$A = m \times A_0 \quad (4.1)$$

$$A_0 = \left(\frac{22,4}{0,21} \right) \times \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} + \frac{o}{32} \right) \quad (4.2)$$

Teorik Yaş Baca gazı Miktarı (G_o)

$$G_o = G_{o'} + 11,11 \times h + 1,24 \times w \text{ (m}^3\text{N/kg)} \quad (4.3)$$

Yakıtın Yanması Sonucu Oluşan Su Miktarı (G_{wf})

$$G_{wf} = 11,11 \times h + 1,24 \times w \text{ (m}^3\text{N/kg)} \quad (4.4)$$

Teorik Kuru Bacagazı Hacmi (G_o')

$$G_o' = 1,85 \times c + 0,68 \times s + 0,8 \times n + (m - 0,21) \times A_o \text{ (m}^3\text{N/kg)} \quad (4.5)$$

1 m³ Kızgıny yağ Başına Yakıt Tüketimi (F_G)

$$F_G = \frac{\text{Yakıt Tüketimi } \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)}{\text{kızgıny yağ miktarı } \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right)} \quad (4.6)$$

Isı Denkliği Hesaplamaları (Oda Sıcaklığı Temel Sıcaklığına Dayalı, kJ/m³ Kızgın yağ Biriminde)

Giren Toplam Enerji Miktarı Hesaplamaları;

Yakıtın Yanması Sonucu Oluşan Isı Miktarı (Q_1)

H_h Yakıt Üst Isıl değeri ve H_1 Yakıt alt ısıl değeri Hesaplamaları

$$H_1 = 34,8 \times c + 93,9 \times h + 10,5 \times s + 6,3 \times n - 10,8 \times o - 2,5 \times w \text{ (MJ/kg)} \quad (4.7)$$

$$H_h = H_1 + r \times \left(\frac{9 \times H + w}{100}\right) \left(\frac{\text{MJ}}{\text{kg}} = \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3\text{N}}\right) \quad (4.8)$$

r =suyun buharlaşma entalpisi 0 °C de 2500 kJ/kg

w = Yanıcı maddenin su içeriği % olarak

h = Yanıcı maddenin hidrojen içeriği % olarak

Çıkan Toplam Enerji Miktarı Hesaplamaları;

Kızgın yağ ile kazan dışına Taşınan Isı Miktarı (Q_3), (1 m³ kızgıny yağ başına Isı Miktarı)

$$Q_3 = 1000 \times (SS_{cs} - SS_{gs}) \times 4,186 \times 0,5 \quad (4.9)$$

Baca Gazıyla Bacadan Dışarıya Taşınan Isı Miktarı (Q_4)

$$Q_4 = Q_{4d} + Q_{4w} \quad (4.10)$$

Q_{4d} = Kuru Baca Gazının Duyulur Isısı

Q_{4w} = Baca Gazındaki Su Buharının Duyulur Isısı

G' = Gerçek kuru bacagazı hacmi (Nm^3/kg yakıt)

$$G' = G'_0 + A_0 \times \{m - 1\} \quad (4.11)$$

Kuru Bacagazının Duyulur Isısı (Q_{4d}) (kJ/m^3 kızgınyığ)

$$Q_{4d} = F \times G' \times \{C_{p1}(T_1 \text{ derecedeki}) \times T_1 - C_{po}(T_0 \text{ derecedeki}) \times T_0\} \quad (4.12)$$

Baca gazındaki Su Buharının Duyulur Isısı (Q_{4w}) (kJ/m^3 kızgınyığ)

$$Q_{4w} = F \times \{G_{wf} + G_{wa}\} \times \{C_{p1}(T_1 \text{ deki}) \times T_1 - C_{po}(T_0 \text{ deki}) \times T_0\} \quad (4.13)$$

$$G_{wa} = 1,610 \times Z \times m \times A_0 \quad (4.14)$$

$$Z = 0,622 \times \frac{f \times P_s}{P_a \times 100 - f \times P_s} \quad (4.15)$$

f: Havadaki Bağlı Nem Oranı

P_s : Ortam Sıcaklığında Doymuş Buhar Basıncı

P_a : Atmosfer Basıncı

Yüzeylerden Olan Isı Kayıpları (Q_5)

$$Q'_5 = (Q_r + Q_c) \times A \quad (4.16)$$

$$Q_r = E \times 20,428 \times \left[\left(\frac{T_y}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_o}{100} \right)^4 \right] \quad (4.17)$$

$$Q_c = B \times (T_y - T_o)^{1,25} \quad (4.18)$$

E: Yüzey malzemesine ve işlenme şekline bağlı Emissivite katsayısı

Diğer Isı Kayıpları (Q_6) (curuf ve külden dolayı)

$$Q_6 = \text{Giren Isılar Toplamı} - (Q_3 + Q_4 + Q_5) \quad (4.19)$$

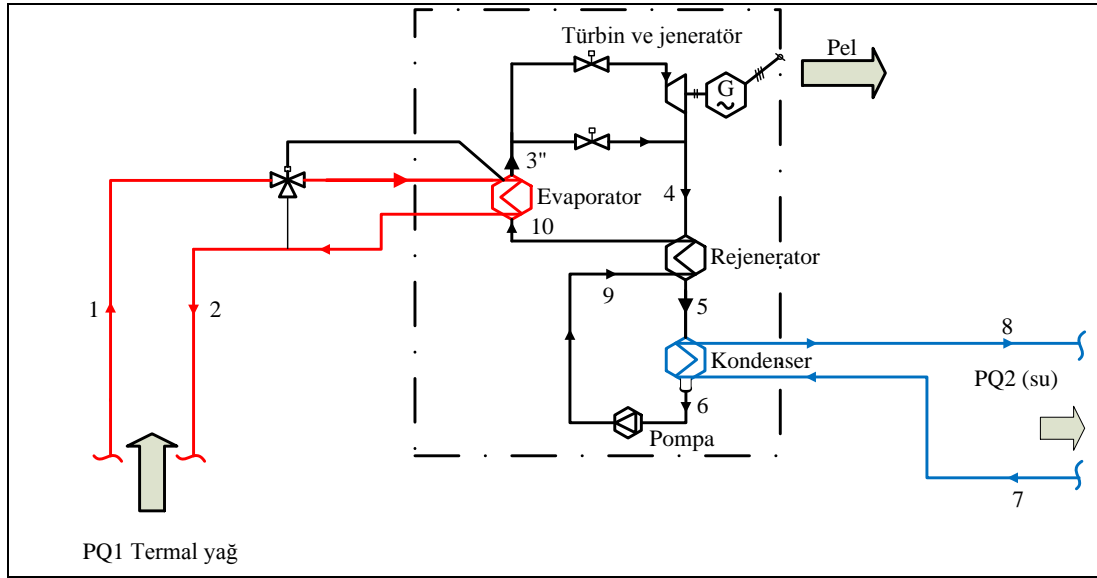
Isıl Verim (%)

$$\eta = \frac{\text{kızgınyığ ile taşınan ısı}}{\text{yakıt yolu ile giren ısı}} \quad (4.20)$$

4.2. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİM

Organik rankine çevrim ünitesi; ön ısıtıcı (termal yağ / organik akışkan), evaporatör (termal yağ / organik akışkan), rejeneratör (organik akışkan-sıvı / organik akışkan-

buhar), kondenser (organik akışkan / sıcak su), organik akışkan besleme pompası, alçak gerilim asenkron elektrik jeneratörü, türbin ve ilgili yardımcı ekipmanları, turbo jeneratör yardımcı ekipmanları (yağlama sistemi, vakum pompası vb.) ve transmisyon dişlisinden ibarettir. Kızgın yağ, organik akışkan ve sıcak su hat bağlantılarının şematik resmi Şekil 4.1’de verilmiştir. ORC ünitesi teknik özellikleri Çizelge 4.4’de verilmiştir.



Şekil 4.1. ORC ünitesi şematik resmi.

ORC ünitesinde kızgın yağ, organik akışkanı ısıtmak ve buhar fazına dönüştürmek amacıyla kullanılmaktadır. Organik akışkan evaporatörde termal yağdan ısı çekerek sıvı fazdan buhar faza geçmektedir. Buhar fazındaki organik akışkan, jeneratöre kaplinle bağlı halde bulunan türbini tahrik etmektedir. Türbin çıkışındaki düşük basınçlı organik akışkan, rejeneratöre girerek besleme pompasından çıkan sıvı organik akışkanı ısıtmaktadır. Rejeneratörden buhar fazında çıkan organik akışkan kondenserde suya ısınıp aktararak yoğunlaşmış halde kondenseri terk etmektedir. Kondenserden çıkan sıvı haldeki organik akışkan besleme pompasında basınçlandırılarak önce rejeneratöre arkasından da evaporatöre gönderilmektedir. Böylece organik akışkan kapalı bir çevrimde sirkülasyonunu devam ettirmektedir. Organik akışkanın fiziksel ve kimyasal özellikleri Çizelge 4.5’de verilmiştir.

Çizelge 4.4. ORC ünitesi teknik özellikleri.

Parametreler	Değerler
Nominal yükte termal yağın giriş sıcaklığı (°C)	280
Nominal yükte termal yağın çıkış sıcaklığı (°C)	210
Nominal yükte ORC ünitesinde termal yağın basınç düşüşü (bar)	1,45
ORC ünitesi termal yağ hacmi (lt)	1.410
Nominal yükte soğutma suyu kondenser giriş sıcaklığı (°C)	73
Nominal yükte soğutma suyu kondenser çıkış sıcaklığı (°C)	93
Nominal yükte ORC ünitesinde sıcak suyun basınç kaybı (bar)	0,3
ORC ünitesi kondenser su hacmi (lt)	960
Su içerisindeki glikol (%)	0
Nominal yükte termal yağ gücü (kW)	6.500
Nominal yükte brüt elektrik üretim gücü (kW)	955
Nominal yükte ORC ünitesi elektrik tüketim gücü (kW)	90
Nominal yükte net elektrik üretim gücü (kW)	865
Nominal yükte kondenslerden elde edilen ısı gücü (kW)	5.571
Minimum çalışabileceği yük (%)	10
Nominal yükte ORC modülünden kaybolan ısı (kW)	90
1 m yakındaki gürültü seviyesi [dB(A)]	90
Organik akışkan	Hexamethyldisiloxane
ORC ünitesindeki organik akışkan miktarı (kg)	1.900
ORC ünitesi toplam ağırlığı (kg)	61.800
ORC ünitesi toplam uzunluğu (m)	15,55
ORC ünitesi genişliği (m)	6,4
ORC ünitesi yüksekliği (m)	+3,3/-3

Çizelge 4.5. Organik akışkanın (hexamethyldisiloxane) fiziksel ve kimyasal özellikleri.

Fiziksel ve kimyasal özellikleri	
Fiziksel durumu	Sıvı
Renk	Renksiz
Erime noktası	-68 °C
Kaynama sıcaklığı (1013 hPa)	100 °C
Tutuşma sıcaklığı	340 °C
En düşük patlama limiti	0,7 Vol-%
En yüksek patlama limiti	26 Vol-%
Buhar basıncı (20 °C)	44 hpa
Yoğunluk (25 °C)	0,76 g/cm ³
Viskozite (25 °C,)	0,65 mm ² /s

4.2.1. Organik Akışkan Ön Isıtıcısı

Organik akışkan ön ısıtıcısında, organik akışkan termal yağ tarafından ısıtılmaktadır. Ön ısıtıcı çıkışında organik akışkan sıvı fazındadır. Organik akışkan ön ısıtıcısının teknik özellikleri Çizelge 4.6'da verilmiştir.

Çizelge 4.6. Organik akışkan ön ısıtıcısı teknik özellikleri.

Eşanjör malzemesi	Karbon çeliği
Eşanjör tipi	Borulu ısı değiştirici
Baz alınan norm	DIN2634
Dizayn basıncı (kızgın yağ tarafı)	0~13 bar
Dizayn basıncı (organik akışkan tarafı)	-1~19 bar
Dizayn sıcaklığı (kızgın yağ tarafı)	-10~340 °C
Dizayn sıcaklığı (organik akışkan tarafı)	-10~340 °C

4.2.2. Buharlaştırıcı

Buharlaştırıcı, kızgın yağdan aldığı enerji ile organik akışkanı ısıtarak sıvı fazdan buhar fazına geçirmektedir. Buharlaştırıcı teknik özellikleri Çizelge 4.7'de verilmiştir.

Çizelge 4.7. Organik Buharlaştırıcı teknik özellikleri.

Eşanjör malzemesi	Karbon çeliği
Eşanjör tipi	Borulu ısı değiştirici
Baz alınan norm	DIN2634
Dizayn basıncı (kızgın yağ tarafı)	0~13 bar
Dizayn basıncı (organik akışkan tarafı)	-1~19 bar
Dizayn sıcaklığı (kızgın yağ tarafı)	-10~340 °C
Dizayn sıcaklığı (organik akışkan tarafı)	-10~340 °C

4.2.3. Rejeneratör

Türbin çıkışında buhar fazındaki organik akışkan, kondersede yoğunlaşmış ve pompa tarafından basıncı artırılmış sıvı haldeki organik akışkanı ısıtma amacıyla kullanılmaktadır. Rejeneratörün teknik özellikleri Çizelge 4.8'de verilmiştir.

Çizelge 4.8. Rejeneratör teknik özellikleri.

Eşanjör malzemesi	Bakır
Eşanjör tipi	Kanatçıklı boru
Dizayn basıncı (sıvı organik akışkan tarafı)	-1~19 bar
Dizayn basıncı (buhar organik akışkan tarafı)	-1~6 bar
Dizayn sıcaklığı (sıvı organik akışkan tarafı)	21~300 °C
Dizayn sıcaklığı (buhar organik akışkan tarafı)	21~340 °C

4.2.4. Kondenser

Buhar türbininden çıkan çürük buharın yoğuşturulması (sıvı faza geçirilmesi) için kullanılmaktadır. Su soğutmalı kondenser kullanılacaktır. Kondenser teknik özellikleri Çizelge 4.9’da sunulmuştur.

Çizelge 4.9. Kondenser teknik özellikleri.

Eşanjör malzemesi	Karbon çeliği
Eşanjör tipi	Borulu ısı değiştirici
Baz alınan norm	DIN2633
Dizayn basıncı (su tarafı)	0~16 bar
Dizayn basıncı (organik akışkan tarafı)	-1~6 bar
Dizayn sıcaklığı (su tarafı)	-9~150 °C
Dizayn sıcaklığı (organik akışkan tarafı)	21~340 °C

4.2.5. Türbin

Buharlaştırıcıdan kızgın buhar olarak çıkan organik akışkan, türbin kanatçıklarına çarparak mekanik iş elde edilmektedir. Türbin aşağıdaki ekipmanları üzerinde barındırmaktadır;

- Akış kontrol elemanı (flow switch),
- Yağlayıcıların sıcaklık kontrol elemanı,
- Aşırı hıza (devre) karşı emniyet valfi

Teknik özellikleri:

Rulmanlı yataklar: Yağlama sistemli yatak

Sızdırmazlık elemanı: Mekanik keçe

Nominal hız: ~3000 dev/dak

4.2.6. Jeneratör

Buhar türbinine entegre edilen jeneratör ile mekanik iş elektrik enerjisine dönüştürülmektedir. Jeneratör aşağıdaki ekipmanlarla birlikte entegre olacaktır;

- Stator kanatları sıcaklık kontrolü (faz 1, faz 2, faz 3)
- Rotor yatakları sıcaklık kontrolü
- Jeneratör soğutma (hava soğutmalı)

Nominal güç: 1250 kW – 400V

Frekans: 50 Hz

4.2.7. Pompa

Pompa, kondeserden çıkan sıkıştırılmış sıvı halindeki organik akışkanın basıncının kondeser basıncından buharlaştırıcı basıncına yükseltilmesi için kullanılacaktır.

Pompanın teknik özellikleri;

Pompa sayısı: 1

Pompa tipi: Kademeli santrifüj pompa

Sızdırmazlık elemanı: Çift mekanik keçe

Yataklar: Yağlama sistemli rulmanlı yatak

Kısmi yüklerde çalışma: Frekans konvertörlü

Nominal hız: ~1.000 dev/dak

4.2.8. Ölçme ve Kontrol Parametreleri

Sıcaklıklar;

- Buharlaştırıcıya termal yağ girişi
- Buharlaştırıcı ile ön ısıtıcı arasındaki termal yağ,
- Ön ısıtıcı çıkışı termal yağ,
- Yoğuşturucuya su girişi,
- Yoğuşturucu su çıkışı,
- Buharlaştırıcı organik akışkan çıkışı,
- Buharlaştırıcı organik akışkan girişi,
- Organik akışkan ön ısıtıcı girişi,

- Organik akışkan rejeneratör girişi,
- Organik akışkan rejeneratör çıkışı,
- Organik akışkan yoğunlaştırıcı çıkışı,
- Jeneratör yatakları (ön kısım ve arka kısım),
- Jeneratör stator kanatları (faz 1)
- Jeneratör stator kanatları (faz 2)
- Jeneratör stator kanatları (faz 3)
- Yataklar soğutucu akışkan
- Yağlama gerektiren tüm sistemin yağlayıcı akışkan sıcaklığı,
- Yağlama gerektiren tüm sistemin soğutucu akışkan sıcaklığı,

Basınçlar;

- Buharlaştırıcı çıkışı Organik akışkan basıncı,
- Kondenserde organik akışkan basıncı.

Termal yağın kütleli debisi orifis plakalı akış ölçer ile tespit edilmiştir. Termal yağın evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları termokupl ile ölçülmüştür. Kondensere giren su debisi ultrasonik debimetre ile tayin edilmiştir. Sistemde dolaşan organik akışkan debisi, pompa ile rejeneratör arasındaki bir noktada elektromanyetik debimetre ile belirlenmiştir. Organik çevrimde, her bir ünitenin giriş ve çıkışında organik akışkan sıcaklığı termokupl ile ölçülmüştür. Evaporatör ve kondenser çıkışında organik akışkanın basıncı bir basınç ölçer vasıtasıyla ölçülmüştür. Ayrıca, evaporatör girişinde kızgın yağ ve kondenser girişinde su basıncı kontrol panelinden ölçülmüştür.

Organik akışkan pompa ile evaporatör basıncına yükseltılarak çevrimde dolaştırılmaktadır. Rejeneratörden geçerek ısıtılan organik akışkan, preheater'a sıvı halde girmekte ve burada kızgın yağ ile ön ısıtma gerçekleşmektedir. Organik akışkan, preheater sonrası evaporatöre gönderilmekte, evaporatörde kızgın yağdan ısı çekerek buharlaşmakta ve kızgın buhar fazında evaporatörden ayrılmaktadır. Türbinde basıncı ve sıcaklığı düşürülen organik akışkan, kızgın buhar olarak türbinden çıkmaktadır. Türbin çıkışında kızgın buhar haldeki organik akışkan,

rejeneratörde ısısının bir miktarını pompadan çıkan akışkanın ısıtılması için aktarmaktadır. Rejeneratörden kızgın buhar halde ayrılan akışkan, kondenserde ısını suya aktararak sıvı faza geçmektedir. Çevrimde kullanılan kondenser, su soğutmalı tip kondenserdir. Hesaplamalarda evaporatör, kondenser ve rejeneratördeki basınç düşüşleri ihmal edilmiştir.

4.3. ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

Enerji, ısı, iş, entropi ve ekserji gibi fiziksel kavramlarla ilgilenen bilim dalına Termodinamik denmektedir. Termodinamik her ne kadar sistemlerin madde ve/veya enerji alış-verişiyle ilgilense de, bu işlemlerin hızıyla ilgilenmez. Bundan dolayı aslında termodinamik denilirken, denge termodinamiği kastedilmektedir.

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunumu ilkesidir. Bu yasa bir etkileşim sırasında enerjinin bir biçimden başka bir biçime dönüşebileceğini fakat enerji miktarının sabit kaldığını ifade etmektedir. Başka bir deyişle enerjinin yoktan var, vardan da yok edilemeyeceğini ancak şekil değiştirebileceğini belirtmektedir. Termodinamiğin, ikinci yasası ise enerjinin niceliğinin yanı sıra niteliğini de incelemektedir.

Termodinamiğin ikinci yasası diğer adıyla entropi termal işlemlerde, işlemin yönünü belirlemektedir. Suyun yukarıdan aşağı akması gibi ısı da sıcaktan soğuğa doğru akmaktadır. Bu yönü belirleyen entropidir. Tüm termal işlemlerde entropi ya sıfırdır, yada pozitifdir. Eğer entropi sıfır ise işlem geri döndürülebilir, eğer işlem pozitifse işlem geri döndürülemezdir. Termodinamiğin ikinci yasası termal süreçlerde yapılan bir işi ve verilen iç enerjiyi geri döndürmenin imkânsız olduğunu göstererek sonsuz bir döngünün mümkün olamayacağını ispat etmektedir.

Termodinamik sistemlerin analizinde ve termik sistemlerin optimizasyonunda termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları birlikte değerlendirilerek analizlerin yapılması gerekir. Birinci kanun enerji dengesini, ikinci kanun tersinmezlik, entropi üretimi ve daha ileri aşamada ekserji analizini ele almaktadır (Çengel ve Boles 2008).

4.3.1. Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin Birinci Yasa Analizi

Sürekli akışlı açık sistemde, akışkan kontrol hacminde sürekli bir akış vardır. Akışkanın özellikleri kontrol hacmi içinde bir noktadan diğer noktaya farklılıklar gösterebilir fakat verilen noktada zamanla değişmemektedir.

4.3.1.1. Kütle korunumu

Sürekli akışlı açık sistemde kontrol hacmi içindeki toplam kütle zamanda değişmemektedir. Sisteme giren kütle ile sistemden çıkan kütle birbirine eşittir. Sürekli akışlı açık sistemleri çözümlerken, bir zaman sürecinde sisteme giren veya çıkan kütleden çok birim zamanda akan kütle veya kütle debisi önem kazanmaktadır. Birçok giriş ve çıkışı olan sürekli akışlı açık sistem için kütle korunumu ilkesi aşağıdaki gibidir [63].

(Birim zamanda giren toplam kütle) = (Birim zamanda çıkan toplam kütle)

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (4.21)$$

4.3.1.2. Enerjinin korunumu

Enerji analizi, termodinamiğin birinci kanunu olan enerjinin korunumu prensibine dayanmaktadır. Enerjinin korunumu denklemleri, sistem ile çevre arasında gerçekleşen iş ve ısı etkileşimlerinin net etkisinden türetilmektedir. Sürekli akışlı açık sistemde kontrol hacminin toplam enerjisi sabit olduğu belirtilmiştir. Böylece kontrol hacmine ısı, iş ve kütle akışı olarak giren enerjinin çıkan enerjiye eşit olması gerekmektedir. Sürekli akışlı açık sistemler için termodinamiğin birinci yasasına göre enerji korunumu aşağıdaki gibi yazılabilir [63].

$$\left[\begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{sınırları geçen} \\ \text{toplam enerji} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{çıkan toplam enerji} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{Birim zamanda} \\ \text{kütle ile birlikte} \\ \text{giren toplam enerji} \end{array} \right]$$

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in} \quad (4.22)$$

Bu bağıntı genellikle enerjinin korunumuna karşılık gelmekte ve herhangi bir hal değişiminde gerçekleşen herhangi bir sistem için uygulanabilir olmaktadır. Bu bağıntının mühendislik problemlerinin çözümünde başarılı bir şekilde kullanılması, enerjinin farklı biçimlerinin anlaşılmasına ve enerji geçişi biçimlerinin fark edilmesine bağlıdır.

4.3.2. Sürekli Akışlı Açık Sistemlerin İkinci Yasa Analizi

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunumu yasasıdır. Birinci yasaya aykırı bir hal değişiminin oluşması mümkün değildir. Hal değişiminin gerçekleşebilmesi için birinci yasanın sağlanması zorunludur. Fakat birinci yasanın sağlanması hal değişiminin gerçekleşmesi için tek başına yeterli değildir.

Termodinamiğin ikinci yasası sadece hal değişimlerinin yönünü belirlemekle sınırlı değildir. İkinci yasa enerjinin niceliğinin yanında niteliğinde incelenmektedir. Termodinamiğin ikinci yasasına göre ısıyı işe dönüştüren hiçbir makinenin verimi % 100 olamaz, yani ısının tamamı işe çevrilemez.

Sürekli akışlı açık sistemin birden çok girişi ve çıkışı olduğu, sistemin P_0 basıncında ve T_0 sıcaklığındaki çevre şartlarında ısı alış verişinde bulunabileceği kabul edilir. Aşağıdaki ikinci yasa çözümlemesi lüle, kompresör, pompa, ısı değiştiricileri gibi içinde sürekli akış olan açık sistemler için kullanılır [63].

4.3.2.1. Tersinir iş ve tersinmezlik

Tersinir iş belirli iki hal arasındaki hal değişimi sırasında bir sistemden elde edilebilecek en çok yararlı iş diye tanımlanabilir. Bu iş ilk ve son haller arasındaki hal değişimi tümünden tersinir olarak gerçekleştiği zaman elde edilir. Son hal ölü hale eşit olduğunda tersinir iş kullanılabilirliğe eşittir. Tersinmezlik ise tersinir iş ile gerçek iş arasındaki farktır. Aynı zamanda tersinmezlik işlemlerdeki net entropi değişimi ile ölü hal sıcaklığının çarpımına eşittir. Net entropi değişimi pozitif olduğundan tersinmezlikler de daima pozitifdir [63].

Sürekli akışlı açık sistemler için termodinamiğin ikinci yasası aşağıdaki gibi yazılır;

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \sum \dot{m}_{\text{out}} S_{\text{out}} - \sum \dot{m}_{\text{in}} S_{\text{in}} + \frac{\dot{Q}_A}{T_K} \quad (4.23)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}} = \Delta S_{\text{toplam}} = \begin{cases} > 0 \text{ tersiner hal değişimi} \\ = 0 \text{ tersinin hal değişimi} \\ < 0 \text{ gerçekleşmesi olanaksız} \end{cases}$$

Sürekli akışlı açık sistemlerde bir giriş ve bir çıkışı varsa tersinir iş aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \dot{m} \left[(h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) - T_0 (S_{\text{in}} - S_{\text{out}}) + \frac{V_{\text{in}}^2 - V_{\text{out}}^2}{2} + g(Z_{\text{in}} - Z_{\text{out}}) \right] \quad (4.24)$$

$$\dot{W}_{\text{tr}} = T_0 \Delta s - \Delta h - \Delta ke - \Delta pe \quad (4.25)$$

Sürekli akışlı açık bir sistemin bir girişi ve bir çıkışı varsa potansiyel ve kinetik enerji değişimleri ihmal edilirse, tersinir iş;

$$\dot{W}_{\text{tr}} = \dot{m} [(h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) - T_0 (S_{\text{in}} - S_{\text{out}})] \quad (4.26)$$

The thermal efficiency of the ORC may be expressed as:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{W}_{\text{net,out}}}{\dot{Q}_{\text{in}}} = \frac{\dot{W}_{\text{net,out}}}{\dot{m}_{\text{oil}}(h_2 - h_1)} \quad (4.27)$$

$$\dot{W}_{\text{net,out}} = \dot{W}_{\text{turb}} - \dot{W}_{\text{pump}}$$

η_{th} : sistemin termal verimi

\dot{W}_{turb} : Türbin işi

4.3.2.2. Ekserji

Enerji, iş yada iş yapabilme yeteneği olarak tanımlanmasına karşın, ekserji ise enerjinin iş potansiyelidir yani enerjinin ne kadarının yararlı işe dönüştürülebileceğidir. Bu enerjinin işe dönüştürülemeyen bölümü, atık ısı olarak çevreye verileceğinden dolayı önem taşımayacaktır. Bu bakımdan belirli bir halde ve miktardaki enerjinin yararlı iş potansiyeli gibi bir özelliğin tanımlanması çok yararlı

olacaktır. Bu özellik, kullanılabilirlik veya kullanılabilir enerji diye bilinen “ekserji”dir. Ekserji, enerjinin işe yarayan kısmı, anerji ise işe yaramayan kısmıdır [63].

$$\text{Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Anerji}$$

Kinetik ve potansiyel enerji, tamamen işe çevrilebildiğinden dolayı ekserjileri daima kendilerine eşittir.

Genel olarak ekserji ifadesi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (4.28)$$

$$\dot{E}_{\text{heat}} + \dot{W} = \sum \dot{E}_{\text{out}} - \sum \dot{E}_{\text{in}} + \dot{I} \quad (4.29)$$

Burada, “in” ve “out” sırasıyla giriş ve çıkış durumlarını göstermekte, \dot{Q} ve \dot{W} net ısı ve iş girişleri, \dot{E} ekserji ve \dot{I} tersinmezlikdir.

Sistemin Ekserjisi

$$\mathbf{E} = (E - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (4.30)$$

$$E = U + KE + PE \quad (4.31)$$

E: Sistemin ekserjisi, **E:** Sistem enerjisi, **V:** Sistem hacmi, **S:** Sistem entropisi

Spesifik akış ekserjisi

$$\mathbf{e}_f = h - h_0 - T_0(S - S_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (4.32)$$

Tek giriş ve tek çıkış düzenli akış formu

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{\text{cv}} + \dot{m}(\mathbf{e}_{f1} - \mathbf{e}_{f2}) - \dot{E}_d \quad (4.33)$$

$$\mathbf{e}_{f1} - \mathbf{e}_{f2} = (h_1 - h_2) - T_0(S_2 - S_1) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (4.34)$$

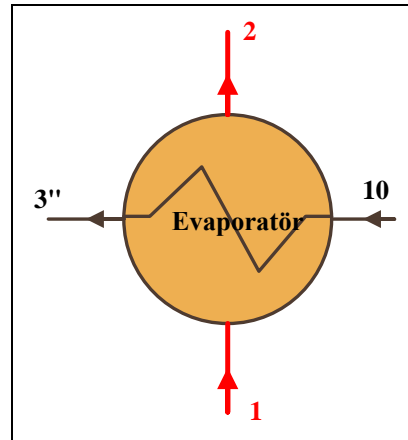
$$\dot{E}_{\text{heat}} + \dot{W} = \sum \dot{E}_{\text{out}} - \sum \dot{E}_{\text{in}} + \dot{I} \quad (4.35)$$

4.4. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN BİRİNCİ KANUN ANALİZİ

Biyokütle kazanında, biyokütle atıkları yakılarak kızgın yağ elde edilen bir sanayi kuruluşunda kızgın yağ ısısından faydalanılarak ORC ünitesinde elektrik enerjisi ve sıcak su üretilmektedir. ORC ünitesinde organik akışkan olarak hexamethyldisiloxane kullanılmaktadır. ORC ünitesinin akış şeması Şekil 4.1’de verilmiştir.

Termodinamiğin birinci kanunu, enerjinin bir şekilden diğer bir şekle dönüşebileceğini, bir sistemden diğer bir sisteme transfer edilebileceğini fakat bu dönüşümler ve transferler esnasında toplamının sabit kalacağını ifade etmektedir. Enerjinin dönüştürülebileceğini fakat yok edilemeyeceğini açıklayan bu kanun enerjinin korunumu kanunudur.

4.4.1. Evaporatörün Birinci Kanun Analizi



Şekil 4.2. Evaporatör şematik resmi (giriş ve çıkışlar).

Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

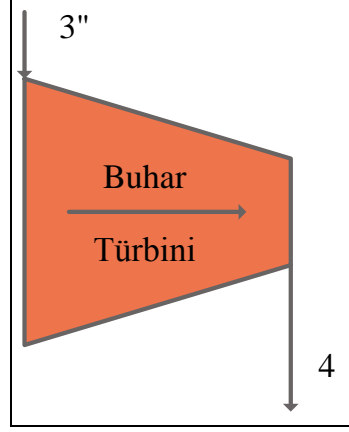
$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{3''}$$

Enerjinin Korunumu

$$Q = \sum \dot{m}_{out} h_{out} - \sum \dot{m}_{in} h_{in}$$

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_1h_1 = \dot{m}_2h_2 + \dot{m}_3h_3 \quad (4.36)$$

4.4.2. Buhar Türbini Birinci Kanun Analizi



Şekil 4.3. Buhar türbini şematik resmi (giriş ve çıkışlar).

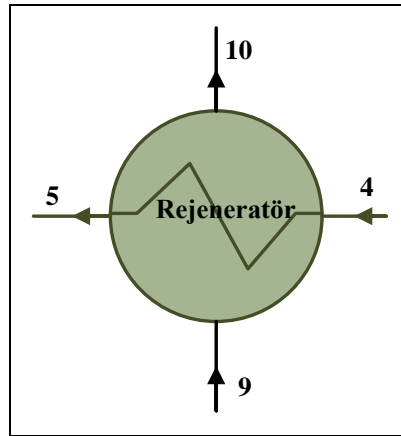
Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

Enerjinin Korunumu

$$\dot{W}_{tur} = \eta_{tur} \dot{m}_3 (h_3 - h_4) \quad (4.37)$$

4.4.3. Rejeneratör Birinci Kanun Analizi



Şekil 4.4. Rejeneratör şematik resmi (giriş ve çıkışlar).

Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

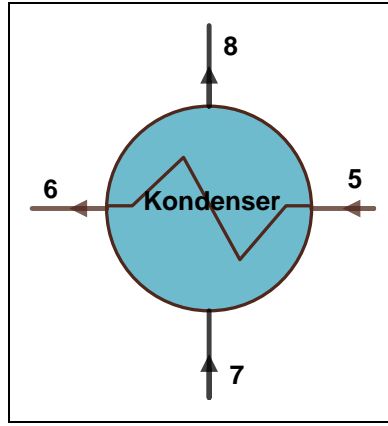
$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$$

Enerjinin Korunumu

$$Q = \sum \dot{m}_{\text{out}} h_{\text{out}} - \sum \dot{m}_{\text{in}} h_{\text{in}}$$

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{10} h_{10} \quad (4.38)$$

4.4.4. Kondenser Birinci Kanun Analizi



Şekil 4.5. Kondenser şematik resmi (giriş ve çıkışlar).

Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

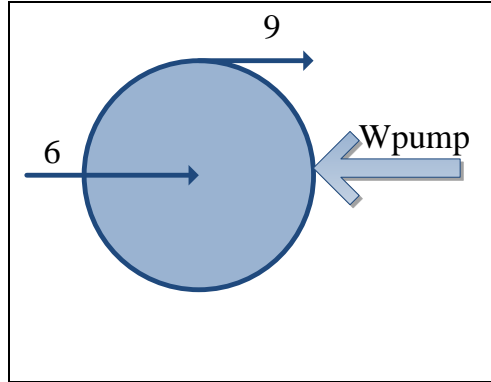
$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$$

Enerjinin Korunumu

$$Q = \sum \dot{m}_{\text{out}} h_{\text{out}} - \sum \dot{m}_{\text{in}} h_{\text{in}}$$

$$\dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8 \quad (4.39)$$

4.4.5. Pompa Birinci Kanun Analizi



Şekil 4.6. Pompa şematik resmi (giriş ve çıkışlar).

Kütlenin Korunumu

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_9$$

Enerjinin Korunumu

$$\dot{W}_{\text{pump}} = \sum m_{\text{out}} h_{\text{out}} - \sum m_{\text{in}} h_{\text{in}}$$

$$\dot{W}_{\text{pump}} = V_6 (P_9 - P_6) = \frac{\dot{m}_6 \times (h_9 - h_6)}{\eta_{\text{pump}}} \quad (4.40)$$

4.5. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN İKİNCİ KANUN ANALİZİ

Ekserji (kullanılabilir enerji), aynı şartlardaki bir prosesin karşılaştırılmasına olanak sağlamaktadır. Ayrıca ekserji analizi, bir prosesdeki enerji niteliği kaybının yol açtığı verim kayıplarının belirlenmesini sağlamaktadır. Açıkça böyle bir analiz, bir prosesin nasıl daha iyiye doğru geliştirilebileceğini sağlamayabilir fakat bir prosesin hangi kısmının iyileştirilebileceğini gösterebilir [64].

Kararlı bir halde bir kontrol hacmi için ekserji denkliği;

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}_e - \sum_{\text{giren}} \dot{m}_e + T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (4.41)$$

Burada;

\dot{E}_Q : Isı transferine karşılık gelen birim zamandaki ekserji,

\dot{E}_W : Mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserji,

e : özgül ekserji,

T_0 : Referans sıcaklık,

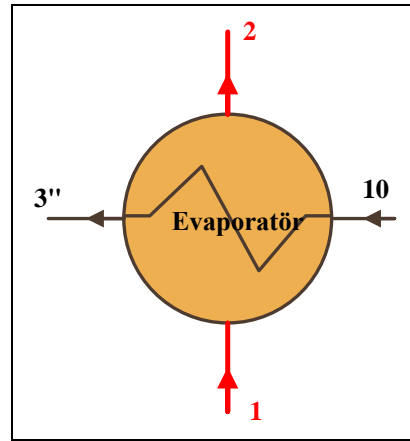
$\dot{S}_{\text{üretim}}$: Entropi üretimi

Denklemden e : ve $\dot{S}_{\text{üretim}}$: terimleri;

$$e = \frac{E}{\dot{m}}$$

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}}$$

4.5.1. Evaporatörün İkinci Kanun Analizi



Şekil 4.7. Evaporatör şematik resmi (ikinci kanun analizi).

$$\dot{I}_{ev} = (\dot{E}_1 + \dot{E}_{10}) - (\dot{E}_2 + \dot{E}_{3''}) \quad (4.42)$$

$$e_1 = h_1 - h_0 - T_0(S_1 - S_0)$$

$$e_{10} = h_{10} - h_0 - T_0(S_{10} - S_0)$$

$$e_2 = h_2 - h_0 - T_0(S_2 - S_0)$$

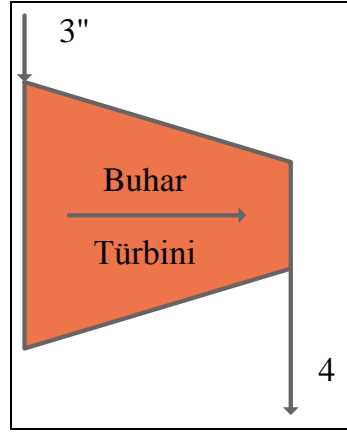
$$e_{3''} = h_{3''} - h_0 - T_0(S_{3''} - S_0)$$

$$\eta_{evap} = \frac{\dot{E}_{3''} - \dot{E}_{10}}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2} \quad (4.43)$$

\dot{I}_{ev} : Evaporatör ekserji kaybı

η_{evap} : Evaporatör ekserji verimi

4.5.2. Buhar Türbini İkinci Kanun Analizi



Şekil 4.8. Buhar türbini şematik resmi (ikinci kanun analizi).

$$\dot{I}_{\text{turb}} = \dot{E}_{3''} - (\dot{E}_4 + \dot{W}_{\text{turb}}) \quad (4.44)$$

$$e_{3''} = h_{3''} - h_0 - T_0(S_{3''} - S_0)$$

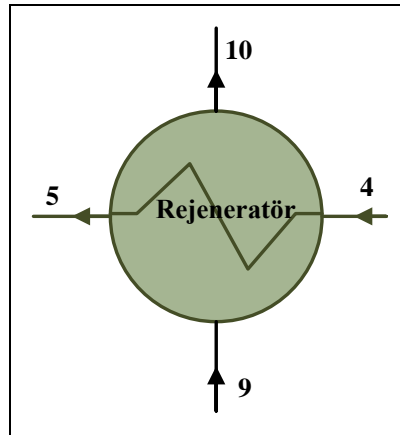
$$e_4 = h_4 - h_0 - T_0(S_4 - S_0)$$

$$\eta_{\text{turb}} = \frac{\dot{W}_{\text{turb}}}{\dot{W}_{\text{rev,turb}}} = \frac{\dot{W}_{\text{turb}}}{\dot{E}_{3''} - \dot{E}_4} \quad (4.45)$$

η_{turb} : Türbin ekserji verimi

\dot{I}_{turb} : Türbin ekserji kaybı

4.5.3. Rejeneratör İkinci Kanun Analizi



Şekil 4.9. Rejeneratör şematik resmi (ikinci kanun analizi).

$$\dot{I}_{\text{reg}} = (\dot{E}_4 + \dot{E}_9) - (\dot{E}_5 + \dot{E}_{10}) \quad (4.46)$$

$$e_4 = h_4 - h_0 - T_0(S_4 - S_0)$$

$$e_9 = h_9 - h_0 - T_0(S_9 - S_0)$$

$$e_5 = h_5 - h_0 - T_0(S_5 - S_0)$$

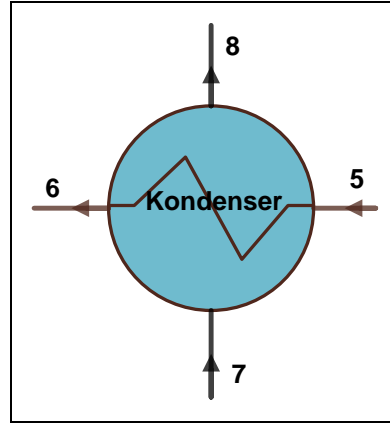
$$e_{10} = h_{10} - h_0 - T_0(S_{10} - S_0)$$

$$\eta_{\text{reg}} = \frac{\dot{E}_{10} - \dot{E}_9}{\dot{E}_4 - \dot{E}_5} \quad (4.47)$$

\dot{I}_{reg} : Evaporatör ekserji kaybı

η_{reg} : Evaporatör ekserji verimi

4.5.4. Kondenser İkinci Kanun Analizi



Şekil 4.10. Kondenser şematik resmi (ikinci kanun analizi).

$$\dot{I}_{\text{con}} = (\dot{E}_7 + \dot{E}_5) - (\dot{E}_6 + \dot{E}_8) \quad (4.48)$$

$$e_5 = h_5 - h_0 - T_0(S_5 - S_0)$$

$$e_6 = h_6 - h_0 - T_0(S_6 - S_0)$$

$$e_7 = h_7 - h_0 - T_0(S_7 - S_0)$$

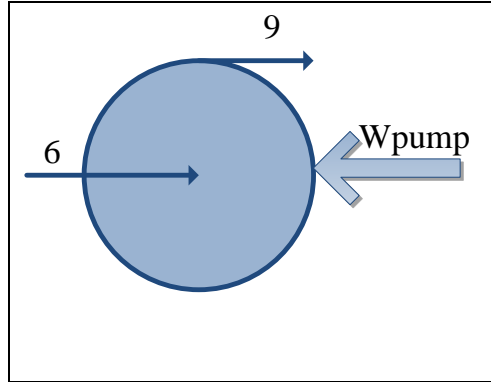
$$e_8 = h_8 - h_0 - T_0(S_8 - S_0)$$

$$\eta_{\text{con}} = \frac{\dot{E}_8 - \dot{E}_7}{\dot{E}_5 - \dot{E}_6} \quad (4.49)$$

\dot{I}_{con} : Evaporatör ekserji kaybı

η_{con} : Evaporatör ekserji verimi

4.5.5. Pompa İkinci Kanun Analizi



Şekil 4.11. Pompa şematik resmi (ikinci kanun analizi).

$$\dot{I}_{\text{pump}} = \dot{W}_{\text{pump}} - \dot{W}_{\text{rev,pump}} \quad (4.50)$$

$$\eta_{\text{pump}} = \frac{\dot{W}_{\text{rev,pump}}}{\dot{W}_{\text{pump}}} = \frac{\dot{E}_6 - \dot{E}_9}{\dot{W}_{\text{pump}}} \quad (4.51)$$

$$e_6 = h_6 - h_0 - T_0(S_6 - S_0)$$

$$e_9 = h_9 - h_0 - T_0(S_9 - S_0)$$

4.5.6. ORC Ünitesi Genel Ekserji Verimi

$$\eta_{\text{ex,cyc}} = \frac{\dot{W}_{\text{net,out}}}{\dot{E}_{\text{in}}} = \frac{\dot{W}_{\text{net,out}}}{\dot{m}_{\text{oil}}[h_1 - h_2 - T_0(S_1 - S_2)]} \quad (4.52)$$

$$\dot{E}_{\text{loss}} = \dot{E}_{\text{in}} - \dot{W}_{\text{net,out}} \quad (4.53)$$

$$\dot{I}_{\text{cyc}} = \dot{I}_{\text{evap}} + \dot{I}_{\text{turb}} + \dot{I}_{\text{con}} + \dot{I}_{\text{pump}} \quad (4.54)$$

\dot{m}_{out} : Çıkış kütleli debisi (kg/s),

\dot{m}_{in} : Giriş kütleli debisi (kg/s),

\dot{Q} : Net ısı (kW),

h_{in} : Giriş entalpisi (kJ/kg),

h_{out} : Çıkış entalpisi (kJ/kg),

\dot{E} : Ekserji,

I : Tersinmezlik,

\dot{Q}_{ev} : Evaporatör ısısı,

\dot{Q}_{con} : Kondensatör ısısı,

\dot{Q}_{in} : Giren ısı,
 \dot{m}_{oil} : Kızgın yağ debisi (kg/s),
 η_{th} : Termal verim (%),
 $\dot{W}_{net,out}$: Net iş (kW),
 \dot{W}_{turb} : Türbin işi (kW),
 \dot{W}_{pump} : Pompa işi (kW),
 $\eta_{ex,cyc}$: Çevrimin ekserji verimi (%),
 \dot{E}_{in} : Giren ekserji,
 \dot{E}_{loss} : Ekserji kaybı

BÖLÜM 5

BULGULAR VE TARTIŞMA

5.1. BİYOKÜTLE (KIZGIN YAĞ) KAZANI VERİM HESAPLARI

Teorik Hava Miktarı (A_0)

$$m = 1,52$$

$$A = m \times A_0$$

$$A_0 = \left(\frac{22,4}{0,21}\right) \times \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} + \frac{s}{32} + \frac{o}{32}\right)$$

$$A_0 = 8,88 \times c + 26,44 \times h + 3,32 \times s - 3,33 \times o \frac{\text{m}^3\text{N}}{\text{kg}} \text{yakıt}$$

$$A_0 = 4,306 \left(\frac{\text{m}^3\text{N}}{\text{kg}} \text{yakıt}\right)$$

Teorik Yaş Baca gazı Miktarı (G_0)

$$G_0 = G_{0'} + 11,11 \times h + 1,24 \times w \frac{\text{m}^3\text{N}}{\text{kg}}$$

$$G_0 = 7,23433 \text{ (kg/kg yakıt)}$$

Yakıtın Yanması Sonucu Oluşan Su Miktarı (G_{wf})

$$G_{wf} = 11,11 \times h + 1,24 \times w \text{ (m}^3\text{N/kg)}$$

$$G_{wf} = 0,74100 \left(\frac{\text{m}^3\text{N}}{\text{kg}}\right)$$

Teorik Kuru Baca gazı Hacmi (G_0')

$$G_0' = 1,85 \times c + 0,68 \times s + 0,8 \times n + (m - 0,21) \times A_0 \text{ m}^3\text{N/kg}$$

$$G_0' = 6,49333 \left(\frac{\text{Nm}^3}{\text{kg}} \text{yakıt}\right)$$

Hava Oranı (m)

Baca gazı analizi sonucunda 1,52 bulunmuştur.

$$m = \frac{\% O_2}{21 - \% O_2}$$

$$m = 1,520$$

1 m³ Kızgın yağ Başına Yakıt Tüketimi (F_G)

$$F_G = \frac{\text{Yakıt Tüketimi } \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)}{\text{kızgıny yağ miktarı} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{h}}\right)}$$

$$\text{Yakıt tüketimi} = 984,5 \text{ kg/h}$$

$$\text{Kızgın yağ miktarı} = 463,575 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$F_G = \frac{984,500}{463,575} = 2,124 \text{ [kg yakıt/ m}^3 \text{ kızgın yağ]}$$

Isı denkliği hesaplamaları;

Giren toplam enerji miktarı hesaplamaları;

Yakıtın Yanması Sonucu Oluşan Isı Miktarı (Q_I)

H_h Yakıt Üst Isıl değeri ve H_l Yakıt alt ısıl değeri Hesaplamaları

$$H_l = 34,8 \times c + 93,9 \times h + 10,5 \times s + 6,3 \times n - 10,8 \times o - 2,5 \times w \left(\frac{\text{MJ}}{\text{kg}}\right)$$

$$H_h = H_l + r \times \left(\frac{9 \times H + w}{100}\right) \left(\frac{\text{MJ}}{\text{kg}} = \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{N}}\right)$$

r = suyun buharlaşma entalpisi 0 °C de 2500 kJ/kg

w = Yanıcı maddenin su içeriği % olarak

h = Yanıcı maddenin hidrojen içeriği % olarak

$$H_l = 17.076,60 \text{ kJ/kg}$$

$$H_h = 17.091,60 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_1 = (1 \text{ m}^3 \text{ kızgıny yağ başına Yakıt Tüketimi (m}^3/\text{kg)}) \times (\text{Yakıtın Alt Isıl Değeri (kJ/kg)})$$

$$Q_1 = (2,124 \times 17.076,600)$$

$$Q_1 = 36.265,788 \text{ (kJ/m}^3 \text{ kızgıny yağ)}$$

Çıkan toplam enerji miktarı hesaplamaları;

Kızgın yağ ile kazan dışına Taşınan Isı Miktarı (Q₃) (1 m³ kızgın yağ başına Isı Miktarı)

$$Q_3 = 1000 \times (SS_{cs} - SS_{gs}) \times 4,186 \times 0,5$$

SS_{cs} = 276,50 °C kızgın yağ kazandan çıkış sıcaklığı

SS_{gs} = 263,00 °C kızgın yağ kazana giriş sıcaklığı

$$Q_3 = 1000 \times (276,50 - 263,00) \times 4,186 \times 0,5$$

$$Q_3 = 28.255,50 \text{ (kJ/m}^3 \text{ kızgın yağ)}$$

Baca Gazıyla Bacadan Dışarıya Taşınan Isı Miktarı (Q₄)

$$Q_4 = Q_{4d} + Q_{4w}$$

Q_{4d} = Kuru Baca Gazının Duyulur Isısı

Q_{4w} = Baca Gazındaki Su Buharının Duyulur Isısı

G' = Gerçek kuru bacagazı hacmi (Nm³/ kg yakıt)

$$G' = G'_0 + A_0 \times \{m - 1\}$$

$$G' = 6,49333 + 4,30590 \times \{1,5200 - 1\}$$

$$G' = 8,73240 \text{ [Nm}^3 \text{ / kg yakıt]}$$

G'₀ = Teorik Kuru Bacagazı Hacmi (Nm³/ kg yakıt)

Kuru baca gazının duyulur ısısı (Q_{4d}) ((kJ/m³ kızgın yağ)

$$Q_{4d} = F \times G' \times \{C_{p1}(T_1 \text{ derecedeki}) \times T_1 - C_{p0}(T_0 \text{ derecedeki}) \times T_0\}$$

T₁ = 215,75 (°C) Isı Değiştirici Çıkışında Bacagazı Sıcaklığı

C_{p1} = 1,3750 (kJ / Nm³ °K) T₁ sıcaklığında kuru baca gazı özgül ısınma ısısı

T₀ = 30,03 (°C) Ortam Sıcaklığı

C_{p0} = 1,3473 (kJ / Nm³ °K) T₀ sıcaklığında kuru baca gazı özgül ısınma ısısı

$$Q_{4d} = 2,124 \times 8,73240 \times \{1,3750 \times 215,75 - 1,3473 \times 30,03\}$$

$$Q_{4d} = 4.751,185 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \text{ kızgıny yağ} \right)$$

Kuru baca gazı bileşenlerine dayanarak baca gazı özgül ısınma ısısı hesaplama kısmı:

Çizelge 5.1. Baca gazı özgül ısınma ısısı (215,75 °C'de).

Kuru Bacagazı Bileşenleri	%	Özgül Isınma Isıları			
		200 °C'de	300 °C'de	215,75 °C'de	Kısmi Özgül Isınma Isıları 215,74 °C
O ₂	7,2000	1,340	1,360	1,3432	0,0967
CO	0,0055	1,310	1,319	1,3114	0,0001
CO ₂	12,8000	1,808	1,884	1,8200	0,2330
N ₂	79,9945	1,306	1,310	1,3066	1,0452
Kuru baca gazı ortalama özgül ısınma ısısı					1,375

Çizelge 5.2. Baca gazı özgül ısınma ısısı (30,03 °C'de).

Kuru Bacagazı Bileşenleri	%	Özgül Isınma Isıları			
		0 °C'de	100 °C'de	30,03 °C'de	Kısmi Özgül Isınma Isıları 30,03 °C'de
O ₂	7,2000	1,3060	1,3190	1,3099	0,0943
CO	0,0055	1,3020	1,3060	1,3032	0,0001
CO ₂	12,8000	1,6200	1,7250	1,6515	0,2114
N ₂	79,9945	1,3020	1,3020	1,3020	1,0415
Kuru baca gazı ortalama özgül ısınma ısısı					1,3473

Baca gazındaki Su Buharının Duyulur Isısı (Q_{4w}) (kJ /m³ kızgınyığ)

$$Q_{4w} = F \times \{G_{wf} + G_{wa}\} \times \{C_{p1}(T_1 \text{ derecedeki}) \times T_1 - C_{po}(T_o \text{ derecedeki}) \times T_o\}$$

$G_{wf} = 0,74100$ (Nm³ / kg yakıt) Yakıtın Yanması Sonucu Oluşan Su Miktarı

$$G_{wa} = 1,610 \times Z \times m \times A_o$$

$$Z = 0,622 \times \frac{f \times P_s}{P_a \times 100 - f \times P_s}$$

$f = 64,93$ % Havadaki Bağlı Nem Oranı

$P_s = 4.320,70$ (Pa) 30,03 °C Ortam Sıcaklığında Doymuş Buhar Basıncı (buhar basıncı isimli sayfadan)

$P_a = 101.330,00$ (Pa) Atmosfer Basıncı

$$Z = \frac{18}{29} \times \frac{64,93 \times 4.320,70}{101.330,00 \times 100 - 64,93 \times 4.320,70}$$

$Z = 0,017672$ (kg nem / kg Kuru Hava)

$$G_{wa} = \frac{29}{18} \times Z \times m \times A_o$$

$$G_{wa} = 1,611 \times 0,017672382 \times 1,5200 \times 4,30590$$

$$G_{wa}=0,186337 \text{ (Nm}^3 \text{ / kg yakıt)}$$

$$Q_{4w} = F \times \{G_{wf} + G_{wa}\} \times \{C_{p1}(T_1 \text{ derecedeki}) \times T_1 - C_{po}(T_o \text{ derecedeki}) \times T_o\}$$

$T_1 = 215,75$ (°C) Isı değiştirici çıkışında baca gazı sıcaklığı

$C_{p1} = 1,4595$ (kJ / Nm³ °K) T_1 sıcaklığında ortalama Buhar zgl Isınma Isısı

$T_o = 30,03$ (°C) Ortam Sıcaklığı

$C_{po} = 1,2992$ (kJ / Nm³ °K) T_o Sıcaklığında ortalama Buhar zgl Isınma Isısı

Sıcaklıklara dayanarak buhar özgül ısınma ısısı

Çizelge 5.3. Su buharı özgül ısınma ısısı (215,75 °C'de).

Özgül Isınma Isıları	200 °C	300 °C	215,75 °C
	1,4570	1,4730	1,4595

Çizelge 5.4. Su buharı özgül ısınma ısısı (30,03 °C'de).

Özgül Isınma Isıları	0 °C	100 °C	30,03 °C
	1,2980	1,3020	1,2992

$$Q_{4w} = 2,124 \times \{0,74100 + 0,186337\} \times \{1,4595 \times 215,75 - 1,2992 \times 30,03\}$$

$$Q_{4w} = 543,3228 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \text{ kızgınyaağ} \right)$$

$$Q_4 = Q_{4d} + Q_{4w}$$

$$Q_4 = 4.751,185 + 543,3228$$

$$Q_4 = 5.294,508 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \text{ kızgınyaağ} \right)$$

Yüzeylerden Olan Isı Kayıpları (Q5)

$$Q'_5 = (Q_r + Q_c) \times A$$

Çizelge 5.5. Yüzeylerden olan ısı kayıpları.

Yüzey	Alan (m ²)	Ortalama Yüzey Sıcaklığı (°C)	Ortam Sıcaklığı (°C)
Sağ Yan Yüzey	25	55	30,3
Sol Yan Yüzey	25	40	30,3
Üst	14	36	30,3
Ön	14	80	30,3
Arka	120	38	30,3
üs tepe	12	65	30,3

$$Q_r = E \times 20,428 \times \left[\left(\frac{T_y}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_o}{100} \right)^4 \right]$$

$$Q_c = B \times (T_y - T_o)^{1,25}$$

E = 0,95 Yüzey malzemesine ve işlenme şekline bağlı emissivite katsayısı

$$Q_r = 0,95 \times 20,428 \times \left[\left(\frac{273 + 55}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + 30,3}{100} \right)^4 \right]$$

$$Q_c = 6,12 \times (55 - 30,3)^{1,25}$$

Çizelge 5.6. Kazan yüzeylerinden olan ısı kayıpları.

Yüzey	A (m ²)	Q _r = kJ/m ² h	B	Q _c = kJ/m ² h	Q' ₅ = (Q _c + Q _r) × A (kJ/m ² h)
Sağ Yan Yüzey	25	603,932	5,22	287,436	22.284,211
Sol Yan Yüzey	25	220,382	5,22	89,358	7.743,498
Üst	14	126,977	5,22	45,974	2.421,315
Ön	14	1.371,092	5,22	688,836	28.838,990
Arka	120	173,229	5,22	66,955	28.822,066
Üs tepe	12	173,229	6,12	515,422	8.263,813
TOPLAM					98.373,894

$$Q_5 = \frac{Q'_5}{\text{kızgın yağ}}$$

$$Q_5 = \frac{98.373,894}{463,575}$$

$$Q_5 = 212,207 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \right) \text{kızgınyag}$$

Diğer Isı Kayıpları (Q₆) (curuf ve külden dolayı)

$$Q_6 = \text{Giren Isılar Toplamı} - (Q_3 + Q_4 + Q_5)$$

$$Q_6 = 36.265,788 - (28.255,50 + 5.294,508 + 212,207)$$

$$Q_6 = 2.503,573 \text{ (kj/m}^3\text{ kızgıny yağ)}$$

Isıl Verim (%)

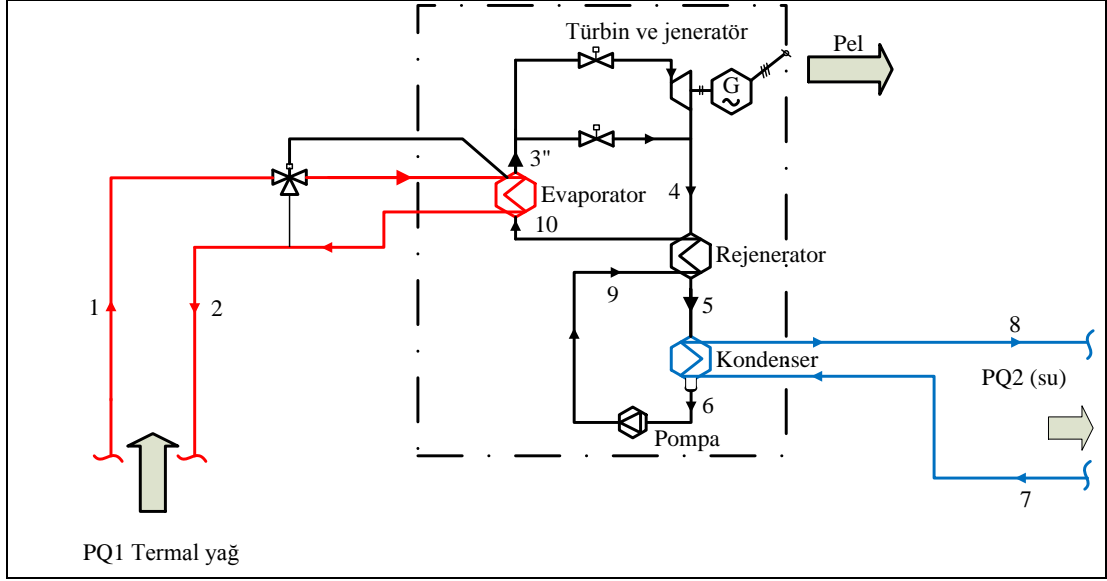
$$\eta = \frac{\text{kızgıny yağ ie taşınan ısı}}{\text{yakıt yolu ile giren ısı}}$$

$$\eta = \frac{28.255,50}{36.265,79} = 77,91 \%$$

$$\eta = 77,91 \%$$

5.2. ORC ÜNİTESİ ENERJİ VE EKSERJİ ANALİZİ

ORC ünitesi, biyokütle yakılarak elde edilen kızgın yağdan elektrik ve sıcak su üretmektedir. Üretilen sıcak su, entegre ağaç üretim prosesinde ısı kaynağı olarak kullanılmaktadır. Bu tez çalışmada altı farklı test çalışması yapılmış ve sonuçları yorumlanmıştır. İlk üç test çalışmasında, ORC ünitesi tam kapasitede çalıştırılarak sonuçlar alınmıştır. Diğer test çalışmalarında ORC ünitesi kısmi yükte çalıştırılarak veriler elde edilmiştir. Tam kapasitede yapılan test çalışmalarında evaporatör ve kondenser basıncının ORC ünitesi enerji ve ekserji verimine etkisi incelenmiştir. ORC ünitesinde basınç ölçümü iki noktada (evaporatör ve kondenser) yapılabildiğinden evaporatör, kondenser ve rejenaratörde basınç kaybı meydana gelmediği kabul edilmiştir. ORC ünitesine kızgın yağ ve kondenser soğutma suyu hatlarının başlıca bağlantıları Şekil 5.1’de verilmiştir.



Şekil 5.1. ORC ünitesine kızgın yağ ve kondenser soğutma suyu hatlarının başlıca bağlantıları.

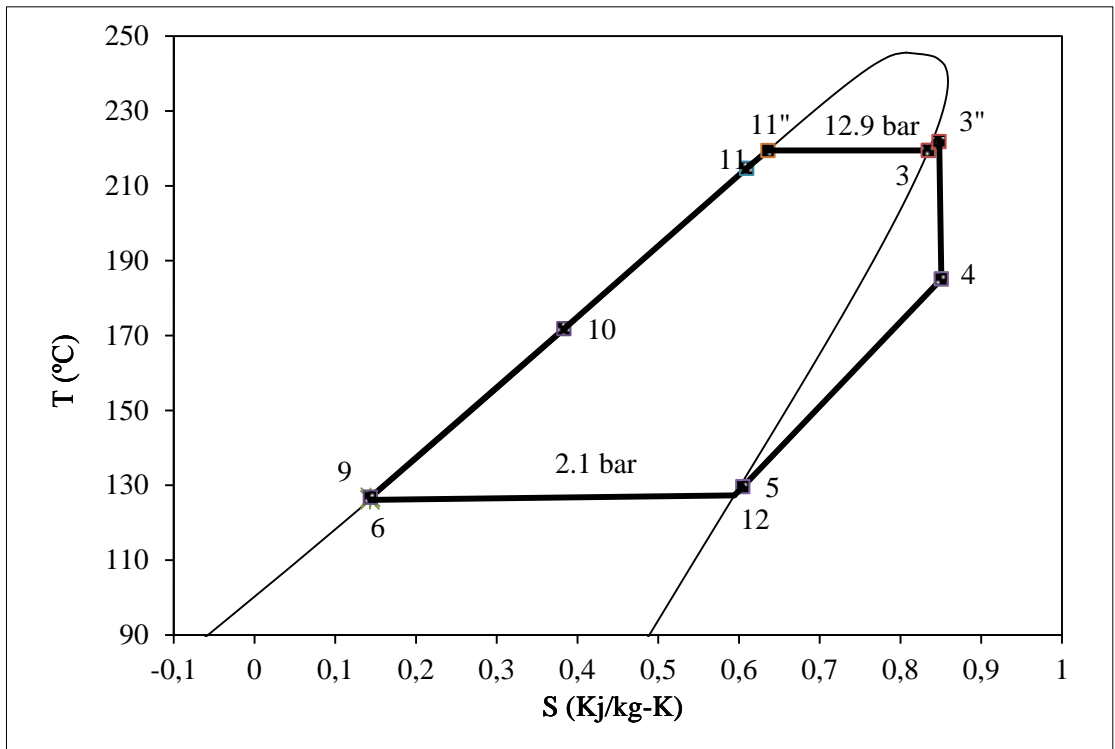
1-2 noktaları ile gösterilen hatta biyokütle kazanından gelen yüksek sıcaklıktaki kızgın yağ, evaporatörde organik akışkana ısı vererek kendisi soğumaktadır. 10-3'' noktaları arasında yüksek basınçtaki organik akışkan kızgın yağdan ısı çekerek buharlaşmaktadır. 3''-4 noktaları arasında buhar halinde yüksek basınç ve sıcaklıktaki organik akışkan türbinde genişlerken mekanik iş üretmektedir. 4-5 notaları arasında düşük basınçta buhar halindeki organik akışkan ısısının bir kısmını yüksek basınçta sıvı haldeki organik akışkana aktarmaktadır. 5-6 noktaları arasında düşük basınçta buhar halindeki organik akışkan soğutma suyuna ısı aktararak sıvı faza geçmektedir. 7-8 noktaları arasında üretim prosesinden gelen nispeten düşük sıcaklıktaki su, organik akışkandan ısı çekerek prosese ısıtma amaçlı gönderilmektedir. 6-9 noktaları arasında sıvı haldeki organik akışkan, elektrik motoru tahrikli pompa vasıtasıyla basınçlandırılmaktadır.

5.3. TAM YÜKTE YAPILAN TEST ÇALIŞMALARI

5.3.1. Birinci Test Çalışması Sonuçları

Birinci test çalışmasında ORC ünitesine kızgın yağdan 6831 kW ısı aktarılmakta ve brüt 947,36 kWe güç üretilmektedir. Bu test çalışmasında evaporatör basıncı 12,9 bar

ve kondenser basıncı 2,1 bar'a ayarlanmıştır. Çevrimde organik akışkanın sirkülasyonu için pompanın çektiği güç 87,3 kW olarak ölçülmüştür. Kondenserden 5483 kW ısı kapasitede 93,1 °C sıcak su elde edilmiştir. Kondenserden elde edilen sıcak su, cips kurutmak ve mekân ısıtılması amacıyla kullanılmaktadır. ORC'nin net elektrik üretimi 860,06 kW ve net elektrik üretim verimi %12,59 olarak hesaplanmıştır. Birinci test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı Şekil 5.2'de verilmiştir. Birinci test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri Çizelge 5.7'de sunulmuştur.



Şekil 5.2. Birinci test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı.

9 nolu noktada pompadan sıvı halde çıkan organik akışkan rejeneratörde 126,8 °C'den 171,8 °C'ye ön ısıtılmaktadır. Evaporatörde birbirlerine seri bağlanan iki adet shell & tube eşanjör bulunmaktadır. Her iki eşanjörde de kızgın yağ kullanılarak organik akışkan buharlaştırılmaktadır. Evaporatörde 219,5 °C'ye kadar ısıtılan organik akışkan kızgın buhar olarak evaporatörden ayrılmaktadır (evaporatör basıncında organik akışkanın doyma sıcaklığı 214,7 °C'dir. Evaporatörden ayrılan kızgın buhar halindeki organik akışkan türbinde genişlerken basıncı ve sıcaklığı azalmaktadır. Türbin çıkışında düşük basınçta kızgın haldeki organik akışkan

rejeneratöre girerek ısısının bir miktarını sıvı haldeki organik akışkanın ön ısıtılmasını sağlamaktadır. Rejeneratörden düşük basınçta kızgın buhar halde çıkan organik akışkan yoğuşturulmak üzere kondensere girmektedir. Kondenser basıncının ayarlanması için pompa ile kondenser arasında oransal (kontrol) vana bulunmaktadır. Kondenserden sıkıştırılmış sıvı olarak ayrılan organik akışkan pompa ile basıncı yükseltilmektedir. Birinci test çalışmana ait enerji ve ekserji performansları Çizelge 5.8'de verilmiştir.

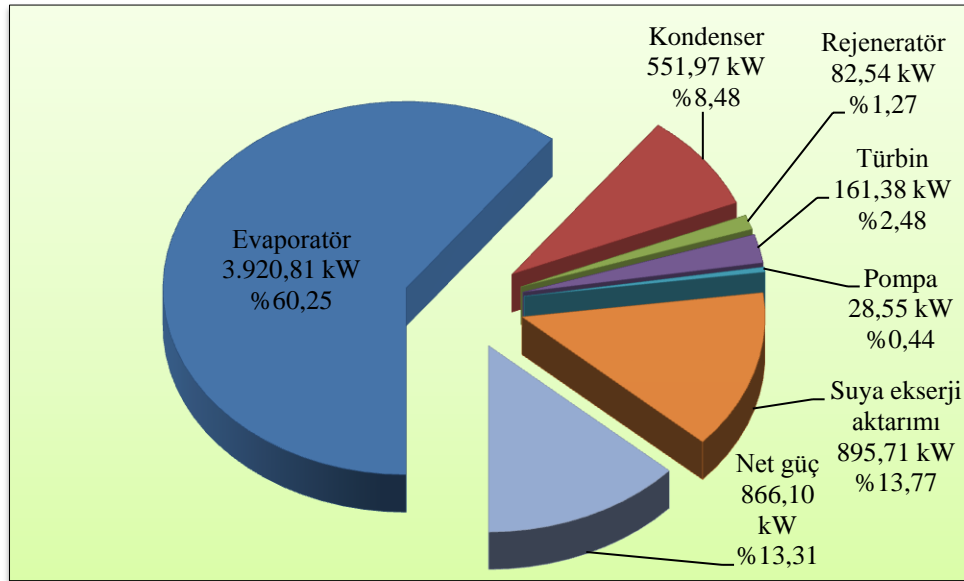
Çizelge 5.7. Birinci test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri.

Nokta	T (°C)	Akışkan	Faz	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	ṁ (kg/s)	Ė (kW)
0	25,00	Su	Referans hal	1,0	104,89	0,3674	-	-
0'	25,00	HMDSO	Referans hal	1,0	-150,54	-0,4494	-	-
0''	25,00	Termal yağ	Referans hal	1,0	61,88	0,7200	-	-
1	276,50	Termal yağ	Sıvı	2,5	573,20	1,0306	49,73	20.821,22
2	217,30	Termal yağ	Sıvı	2,5	431,58	0,9945	49,73	14.314,16
3	219,46	HMDSO	Doymuş Buhar	12,9	374,95	0,8348	30,64	-
3''	221,80	HMDSO	Kızgın buhar	12,9	381,48	0,8480	30,64	4.448,64
4	185,10	HMDSO	Kızgın buhar	2,1	346,09	0,8507	30,64	3.339,89
5	129,60	HMDSO	Kızgın buhar	2,1	240,36	0,6049	30,64	2.345,91
6	126,10	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	2,1	55,41	0,1430	30,64	898,23
7	72,80	Su	Sıkıştırılmış sıvı	3,0	304,75	0,9888	64,42	939,89
8	93,10	Su	Sıkıştırılmış sıvı	3,0	390,02	1,2282	64,42	1.835,60
9	126,80	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	12,9	57,33	0,1437	30,64	950,95
10	171,80	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	12,9	158,51	0,3833	30,64	1.862,39
11	214,70	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	12,9	264,05	0,6095	30,64	-
11''	219,46	HMDSO	Doymuş Buhar	12,9	277,00	0,6359	30,64	-
12	127,30	HMDSO	Doymuş Buhar	2,1	236,09	0,5942	30,64	-

Çizelge 5.8. Birinci test çalışmana ait enerji ve ekserji performansları.

Energy		Exergy	
Qr (ev, kW)	6.831,00	η_{evap} (%)	39,75
Qr (con, kW)	5.666,27	η_{con} (%)	61,87
W (tur, kW)	947,36	η_{tur} (%)	85,44
W (pump, kW)	87,30	η_{reg} (%)	91,70
W (rev, pump, kW)	58,75	$\eta_{\text{exc, cyc}}$ (%)	33,26
Qw (con, kW)	5.493,00	-	-
η (pump, %)	67,30	-	-
η (cycle, %)	12,59		

Yapılan hesaplamalarda en büyük ekserji kaybı evaporatörde meydana gelmektedir. Evaporatörde meydana gelen ekserji kaybı 3920,81 kW'dır. Bu rakam ORC'ye giren toplam 6507,05 kW ekserjinin %60,25'ne karşılık gelmektedir. Evaporatörde ekserji kaybının yüksek olmasının sebebi, kızgın yağın evaporatörden çıkış sıcaklığının (217,1 °C) yüksek olmasıdır. Evaporatörden çıkan kızgın yağ bir kollektörde toplanmakta prostenen gelen diğer yağlar ile birleşerek biyokütle kazanına tekrar gönderilerek sıcaklığı ~280 °C'ye yükseltilmektedir. Ekserji kaybı bakımından evaporatörü sırasıyla kondenser, türbin, rejeneratör ve pompa takip etmektedir. Birinci test çalışmasına ait ekserji kayıpları Şekil 5.3'de verilmiştir.



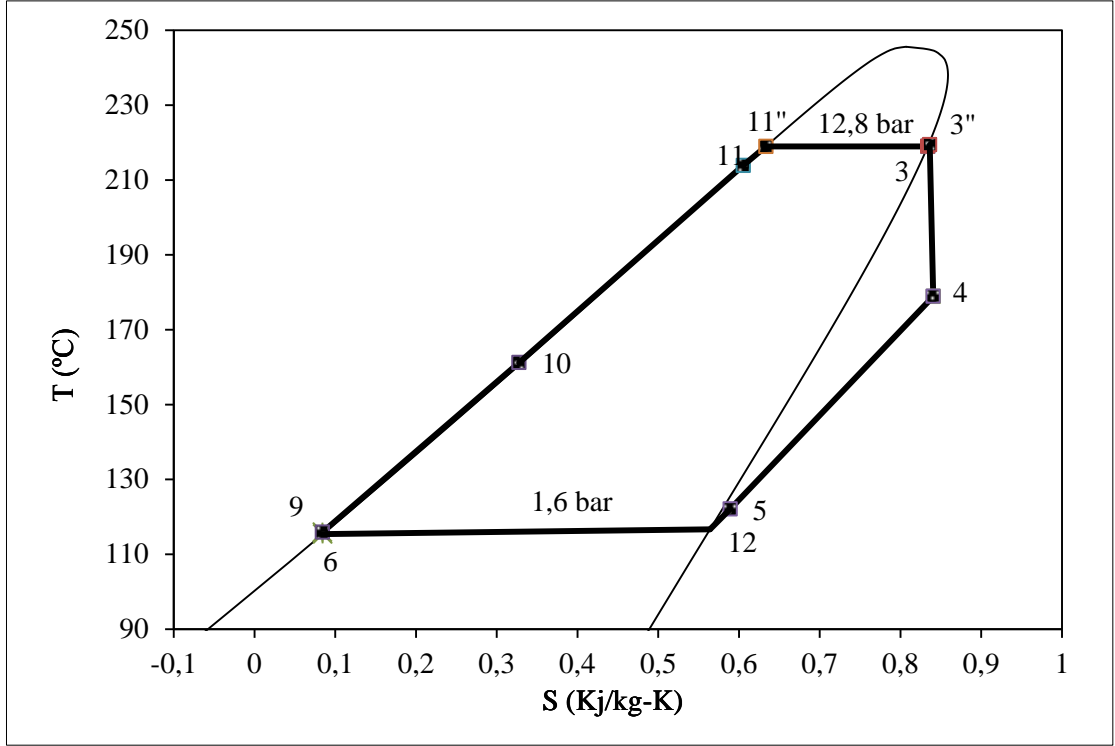
Şekil 5.3. Birinci test çalışmasına ait ekserji kayıpları (giren ekserjiye oranları).

5.3.2. İkinci Test Çalışması Sonuçları

İkinci test çalışmasında ORC ünitesine kızgın yağdan 6746 kW ısı aktarılmakta ve brüt 977,21 kWe güç üretilmektedir. ORC'nin net elektrik üretimi 891,76 kW ve elektrik üretim verimi %13,22 olarak hesaplanmıştır. Kondenserden 5376,46 kW ısı kapasitede 85,6 °C sıcak su üretilmektedir. İkinci test çalışmasında kondenser basıncı 1,6 bar'a düşürülerek, kondenser basıncının ORC performansına etkisi incelenmiştir. Kondenser basıncı 2,1 bar'dan 1,6 bar'a düşürüldüğünde çevrim verimi (net güç üretim oranı) %12,59'dan %13,22'ye yükselmiştir. Kondenser basıncı düşürüldüğünde kondenserden çıkan suyun sıcaklığı azalmaktadır. Kondenserden çıkan su proseste ısıtma amaçlı kullanılıyorsa, kondenser çıkışı su sıcaklığının prosesin ihtiyacını karşıladığından emin olunmalıdır. Test çalışmalarının yapıldığı sanayi kuruluşunda kondenserden çıkan su atmosferden alınan havanın ön ısıtılması ve mekan ısıtılmasında kullanıldığı için suyun sıcaklığının 93,1 °C'den 85,6 °C'ye düşmesi üretim prosesini etkilememektedir. Kondenserde organik akışkanın etkin biçimde soğutulabilmesi için kondenser soğutma suyu debisi 64,42 kg/s'den 120,33 kg/s'ye yükseltilmiştir. Dolayısıyla kondenser soğutma suyu sirkülasyon pompasının enerji tüketimi artmıştır. İkinci test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri Çizelge 5.9'da verilmiştir. İkinci test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı Şekil 5.4'de sunulmuştur.

Çizelge 5.9. İkinci test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri.

Nokta	T (°C)	Akışkan	Faz	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	m (kg/s)	E (kW)
0	25,00	Su	Referans hal	1,0	104,89	0,3674	-	-
0'	25,00	HMDSO	Referans hal	1,0	-150,54	-0,4494	-	-
0''	25,00	Termal yağ	Referans hal	1,0	61,88	0,7200	-	-
1	281,60	Termal yağ	Sıvı	2,6	586,00	1,0334	47,88	20.620,33
2	221,30	Termal yağ	Sıvı	2,6	440,74	0,9972	47,88	14.182,73
3	218,97	HMDSO	Doymuş Buhar	12,8	374,36	0,8338	27,93	-
3''	219,40	HMDSO	Kızgın buhar	12,8	375,56	0,8362	27,93	3.987,93
4	178,90	HMDSO	Kızgın buhar	1,6	335,51	0,8406	27,93	2.833,00
5	122,10	HMDSO	Kızgın buhar	1,6	229,08	0,5892	27,93	1.954,18
6	115,40	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	1,6	32,22	0,0844	27,93	659,86
7	74,90	Su	Sıkıştırılmış sıvı	3,1	313,74	1,0155	120,33	1.879,37
8	85,60	Su	Sıkıştırılmış sıvı	3,1	358,42	1,1413	120,33	2.743,30
9	116,03	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	12,8	34,09	0,0848	27,93	708,03
10	161,20	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	12,8	134,02	0,3276	27,93	1.477,31
11	213,90	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	12,8	261,96	0,6053	27,93	-
11''	219,00	HMDSO	Doymuş Buhar	12,8	275,70	0,6333	27,93	-
12	116,67	HMDSO	Doymuş Buhar	1,6	219,25	0,5641	27,93	-



Şekil 5.4. İkinci test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı.

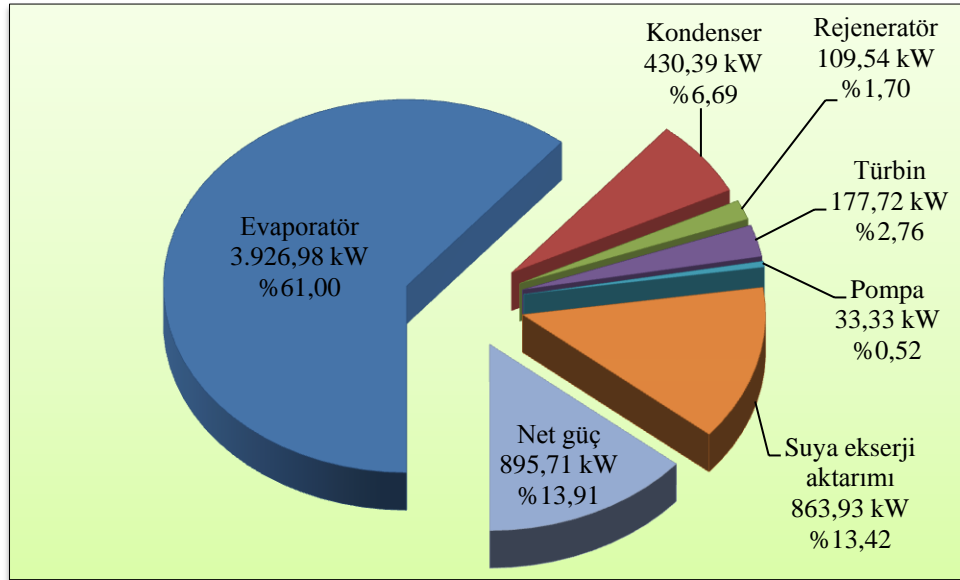
İkinci test çalışmana ait enerji ve ekserji performansları Çizelge 5.10’da verilmiştir.

Çizelge 5.10. İkinci test çalışmasına ait enerji ve ekserji performansları.

Energy		Exergy	
Qr (ev, kW)	6.746,00	η_{evap} (%)	39,0
Qr (con, kW)	5.498,08	η_{con} (%)	66,7
W (tur, kW)	977,21	η_{tur} (%)	84,6
W (pump, kW)	85,45	η_{reg} (%)	87,5
W (rev, pump, kW)	52,12	$\eta_{\text{exc, cyc}}$ (%)	35,5
Qw (con, kW)	5.376,46	-	-
η (pump, %)	61,00	-	-
η (cycle, %)	13,22	-	-

Birinci test çalışmasında olduğu gibi ikinci test çalışmasında da en büyük ekserji kaybı evaporatörde gerçekleşmektedir. Evaporatörü sırasıyla kondenser, türbin, rejeneratör ve pompa takip etmektedir. Birinci test çalışmasında enerji ve ekserji verimi sırasıyla %12,59 ve %33,26 iken ikinci çalışmada %13,22 ve %35,5 olarak hesaplanmıştır. Kondenser basıncının düşürülmesi çevrimin enerji ve ekserji

verimine önemli ölçüde etki etmektedir. Kondenser basıncı düştüğünde ORC'nin enerji ve ekserji verimi artmaktadır. Bu durumun temel sebebi; kondenser soğutma suyuna aktarılan enerji miktarının azalması olarak ifade edilebilir. Eğer kondensere aktarılan enerji proseste ısı kaynağı olarak kullanılıyorsa, ısı kaynağının kullanıldığı noktadaki gereksinim duyulan sıcaklığa uygun kondenser çalışma basıncı tercih edilmelidir. Kondenslerden elde edilen ısı soğutma kulesinden atmosfere atılıyorsa (proseste kullanılmıyorsa), atmosfer şartları göz önünde bulundurularak soğutmanın sağlanacağı en düşük basınç tercih edilmelidir. İkinci test çalışmasına ait ekserji kayıpları Şekil 5.5'de gösterilmiştir.

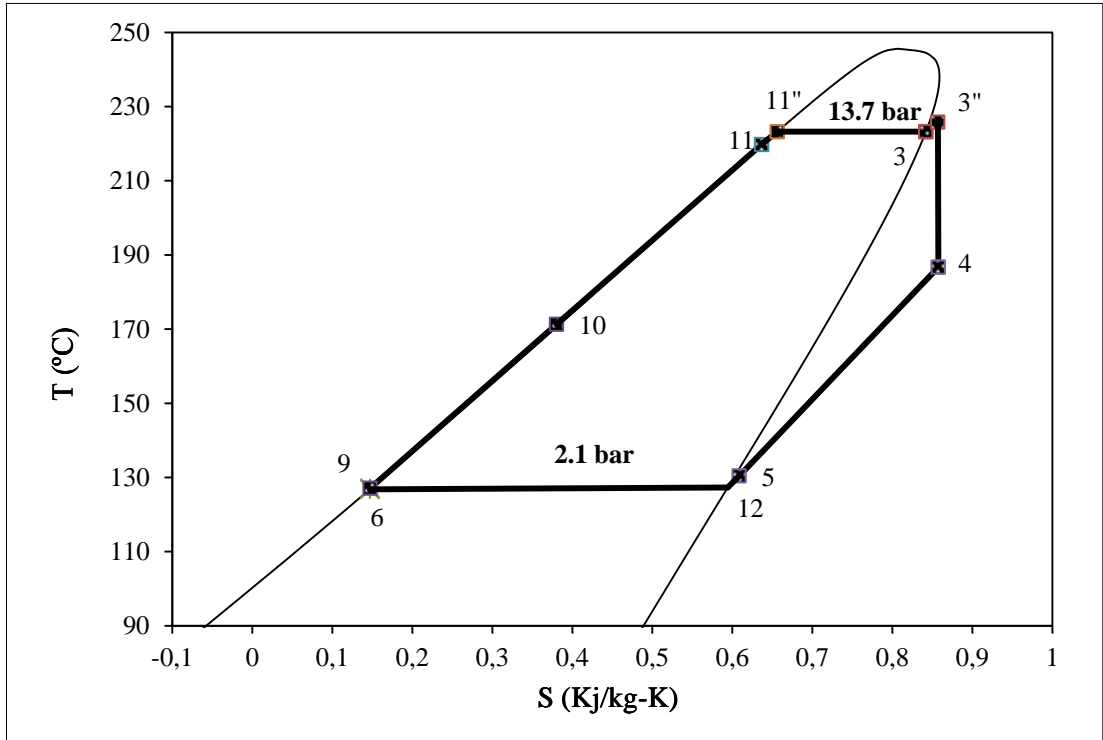


Şekil 5.5. İkinci test çalışmasına ait ekserji kayıpları (giren ekserjiye oranları).

5.3.3. Üçüncü Test Çalışması Sonuçları

Üçüncü test çalışmasında ORC ünitesine kızgın yağdan 6786 kW ısı aktarılmakta ve brüt 972,04 kWe güç üretilmektedir. ORC'nin net elektrik üretimi 876,3 kW ve elektrik üretim verimi %12,91 olarak hesaplanmıştır. Kondenslerden 5.421,36 kW ısıl kapasitede 92,6 °C sıcak su üretilmektedir. Üçüncü test çalışmasında evaporatör basıncı 13,7 bar'a yükseltilerek, evaporatör basıncının ORC performansına etkisi incelenmiştir. Üçüncü test çalışmasında kondenser basıncı, birinci test çalışmasında kondenser basıncıyla aynıdır. Evaporatör basıncı, birinci test çalışmasında 12,9

bar'ken üçüncü test çalışmasında 13,7 bar'a yükseltilmiştir. Evaporatör basıncının artması sebebiyle pompanın çektiği güç 87,3 kW'dan 95,74 kW'a yükselmiştir. Pompanın sürücü frekansı 50 Hz'in üzerine çıkması sebebiyle pompanın (elektrik motoru + sürücü dahil) verimi %61'den %60'a düşmüştür. Pompa veriminin düşmesi üretilen net elektrik üretiminin düşmesine sebep olmuştur. Üçüncü test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı Şekil 5.6'da verilmiştir.

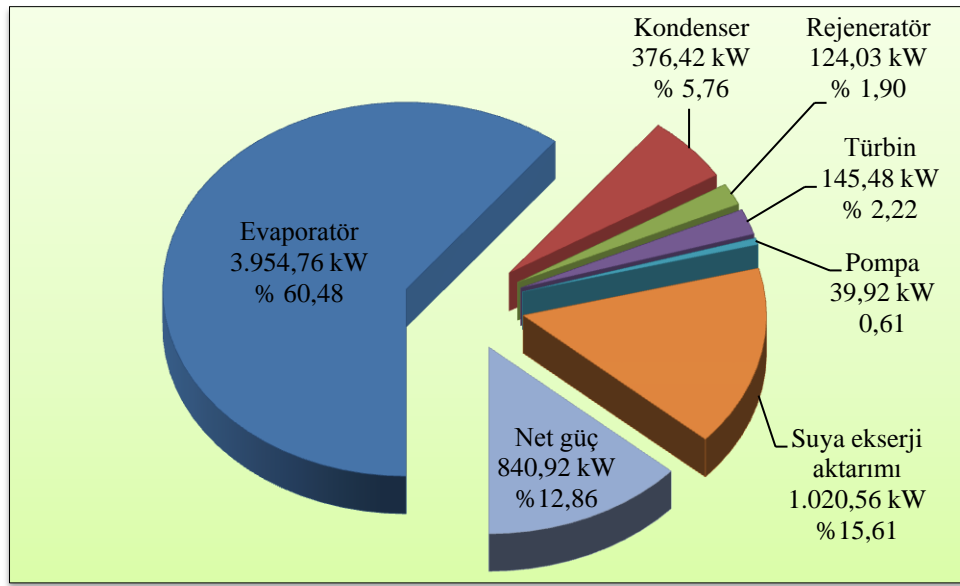


Şekil 5.6. Üçüncü test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı.

Birinci test çalışmasında olduğu gibi üçüncü test çalışmasında da en büyük ekserji kaybı evaporatörde gerçekleşmektedir. Evaporatörü sırasıyla kondenser, türbin, rejeneratör ve pompa takip etmektedir. Birinci test çalışmasında enerji ve ekserji verimi sırasıyla %12,59 ve %33,26 iken üçüncü çalışmada %12,91 ve %33,8 olarak hesaplanmıştır. Evaporatör basıncının 12,9 bardan 13,7 bar'a yükseltilmesi hem elektrik üretim verimini hem de ekserji verimini artırdığı görülmektedir.

Kondenser basıncının düşürülmesi için dikkat edilmesi gereken husus ise, eğer kondensere aktarılan enerji proseste ısı kaynağı olarak kullanılıyorsa, ısı kaynağının kullanıldığı noktadaki gereksinim duyulan sıcaklığa uygun kondenser çalışma

basıncı tercih edilmelidir. Test yapılan sanayi kuruluşunda kondenserden elde edilen ısı proses havasının ön ısıtılmasında kullanılması nedeniyle kondenser basıncının 1,6 bar seçilmesi prosesi etkilemeyecektir. Bu durumda net elektrik üretim verimi arttığı için aynı miktardaki kızgın yağ ısıyla daha fazla elektrik üretilebilecektir. Üçüncü test çalışmasına ait ekserji kayıpları Şekil 5.7’de verilmiştir. Her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri Çizelge 5.11 ve üçüncü test çalışmana ait enerji ve ekserji performansları Çizelge 5.12’de sunulmuştur.



Şekil 5.7. Üçüncü test çalışmasına ait ekserji kayıpları (giren ekserjiye oranları).

Çizelge 5.11. Üçüncü test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri.

Nokta	T (°C)	Akışkan	Faz	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	m (kg/s)	E (kW)
0	25,00	Su	Referans hal	1	104,89	0,3674	-	-
0'	25,00	HMDSO	Referans hal	1	-150,54	-0,4494	-	-
0''	25,00	Termal yağ	Referans hal	1	61,88	0,7200	-	-
1	282,70	Termal yağ	Sıvı	2,7	693,04	1,0339	40,24	21.632,14
2	219,40	Termal yağ	Sıvı	2,7	519,19	0,9959	40,24	15.092,66
3	223,25	HMDSO	Doymuş Buhar	13,7	379,35	0,8419	29,56	-
3''	225,80	HMDSO	Kızgın buhar	13,7	386,86	0,8569	29,56	4.373,00
4	186,70	HMDSO	Kızgın buhar	2,1	349,22	0,8575	29,56	3.255,48
5	130,40	HMDSO	Kızgın buhar	2,1	241,85	0,6086	29,56	2.275,25
6	126,80	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	2,1	56,94	0,1469	29,56	878,26
7	73,20	Su	Sıkıştırılmış sıvı	3,0	306,38	0,9937	64,54	952,77
8	92,60	Su	Sıkıştırılmış sıvı	3,0	390,39	1,2224	64,54	1.973,33
9	127,10	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	13,7	58,88	0,1473	29,56	932,08
10	171,30	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	13,7	157,32	0,3803	29,56	1.788,28
11	219,80	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	13,7	277,48	0,6366	29,56	-
11''	223,25	HMDSO	Doymuş Buhar	13,7	287,16	0,6561	29,56	-
12	127,30	HMDSO	Doymuş Buhar	2,1	236,09	0,5942	29,56	6.539,48

Çizelge 5.12. Üçüncü test çalışmana ait enerji ve ekserji performansları.

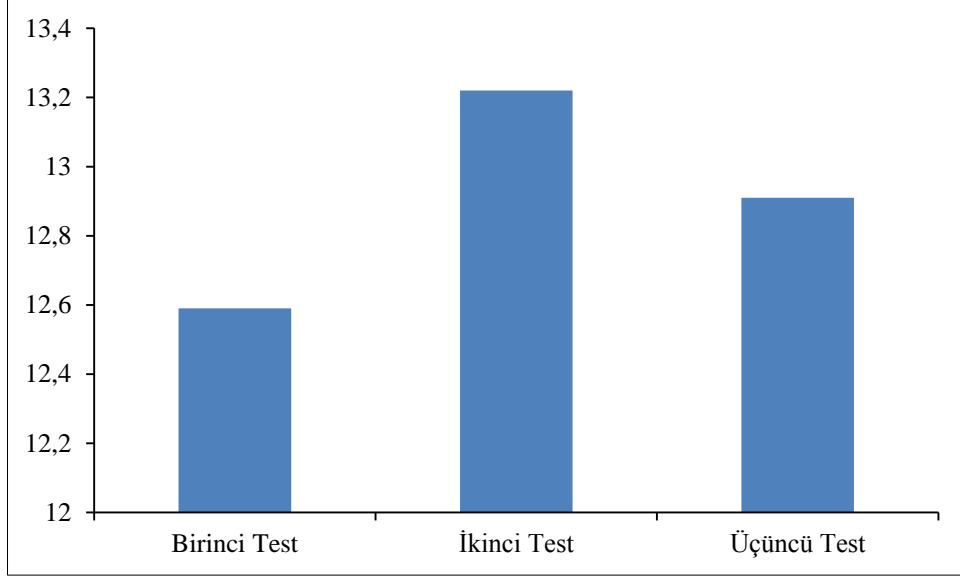
Energy		Exergy	
Q _r (ev, kW)	6.786,00	η_{evap} (%)	39,5
Q _r (con, kW)	5.466,72	η_{con} (%)	73,1
W (tur, kW)	972,04	η_{tur} (%)	87,0
W (pump, kW)	95,74	η_{reg} (%)	87,3
W (rev, pump, kW)	57,45	$\eta_{\text{exc, cyc}}$ (%)	33,8
Q _w (con, kW)	5.421,36	-	-
η (pump, %)	60	-	-
η (cycle, %)	12,91	-	-

5.3.4. Tam Yükte Yapılan Test Çalışmalarının Birbirleriyle Karşılaştırılması

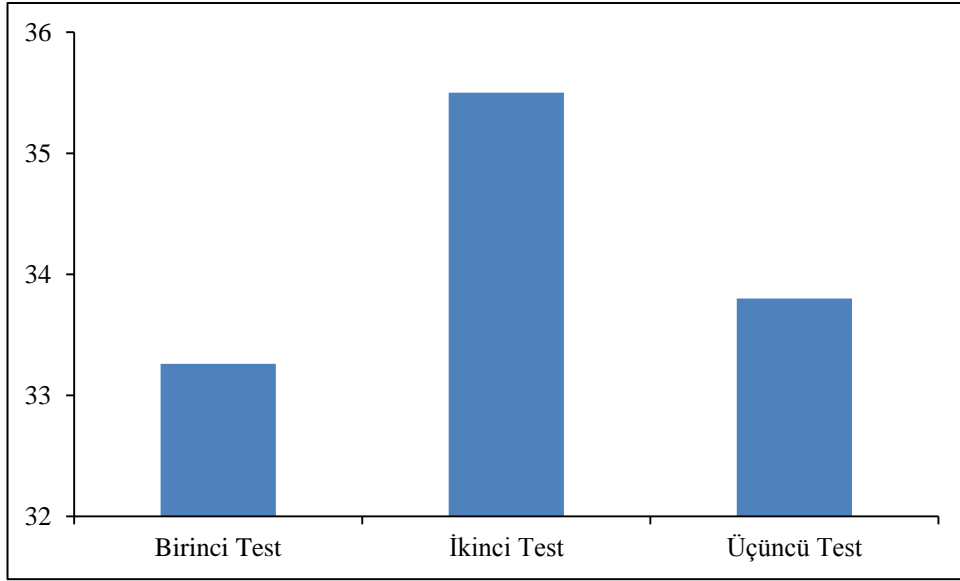
Birinci test çalışmasında ORC ünitesinin evaporatör basıncı 12,9 bar ve kondenser basıncı 2,1 bar'dır. ORC ünitesine kızgın yağ giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla 276,5 °C ve 217,3 °C'dir. ORC ünitesinden 860,06 kW net elektrik üretilmekte ve net elektrik üretim verimi %12,59'dir. ORC ünitesinin ekserji verimi %33,26'dır.

İkinci test çalışmasında evaporatör basıncı 12,8 bar ve kondenser basıncı 1,6 bar'dır. Evaporatöre kızgın yağ giriş ve çıkış sıcaklıkları 281,6 °C ve 221,3 °C'dir. ORC ünitesinin brüt elektrik üretimi 977,21 kW ve net elektrik üretimi 891,76 kW'dır. Net elektrik üretim verimi %13,22 ve ekserji verimi %35,50'dir. Kondenser basıncı düştüğünden dolayı doyma sıcaklığı da düşmektedir.

Üçüncü test çalışmasında evaporatör basıncı 13,7 bar ve kondenser basıncı 2,1 bar'dır. Kızgın yağın evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları 282,70 °C ve 219,04 °C'dir. ORC ünitesinden üretilen brüt elektrik gücü 972,04 kW ve net elektrik üretim gücü 876,30 kW'dır. ORC ünitesinin elektrik üretim verimi %12,91 ve ekserji verimi %33,80'dir. Tam yük şartlarında elektrik üretim verimlerinin karşılaştırılması Şekil 5.8'de verilmiştir. Tam yük şartlarında ekserji verimlerinin karşılaştırılması ise Şekil 5.9'da sunulmuştur.



Şekil 5.8. Tam yük şartlarında elektrik üretim verimlerinin karşılaştırılması.



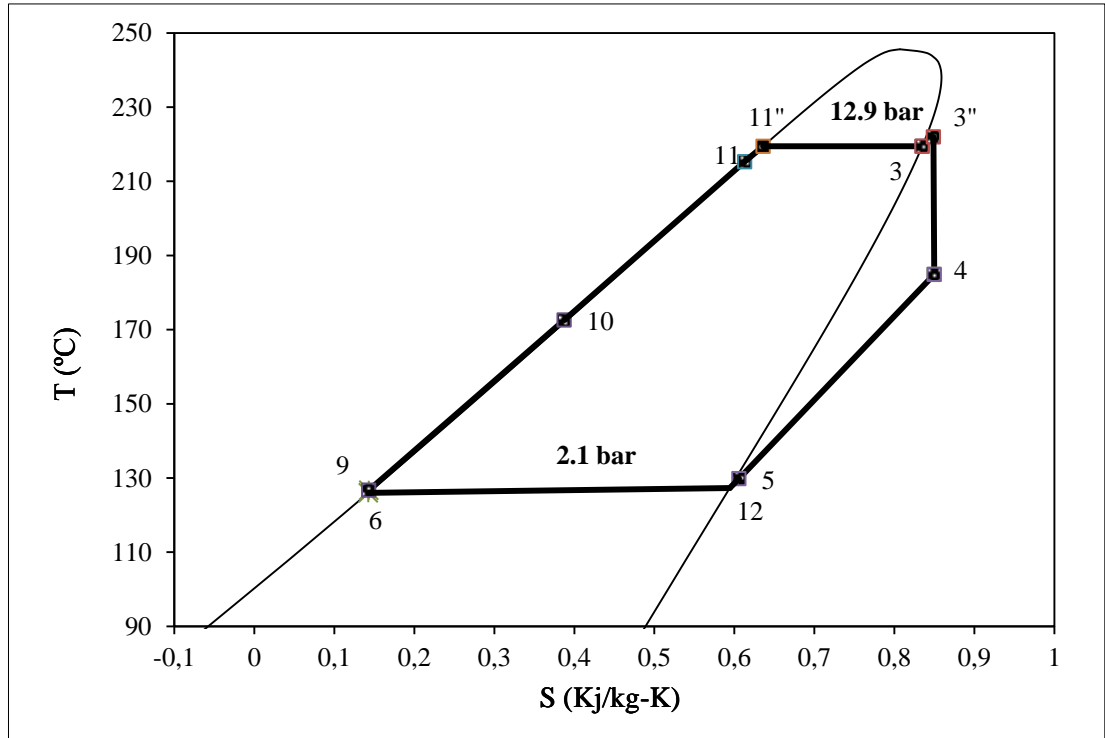
Şekil 5.9. Tam yük şartlarında ekserji verimlerinin karşılaştırılması.

Her üç test çalışması birlikte değerlendirildiğinde evaporatör basıncının artırılması veya kondenser basıncının düşürülmesi çevrimin net elektrik üretim verimini arttırmaktadır. Evaporatör basıncı artırıldığında organik akışkanın kaynama sıcaklığı da artacağından, evaporatörde organik akışkanla kızgın yağ arasında ısı transferinin istenilen düzeyde gerçekleşmesi için kızgın yağın evaporatöre giriş sıcaklığının yeterince yüksek olması gerekmektedir.

5.4. KISMİ YÜKTE YAPILAN TEST ÇALIŞMALARI

5.4.1. Kısmi Yük Birinci Test Çalışması Sonuçları

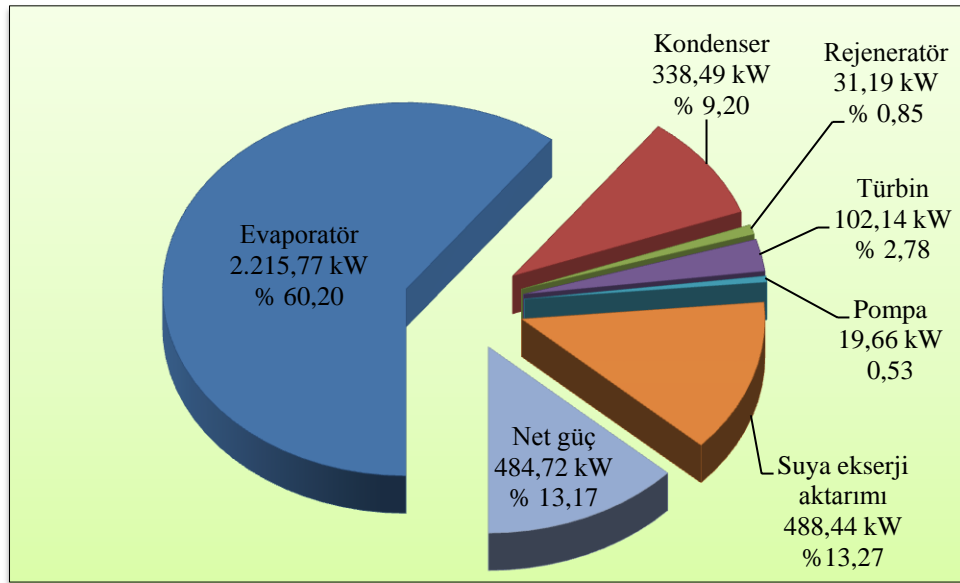
Kısmi yük birinci test çalışmasında ORC ünitesine kızgın yağdan 3864 kW ısı aktarılmakta ve brüt 534,39 kWe güç üretilmektedir. Bu test çalışmasında evaporatör basıncı 12,9 bar ve kondenser basıncı 2,1 bar'a ayarlanmıştır. Çevrimde organik akışkanın sirkülasyonu için pompanın çektiği güç 53,12 kW olarak ölçülmüştür. Kondenserden 3034 kW ısı kapasitede 92,8 °C sıcak su elde edilmiştir. ORC'nin net elektrik üretimi 481,27 kW ve net elektrik üretim verimi %12,46 olarak hesaplanmıştır. Kısmi yük birinci test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı Şekil 5.10'da verilmiştir. Birinci test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri Çizelge 5.13'de sunulmuştur.



Şekil 5.10. Kısmi yük birinci test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı.

Tam yük birinci test çalışmasında olduğu gibi bu test çalışmasında da en büyük ekserji kaybı evaporatörde gerçekleşmektedir. Evaporatörü sırasıyla kondenser, türbin, rejeneratör ve pompa takip etmektedir. Tam yük birinci test çalışmasında

enerji ve ekserji verimi sırasıyla %12,59 ve %33,26 iken kısmi yük birinci test çalışmasında %12,46 ve %32,9 olarak hesaplanmıştır. Kısmi yükte, tam yüke göre enerji ve ekserji veriminin azalmasının temel sebebi ORC ünitesinden radyasyon ve konveksiyonla olan ısı kayıplarının her iki durum içinde sabit kalması ve organik akışkan pompasının kısmi yüklerde veriminin düşmesi gösterilebilir. Tam yük birinci test çalışmasında pompa toplam verimi (elektrik motoru + aktarma elemanı + pompa verimi) %67,3 iken kısmi yük birinci test çalışmasında pompa toplam verimi %63 olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 5.11. Kısmi yük birinci test çalışmasına ait ekserji kayıpları.

Tam yük ve kısmi yüklerde her bir ekipmanın kayıpları incelendiğinde, evaporatör ekserji kaybının %60,25'den %60,20'ye düştüğü görülmektedir. Benzeri azalma rejeneratörde de gerçekleşmektedir. Evaporatör ve rejeneratörde ekserji kayıplarının azalmasının sebebi eşanjörden geçen kızgın yağ ve organik akışkan debisinin azalması olarak gösterilebilir. Türbin ve pompada ise ekserji kaybı artış göstermiştir. Pompa ve türbin veriminin düşmesi bu durumun sebebi olarak ifade edilebilir.

Çizelge 5.13. Kısmi yük birinci test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri.

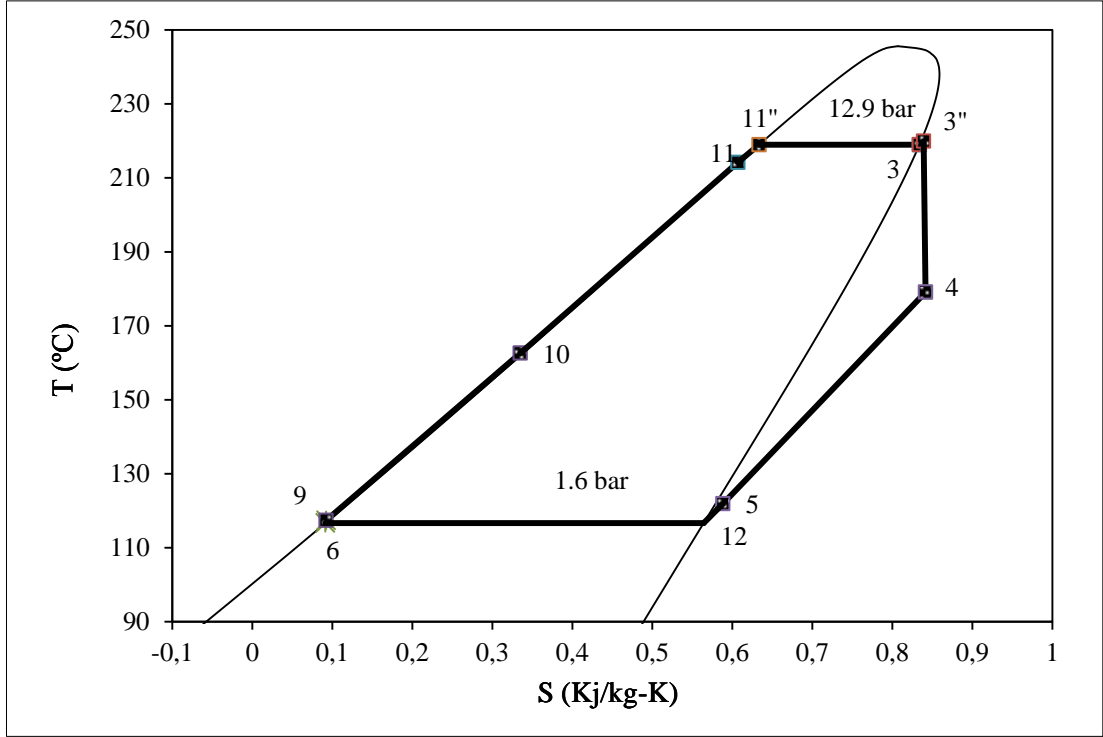
Nokta	T (°C)	Akışkan	Faz	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	m (kg/s)	E (kW)
0	25,00	Su	Referans hal	1,0	104,89	0,3674	-	-
0'	25,00	HMDSO	Referans hal	1,0	-150,54	-0,4494	-	-
0''	25,00	Termal yağ	Referans hal	1,0	61,88	0,7200	-	-
1	279,10	Termal yağ	Sıvı	2,6	579,72	1,0320	26,60	11.300,56
2	216,30	Termal yağ	Sıvı	2,6	429,97	0,9938	26,60	7.620,16
3	219,46	HMDSO	Doymuş Buhar	12,9	374,95	0,8348	17,44	-
3''	221,95	HMDSO	Kızgın buhar	12,9	381,89	0,8488	17,44	2.535,80
4	184,90	HMDSO	Kızgın buhar	2,1	345,70	0,8498	17,44	1.899,27
5	129,80	HMDSO	Kızgın buhar	2,1	240,73	0,6058	17,44	1.337,39
6	126,00	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	2,1	55,19	0,1425	17,44	510,47
7	71,30	Su	Sıkıştırılmış sıvı	3,0	298,43	0,9707	33,61	459,68
8	92,80	Su	Sıkıştırılmış sıvı	3,0	388,70	1,2247	33,61	948,12
9	126,70	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	12,9	57,11	0,1431	17,44	540,49
10	172,60	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	12,9	160,38	0,3875	17,44	1.071,17
11	215,30	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	12,9	265,65	0,6128	17,44	-
11''	219,46	HMDSO	Doymuş Buhar	12,9	277,00	0,6359	17,44	-
12	127,30	HMDSO	Doymuş Buhar	2,1	236,09	0,5942	17,44	3.680,40

Çizelge 5.14. Kısmi yük birinci test çalışmasına ait enerji ve ekserji performansları.

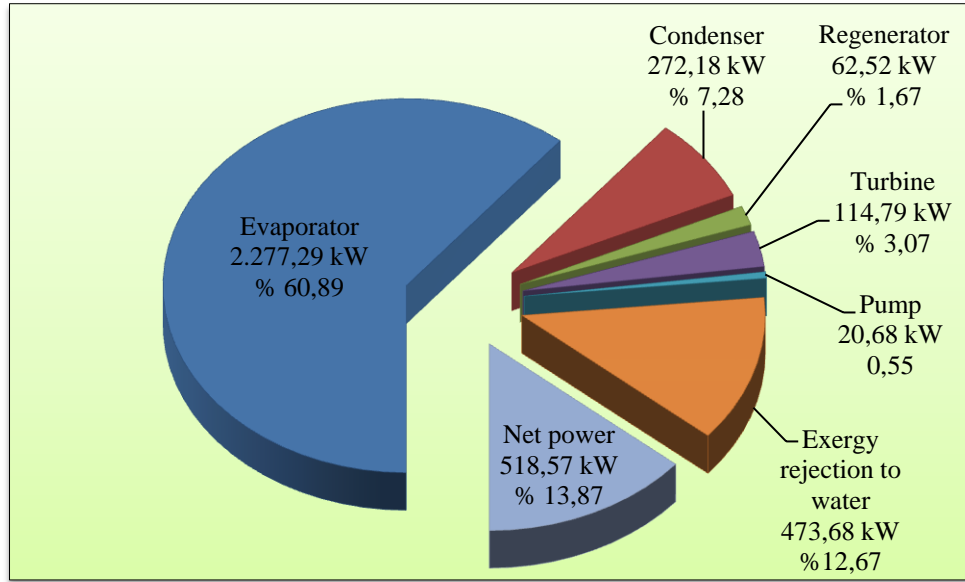
Energy		Exergy	
Qr (ev, kW)	3.864,00	η_{evap} (%)	39,8
Qr (con, kW)	3.236,53	η_{con} (%)	59,1
W (tur, kW)	534,39	η_{tur} (%)	84,0
W (pump, kW)	53,12	η_{reg} (%)	94,4
W (rev, pump, kW)	33,47	$\eta_{\text{exc. cyc}}$ (%)	32,9
Qw (con, kW)	3.034,30	-	-
η (pump, %)	63	-	-
η (cycle, %)	12,46	-	-

5.4.2. Kısmi Yük İkinci Test Çalışması Sonuçları

Kısmi yük ikinci test çalışmasında ORC ünitesine kızgın yağdan 3920 kW ısı aktarılmakta ve brüt 568,27 kWe güç üretilmektedir. ORC'nin net elektrik üretimi 513,85 kW ve elektrik üretim verimi %13,11 olarak hesaplanmıştır. Kondenserden 3168,24 kW ısı kapasitede 85,9 °C sıcak su üretilmektedir. Kısmi yük ikinci test çalışmasında kondenser basıncı 1,6 bar'a düşürülerek, kısmi yüklerde kondenser basıncının ORC performansına etkisi incelenmiştir. Kondenser basıncı 2,1 bar'dan 1,6 bar'a düşürüldüğünde çevrim verimi %12,46'dan %13,11'e yükselmiştir. Kondenser basıncı düşürüldüğünde kondenserden çıkan suyun sıcaklığı azalmaktadır. Kısmi yük ikinci test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri Çizelge 5.15'de verilmiştir. Kısmi yük ikinci test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı Şekil 5.12'de sunulmuştur.



Şekil 5.12. Kısmi yük ikinci test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı.



Şekil 5.13. Kısmi yük ikinci test çalışmasına ait ekserji kayıpları.

Çizelge 5.15. Kısmi yük ikinci test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri.

Nokta	T (°C)	Akışkan	Faz	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	m (kg/s)	E (kW)
0	25,00	Su	Referans hal	1,0	104,89	0,3674	-	-
0'	25,00	HMDSO	Referans hal	1,0	-150,54	-0,4494	-	-
0''	25,00	Termal yağ	Referans hal	1,0	61,88	0,7200	-	-
1	280,90	Termal yağ	Sıvı	2,6	584,24	1,0330	27,63	11.855,81
2	220,10	Termal yağ	Sıvı	2,6	437,99	0,9964	27,63	8.116,10
3	218,97	HMDSO	Doymuş Buhar	12,8	374,36	0,8338	16,35	
3''	219,90	HMDSO	Kızgın buhar	12,8	376,96	0,8391	16,35	2.343,86
4	179,10	HMDSO	Kızgın buhar	1,6	335,90	0,8415	16,35	1.660,80
5	121,90	HMDSO	Kızgın buhar	1,6	228,72	0,5883	16,35	1.142,66
6	116,67	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	1,6	34,96	0,0914	16,35	396,80
7	73,60	Su	Sıkıştırılmış sıvı	3,0	308,06	0,9985	59,08	886,38
8	85,90	Su	Sıkıştırılmış sıvı	3,0	359,68	1,1448	59,08	1.360,06
9	117,40	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	12,8	37,03	0,0924	16,35	425,83
10	162,60	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	12,8	137,23	0,3350	16,35	881,44
11	214,20	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	12,8	262,76	0,6069	16,35	-
11''	218,97	HMDSO	Doymuş Buhar	12,8	275,70	0,6333	16,35	-
12	116,67	HMDSO	Doymuş Buhar	1,6	219,25	0,5641	16,35	3.739,71

Çizelge 5.16. Kısmi yük ikinci test çalışmasına ait enerji ve ekserji performansları.

Energy		Exergy	
Qr (ev, kW)	3.920,00	η_{evap} (%)	39,10
Qr (con, kW)	3.168,24	η_{con} (%)	63,50
W (tur, kW)	568,27	η_{tur} (%)	83,20
W (pump, kW)	54,42	η_{reg} (%)	87,90
W (rev, pump, kW)	33,74	$\eta_{\text{exc, cyc}}$ (%)	35,10
Qw (con, kW)	3.049,91	-	-
η (pump, %)	62,00	-	-
η (cycle, %)	13,11	-	-

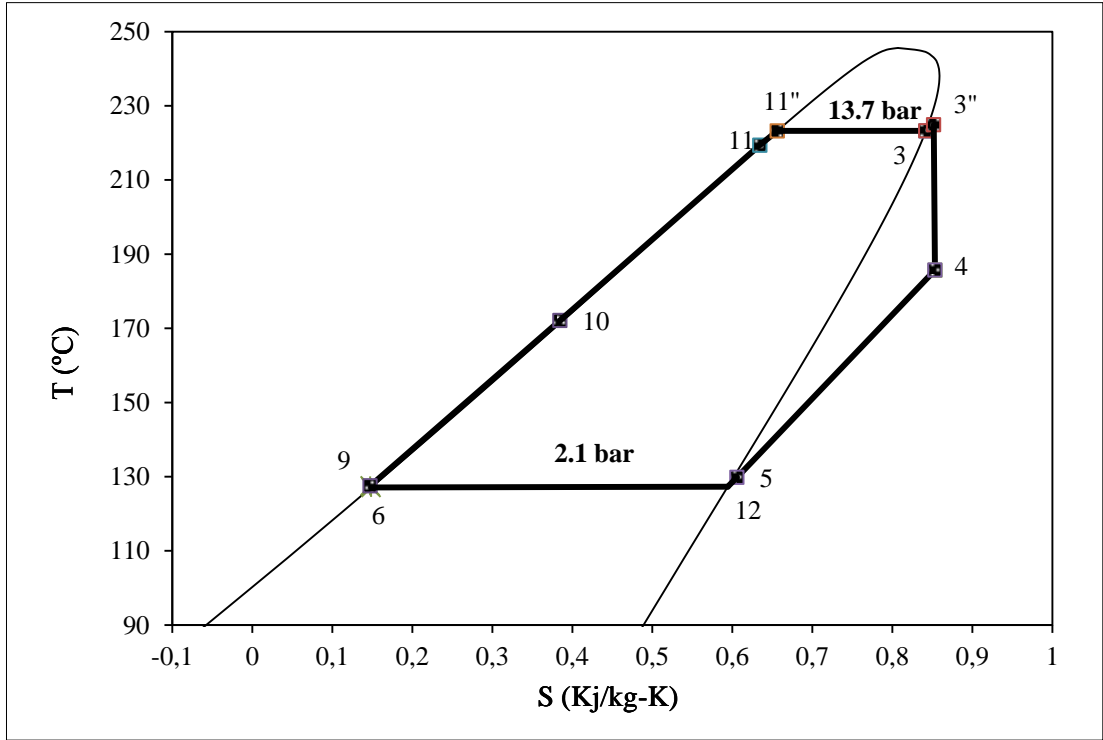
Kısmi yük birinci test çalışmasında olduğu gibi ikinci test çalışmasında da en büyük ekserji kaybı evaporatörde gerçekleşmektedir. Evaporatörü sırasıyla kondenser, türbin, rejeneratör ve pompa takip etmektedir. Kondenser basıncının düşürülmesi çevrimin enerji ve ekserji verimine önemli ölçüde etki etmektedir. Kondenser basıncı düştüğünde ORC'nin enerji ve ekserji verimi artmaktadır. Bu durumun temel sebebi; kondenser soğutma suyuna aktarılan enerji miktarının azalması olarak ifade edilebilir.

Tam yük şartlarıyla karşılaştırıldığında; evaporatördeki ekserji kaybı tam yükte %61 iken kısmi yükte %60,89'a rejeneratördeki ekserji kaybı %1,7 iken kısmi yükte %1,67'e düşmüştür. Evaporatör ve rejeneratörde ekserji kayıplarının azalmasının sebebi eşenjörden geçen kızgın yağ ve organik akışkan debisinin azalması olarak gösterilebilir. Türbindeki ekserji kaybı tam yükte %2,76 iken kısmi yükte %3,07, pompadaki ekserji kaybı tam yükte %0,52 iken kısmi yükte %0,55'e yükselmiştir. Türbin ve pompada ise ekserji kaybı artış göstermiştir. Pompa ve türbin veriminin düşmesi, bu durumun sebebi olarak ifade edilebilir.

5.4.3. Kısmi Yük Üçüncü Test Çalışması Sonuçları

Kısmi yük üçüncü test çalışmasında ORC ünitesine kızgın yağdan 3840 kW ısı aktarılmakta ve brüt 528,5 kWe güç üretilmektedir. ORC'nin net elektrik üretimi 490,62 kW ve elektrik üretim verimi %12,78 olarak hesaplanmıştır. Kondenserden

3.124,55 kW ısı kapasitede 90,8 °C sıcak su üretilmektedir. Kısmi yük üçüncü test çalışmasında evaporatör basıncı 13,7 bar'a yükseltilerek, evaporatör basıncının kısmi yüklerde ORC performansına etkisi incelenmiştir. Kısmi yük üçüncü test çalışmasında kondenser basıncı, birinci test çalışmasındaki kondenser basıncıyla aynıdır. Evaporatör basıncı, birinci test çalışmasında 12,9 bar iken üçüncü test çalışmasında 13,7 bar'a yükseltilmiştir. Kısmi yük üçüncü test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı Şekil 5.14'de verilmiştir.



Şekil 5.14. Kısmi yük üçüncü test çalışmasına ait ORC ünitesi T-S diyagramı.

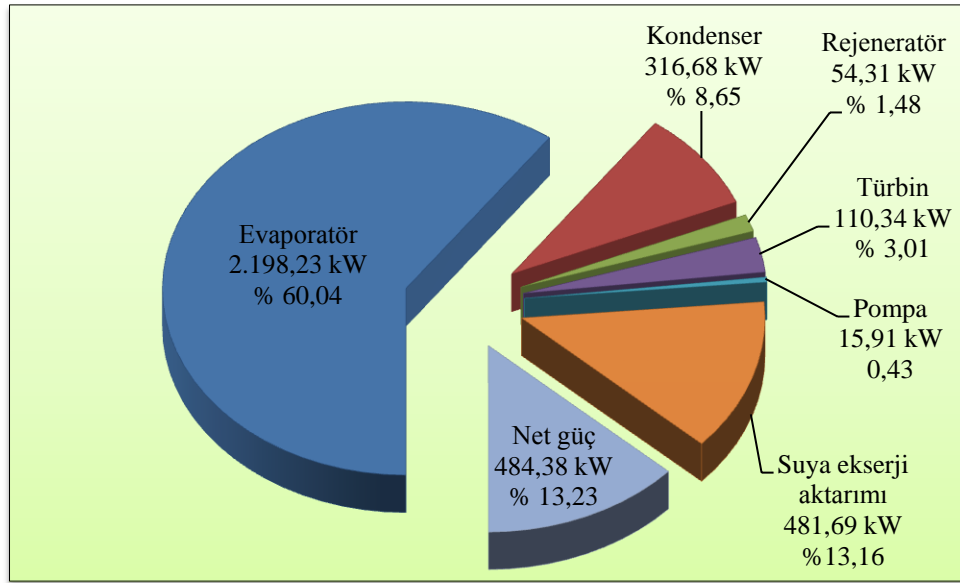
Her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri Çizelge 5.17 ve kısmi yük üçüncü test çalışmasına ait enerji ve ekserji performansları Çizelge 5.18'de sunulmuştur. Üçüncü test çalışmasına ait ekserji kayıpları Şekil 5.15'de verilmiştir.

Çizelge 5.17. Kısmi yük üçüncü test çalışma için her bir noktaya ait organik akışkan, termal yağ ve suyun özellikleri.

Nokta	T (°C)	Akışkan	Faz	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg-K)	m (kg/s)	E (kW)
0	25,00	Su	Referans hal	1,0	104,89	0,3674	-	-
0'	25,00	HMDSO	Referans hal	1,0	-150,54	-0,4494	-	-
0''	25,00	Termal yağ	Referans hal	1,0	61,88	0,7200	-	-
1	281,20	Termal yağ	Sıvı	2,6	584,99	1,0331	25,92	11.139,33
2	217,60	Termal yağ	Sıvı	2,6	432,27	0,9947	25,92	7.477,78
3	223,25	HMDSO	Doymuş Buhar	13,7	379,35	0,8419	17,06	
3''	224,90	HMDSO	Kızgın buhar	13,7	384,26	0,8517	17,06	2.505,79
4	185,70	HMDSO	Kızgın buhar	2,1	347,26	0,8532	17,06	1.866,95
5	129,80	HMDSO	Kızgın buhar	2,1	240,73	0,6058	17,06	1.308,05
6	127,10	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	2,1	57,59	0,1485	17,06	509,68
7	72,60	Su	Sıkıştırılmış sıvı	2,9	303,87	0,9864	39,40	568,43
8	90,80	Su	Sıkıştırılmış sıvı	2,9	380,29	1,2017	39,40	1.050,13
9	127,50	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	13,7	58,88	0,1473	17,06	537,89
10	172,10	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	13,7	159,19	0,3845	17,06	1.042,48
11	219,40	HMDSO	Sıkıştırılmış sıvı	13,7	276,38	0,6343	17,06	-
11''	223,25	HMDSO	Doymuş Buhar	13,7	287,16	0,6561	17,06	-
12	127,30	HMDSO	Doymuş Buhar	2,1	236,09	0,5942	17,06	3.661,55

Çizelge 5.18. Kısmi yük üçüncü test çalışmasına ait enerji ve ekserji performansları.

Energy		Exergy	
Qr (ev, kW)	3.840,00	η_{evap} (%)	40,0
Qr (con, kW)	3.124,55	η_{con} (%)	60,3
W (tur, kW)	528,50	η_{tur} (%)	82,7
W (pump, kW)	37,88	η_{reg} (%)	90,3
W (rev, pump, kW)	21,97	$\eta_{\text{exc. cyc}}$ (%)	33,5
Qw (con, kW)	3.011,00	-	-
η (pump, %)	58,00	-	-
η (cycle, %)	12,78	-	-



Şekil 5.15. Kısmi yük üçüncü test çalışmasına ait ekserji kayıpları.

Kısmi yük birinci test çalışmasında olduğu gibi üçüncü test çalışmasında da en büyük ekserji kaybı evaporatörde gerçekleşmektedir. Evaporatörü sırasıyla kondenser, türbin, rejeneratör ve pompa takip etmektedir. Evaporatör basıncının artırılması çevrimin enerji ve ekserji verimine önemli ölçüde etki etmektedir. Evaporatör basıncı arttığında ORC'nin enerji ve ekserji verimi artmaktadır. Kısmi yük birinci test çalışması enerji ve ekserji verimi sırasıyla %12,46 ve %32,9 iken evaporatör basıncı artırıldığında enerji ve ekserji verimi sırasıyla %12,78 ve %33,5 olmuştur.

Tam yük şartlarıyla karşılaştırıldığında; evaporatördeki ekserji kaybı tam yükte %60,48 iken kısmi yükte %60,04'e rejeneratördeki ekserji kaybı %1,9 iken kısmi yükte %1,48'e düşmüştür. Evaporatör ve rejeneratörde ekserji kayıplarının azalmasının sebebi eşenjörden geçen kızgın yağ ve organik akışkan debisinin azalması olarak gösterilebilir. Türbindeki ekserji kaybı tam yükte %2,22 iken kısmi yükte %3,01, pompadaki ekserji kaybı tam yükte %0,61 iken kısmi yükte %0,43'e yükselmiştir. Türbin ve pompada ise ekserji kaybı artış göstermiştir. Pompa ve türbin veriminin düşmesi, bu durumun sebebi olarak ifade edilebilir.

5.5. ORC ÜNİTESİ FİZİBİLİTE ÇALIŞMASI

Yenilenebilir enerji kaynaklarının elektrik enerjisi üretimi amaçlı kullanımının yaygınlaştırılması, bu kaynakların güvenilir, ekonomik ve kaliteli biçimde ekonomiye kazandırılması, kaynak çeşitliliğinin artırılması, sera gazı emisyonlarının azaltılması, atıkların değerlendirilmesi ve çevrenin korunması amacıyla Yenilenebilir Enerji Kanunu (YEK) çıkmıştır. YEK kanuna göre; hidrolik, rüzgâr, güneş, jeotermal, biyokütle, biyokütleden elde edilen gaz (çöp gazı dâhil), dalga, akıntı enerjisi ve gel-git gibi fosil olmayan enerji kaynaklarından elektrik üretildiğinde T.C. devleti tarafından teşvikli biçimde 10 yıl boyunca satın alınmaktadır. On yıl boyunca uygulanacak teşvik miktarları Çizelge 5.19'da verilmiştir.

Çizelge 5.19. YEK kanunu kapsamında uygulanacak fiyatlar.

29/12/2010 tarihli ve 6094 sayılı Kanunun hükmü	
Yenilenebilir Enerji Kaynağına Dayalı Üretim Tesis Tipi	Uygulanacak Fiyatlar (ABD Doları cent/kWh)
a. Hidroelektrik üretim tesisi	7,3
b. Rüzgar enerjisine dayalı üretim tesisi	7,3
c. Jeotermal enerjisine dayalı üretim tesisi	10,5
d. Biyokütleyle dayalı üretim tesisi (çöp gazı dahil)	13,3
e. Güneş enerjisine dayalı üretim tesisi	13,3

Fizibilitesi yapılan ORC ünitesinde üretilen elektrik YEK kapsamında satılmaktadır. ORC ünitesinden elde edilen sıcak su, cips kurutuculara gönderilen havanın ön ısıtılmasında kullanılmaktadır. Fizibilite hesabı yapılırken YEK kapsamındaki “Biyokütleyle dayalı üretim tesisi” elektrik birim fiyatı olan 13,3 dolar cent kullanılmıştır. Sıcak su kullanımından elde edilen ısının birim fiyatı hesaplanırken, kızgın yağ ile ısı üretiminin maliyeti alınmıştır. Elektrik ve ısıdan elde edilen gelirler hesaplanırken nominal çalışma şartlarındaki güçler kullanılmıştır. Elektrik üretmek ve sıcak su elde etmek için biyokütle kullanılan bir ORC ünitesi fizibilitesi Çizelge 5.20’de verilmiştir. Giderler kısmında biyokütle maliyeti (biyokütle atıklarının piyasaya satıldığı fiyat), ORC ünitesi bakım maliyeti, sigorta maliyeti ve bir kişi adam ay olarak alınmıştır. Basit geri ödeme süresi bulunurken yatırım maliyeti yıllık kar’a bölünerek bulunmuştur.

Çizelge 5.20. Elektrik üretmek ve sıcak su elde etmek için biyokütle kullanılan bir ORC ünitesi fizibilitesi.

Tesis Bileşeni	Hesaplama Yöntemi	Örnek	Fiyat	Birim
İlk yatırım maliyeti	ORC ünitesi maliyeti (1 MW kurulu kapasite) + altyapı maliyeti (inşaat, trafo, kablolama, borulama vb)	1.250.000 + 750.000	2.000.000	Euro (€)
Giderler				
Biyokütle alım gideri	Biyokütle tüketimi (kg/h) × biyokütle birim fiyatı (0,015 €/kg) × Çalışma saati (h/yıl)	2.785 × 0,015 × 8.200	342.555	€/yıl
ORC ünitesi bakımı	Çalışma saati / yıl × (2) €/h	8.200 × 2	16.400	€/yıl
Sigorta ve vergiler	Toplam yatırım giderleri × % 0,05	2.000.000 × 0,05	100.000	€/yıl
İş gücü	Kişi × 12 ay × 1.000 €	1 × 12 × 1.000	12.000	€/yıl
<i>Yıllık toplam giderler</i>			470.955	€
Gelirler				
Elektrik satışı	Net elektrik üretimi (kW) × Çalışma saati × Elektrik birim fiyatı (0,098 €/ kWh)	860 × 8.200 × 0,098	691.096	€/yıl
Kullanılan ısı	Kondenser ısısı (kW) × Çalışma saati × 0,0065 €/kWh	5.400 × 8.200 × 0,0065	287.820	€/yıl
<i>Yıllık toplam gelirler</i>			978.916	€
Yıllık kar	(Gelir-Gider)/yıl	(978.916 - 470.955)	507.961	€/yıl
Basit geri ödeme süresi (yıl)	Toplam yatırım gideri / Yıllık kar	2.000.000 / 507.961	3,94	Yıl

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER

Entegre ağaç sektöründe faaliyet gösteren bir sanayi kuruluşunda biyokütleden elde edilen kızgın yağ ile elektrik ve sıcak su üreten bir ORC sisteminin performansı deneysel olarak incelenmiştir. ORC ünitesindeki başlıca ekipmanların enerji ve ekserji analizi tam yük ve kısmi yüklerde yapılmış ve sonuçlar birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Bu çalışmadan aşağıdaki sonuçlar çıkarılabilir;

- Biyokütle kazanının ısı verimi hesaplanırken kazana beslenen biyokütle miktarı, biyokütlenin elementel analizi ve kazandan kızgın yağ ile alınan ısı miktarından yola çıkarak hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucu kazan verimi %77,91 olarak bulunmuştur. Biyokütle kazanında belirlenen kayıp noktaları; baca gazıyla bacadan dışarıya atılan ısı ve kazan yüzeylerinden konveksiyon ve radyasyonla gerçekleşen ısı kayıplarıdır.
- Tam yük birinci test çalışmasında evaporatör basıncı 12,9 bar ve kondenser basıncı 2,1 bar'a ayarlanmıştır. Bu koşullarda kızgın yağdan ORC ünitesine 6831 kW ısı aktarılmakta ve 860,06 kW net elektrik üretimi gerçekleşmektedir. Bu koşullardaki enerji ve ekserji verimi sırasıyla %12,59 ve %33,26'dır. Kondenserden 5483 kW ısı kapasitede 93,1 °C sıcak su elde edilmektedir.
- Tam yük ikinci test çalışmasında evaporatör basıncı 12,8 bar ve kondenser basıncı 1,6 bar'a ayarlanmıştır. Bu koşullarda kızgın yağdan ORC ünitesine 6746 kW ısı aktarılmakta ve 977,21 kW brüt elektrik üretimi gerçekleşmektedir. Sistemin enerji ve ekserji verimi sırasıyla %13,43 ve %35,5 olarak hesaplanmıştır.

- Tam yük koşullarında kondenser basıncı 2,1 bar'dan 1,6 bar'a düşürüldüğünde çevrim verimi (net güç üretim oranı) %12,59'dan %13,22'ye ekserji verimi ise %33,26'dan %35,5'e yükselmektedir. Kondenser basıncı düşürüldüğünde kondenserden çıkan suyun sıcaklığı 93,1 °C'den 85,6 °C'ye düşmektedir.
- Tam yük üçüncü test çalışmasında evaporatör basıncı 13,7 bar ve kondenser basıncı 2,1 bar'dır. Kızgın yağın evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları 282,70 °C ve 219,04 °C'dir. ORC ünitesinden üretilen brüt elektrik gücü 972,04 kW ve net elektrik üretim gücü 876,30 kW'dır. ORC ünitesinin elektrik üretim verimi %12,91 ve ekserji verimi %33,80'dir.
- Tam yükte her iki çalışma koşulunda da ekipman bazında ekserji kayıpları büyükten küçüğe doğru evaporatör, kondenser, türbin, rejeneratör ve pompa olarak listelenmiştir. Evaporatörde ekserji kaybının yüksek olmasının temel sebebi, kızgın yağın evaporatörden çıkış sıcaklığının (217,1 °C) yüksek olmasıdır.
- Tam yükte her üç test çalışması birlikte değerlendirildiğinde evaporatör basıncının artırılması veya kondenser basıncının düşürülmesi çevrimin net elektrik üretim verimini arttırmaktadır. Evaporatör basıncı arttırıldığında organik akışkanın kaynama sıcaklığı da artacağından, evaporatörde organik akışkanla kızgın yağ arasında ısı transferinin istenilen düzeyde gerçekleşmesi için kızgın yağın evaporatöre giriş sıcaklığının yeterince yüksek olması gerekmektedir.
- Kısmi yük test çalışmalarında, tam yük test çalışmalarındaki evaporatör ve kondenser basınçlarında testler gerçekleştirilmiştir. Tam yük ve kısmi yüklerde enerji verimi, ekserji verimi, ekserji kayıpları vb parametreler birbirleriyle karşılaştırılmıştır.
- Kısmi yük birinci test çalışmasında ORC ünitesine kızgın yağdan 3864 kW ısı aktarılmakta ve brüt 534,39 kWe güç üretilmektedir. Bu test çalışmasında evaporatör basıncı 12,9 bar ve kondenser basıncı 2,1 bar'dır. Kondenserden

3034 kW ısı kapasitede 92,8 °C sıcak su elde edilmiştir. ORC'nin net elektrik üretimi 481,27 kW ve net elektrik üretim verimi %12,46 olarak bulunmuştur. Bu çalışmada ekserji verimi %32,9 olarak hesaplanmıştır.

- Kısmi yük ikinci test çalışmasında ORC ünitesine kızgın yağdan 3920 kW ısı aktarılmakta ve brüt 568,27 kWe güç üretilmektedir. ORC'nin net elektrik üretimi 513,85 kW ve elektrik üretim verimi %13,11 olarak hesaplanmıştır. Kondenserden 3168,24 kW ısı kapasitede 85,9 °C sıcak su üretilmektedir. Kısmi yük ikinci test çalışmasında kondenser basıncı 1,6 bar'a düşürülerek, kısmi yüklerde kondenser basıncının ORC performansına etkisi incelenmiştir. Kondenser basıncı 2,1 bar'dan 1,6 bar'a düşürüldüğünde çevrim verimi %12,46'dan %13,11'e yükselmiştir.
- Kısmi yük üçüncü test çalışmasında ORC ünitesine kızgın yağdan 3840 kW ısı aktarılmakta ve brüt 528,5 kWe güç üretilmektedir. ORC'nin net elektrik üretimi 490,62 kW ve elektrik üretim verimi %12,78 olarak hesaplanmıştır. Kondenserden 3124,55 kW ısı kapasitede 90,8 °C sıcak su üretilmektedir. Kısmi yük üçüncü test çalışmasında evaporatör basıncı 13,7 bar'a yükseltilerek, evaporatör basıncının kısmi yüklerde ORC performansına etkisi incelenmiştir.
- Evaporatör basıncı arttığında ORC'nin enerji ve ekserji verimi artmaktadır. Kısmi yük birinci test çalışması enerji ve ekserji verimi sırasıyla %12,46 ve %32,9 iken evaporatör basıncı artırıldığında enerji ve ekserji verimi sırasıyla %12,78 ve %33,5 olmuştur.
- Kısmi yükte her üç test çalışması birlikte değerlendirildiğinde, tam yükte olduğu gibi evaporatör basıncının artırılması veya kondenser basıncının düşürülmesi çevrimin net elektrik üretim verimini arttırmaktadır.
- Biyokütle kullanılan ORC ünitesinin fizibilite çalışması yapılmıştır. ORC ünitesinden üretilen elektrik YEK kapsamında satılmakta, elde edilen sıcak su ise cips kurutmak amacıyla kullanılmaktadır. ORC ünitesinin fizibilite

alışması yapılırken gider kalemi olarak biyokütle alımı, ORC nitesinin bakımı ve ORC nitesinin işletilmesi için operatör alıştırma maliyeti alınmıştır. Gelirler kalemi ise elektrik satışı ve ısı satışından elde edilen gelirler olarak hesaplanmıştır.

- ORC nitesinin toplam yatırım maliyeti 2 000 000 Euro, yıllık elde edilen gelir 978 916 Euro, yıllık gider 470 955 Euro ve yıllık kar 507 961 Euro olarak hesaplanmıştır. ORC nitesinin basit geri deme süresi 3,94 yıl olarak bulunmuştur.

KAYNAKLAR

1. Wali, E., "Optimum working fluids for solar powered Rankine cycle cooling of buildings", *Solar Energy*, 25 (3): 235-241 (1980).
2. İnternet: A Pratt & Whitney Power Systems Company "Heat recovery, Turboden Company Presentation" http://www.turboden.eu/it/public/downloads/11-COM.P-18-rev.4_HR_ENG.pdf (2010).
3. Tchanche, B. F., Quoilin, S., Declaye, S., Papadakis, G. and Lemort, V., "Economic optimization of small scale organic Rankine cycles". *23rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS)*, Lausanne, Switzerland, 1-10 (2010).
4. Papadopoulos, A. I., Stijepovic, M. and Linke, P., "On the systematic design and selection of optimal working fluids for organic Rankine cycles", *Applied Thermal Engineering*, 30 (6-7): 760-769 (2010).
5. Badr, O., Probert, S. D. and O'Callaghan, P. W., "Selecting a working fluid for a Rankine cycle engine", *Applied Energy*, 21 (1): 1-42 (1985).
6. Maizza, V. and Maizza, A., "Unconventional working fluids in organic Rankine cycles for waste energy recovery systems", *Applied Thermal Engineering*, 21 (3): 381-390 (2001).
7. Chen, H., Goswami, D. Y. and Stefanakos, E. K., "A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14 (9): 3059-3067 (2010).
8. Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G. and Frangoudakis, A., "Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle", *Applied Thermal Engineering*, 29 (11-12): 2468-2476 (2009).
9. Wali, E., "Working fluids for solar Rankine-cycle cooling systems", *Energy*, 5 (7): 631-639 (1980).
10. Hung, T. C., Shai, T. Y. and Wang, S. K., "A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat", *Energy*, 22 (7): 661-667 (1997).
11. İnternet: Total references, "Turboden references" [http://www.turboden.eu/en/references/references-searchpdf.php?country = all&application=all&power=all](http://www.turboden.eu/en/references/references-searchpdf.php?country=all&application=all&power=all) (2013).

12. Internet: Reference selection “Tri-o-gen references” <http://www.triogen.nl/references/reference-overview> (2013).
13. Internet: Global project map “Ormat Inc” <http://www.ormat.com/global-project> (2013).
14. Lund, J. W., “Geothermal energy focus: tapping the earth’s natural heat”, *Refocus*, 7 (6): 48-51 (2006).
15. DiPippo, R., “Geothermal power plants: principles, applications case studies and environmental impact”, Butterworth-Heinemann 3th ed.”, *Elsevier*, Oxford, UK, 362-363 (2008).
16. Bertani, R., “World geothermal power generation in the period 2001-2005” *Geothermics*, 34 (6): 651-690 (2005).
17. Lund, J. W., “100 years of geothermal power production”, *GHC Bulletin*, 25 (3): 11-19 (2004).
18. Tchanche, B. F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A. and Papadakis, G., “Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15 (8): 3963-3979 (2011).
19. Bonilla, J. J., Blanco, J. M., Lopez, L. and Sala, J. M., “Technological recovery potential of waste heat in the industry of the Basque Country”, *Applied Thermal Engineering*, 17 (3): 283-288 (1997).
20. Latour, S. R., Menningmann, J. G. and Blanney, B. L., “Waste heat recovery potential in selected industries”, (*EPA*), 30 (7): 1-6 (1982).
21. Quoilin, S. and Lemort, V., “Technological and economical survey of organic Rankine cycle systems”, *5th European Conference on Economics and Management of Energy in Industry*, Algarve-Portugal, 4-5 (2009).
22. Galanis, N., Cayer, E., Roy, P., Denis, E. S. and Desilets, M., “Electricity generation from low temperature sources”, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 2 (2): 55-67 (2009).
23. BCS Inc. “Waste heat recovery: technologies and opportunities in U.S. industry”, *US Dept. of Energy (DOE)*, USA, 25-29 (2008).
24. Bohl, R., “Waste heat recovery from existing simple cycle gas turbine plants – a case study”, *18th Symposium on Industrial Application of Gas Turbines (IAGT)*, Banff, Alberta, Canada, 1-14 (2009).
25. Quoilin, S., Declaye, S. and Lemort, V., “Expansion machine and fluid selection for the organic Rankine cycle”, *7th International Conference on Heat*

Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT), Antalya, Turkey, 1-7 (2010).

26. Schuster, A., Karellas, S., Kakaras, E. and Spliethoff, H., “Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications”, *Applied Thermal Engineering*, 29 (8-9): 1809-1817 (2009).
27. Sanchez, D., Munoz de Escalona, J. M., Monje, B., Chacartegui, R. and Sanchez, T., “Preliminary analysis of compound systems based on high temperature fuel cell, gas turbine and Organic Rankine Cycle”, *Journal of Power Sources*, 196 (9): 4355-4363 (2011).
28. Al-Sulaiman, F. A., Hamdullahpur, F. and Dincer, I., “Greenhouse gas emission and exergy assessments of an integrated organic Rankine cycle with a biomass combustor for combined cooling, heating and power production”, *Applied Thermal Engineering*, 31 (4): 439-446 (2011).
29. Chacartegui, R., Sanchez, D., Munoz, J. M. and Sanchez, T., “Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants”, *Applied Energy*, 86 (10): 2162-2170 (2009).
30. Srinivasan, K. K., Mago, P. J. and Krishnan, S. R., “Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an organic Rankine cycle”, *Energy*, 35 (6): 2387-2399 (2010).
31. Casci, C., Angelino, G., Ferrari, P., Gaia, M., Giglioli, G. and Macchi, E., “Heat recovery in a ceramic kiln with an organic rankine cycle engine”, *Journal of Heat Recovery Systems*, 1 (2): 125-131 (1981).
32. Walsh, C. and Thornley, P., “Cost effective greenhouse gas reductions in the steel industry from an organic Rankine cycle”, *Chemical Engineering Transactions*, 25 (1): 905-910 (2011).
33. Vescovo, R., “ORC recovering industrial heat – power generation from waste energy streams”, *Cogeneration and On-Site Power Production*, 10 (2): 53-57 (2009).
34. Nowak, W., Borsukiewicz-Gozdur, A. and Stachel, A. A., “Using the low-temperature Clausius-Rankine cycle to cool technical equipment”, *Applied Energy*, 85 (7): 582-588 (2008).
35. El Chalmas, R. and Clodic, D., “Combined cycle for hybrid vehicles”, *SAE World congress*, 1171 (1): 1-5 (2005).
36. Endo, T., Kawajiri, S., Kojima, Y., Takahashi, K., Baba, T., Ibaraki, S., Takahashi, T. and Shinorama, M., “Study on maximizing exergy in automotive engines”, *SAE World Congress*, Detroit, Michigan, 257 (1): 1-6 (2007).

37. Wen-Kuo, T., Rong-Hua, Y. and Hong, J. M., "Theoretical analysis of cogeneration system for ships", *Energy Conversion and Management*, 48 (7): 1965-1974 (2007).
38. Sogut, Z., Otkay, Z. and Karakoc, H., "Mathematical modeling of heat recovery from a rotary kiln", *Applied Thermal Engineering*, 30 (8-9): 817-825 (2010).
39. Hasanbeigi, A., Price, L., Lu, H. and Lan, W., "Analysis of energy-efficiency opportunities for the cement industry in Shandong Province China: a case study of 16 cement plants", *Energy*, 35 (8): 3461-3473 (2010).
40. Bundela, P. S. and Chawla, V., "Sustainable development through waste heat recovery", *American Journal of Environmental Sciences*, 6 (1): 83-89 (2010).
41. Freymann, R., Strobl, W. and Obieglo, A., "The turbosteamer: a system introducing the principle of cogeneration in automotive applications", *MTZ05/2008*, 69 (2008).
42. Angelino, G. and Colonna di Paliano, P., "Multicomponent working fluids for organic rankine cycles (ORCs)", *Energy*, 23 (6): 449-463 (1998).
43. Chen, H., Yogi Goswami, D., Rahman, M. M. and Stefanakos, E. K., "Energetic and exergetic analysis of CO₂-and R32-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat conversion", *Applied Energy*, 88 (8): 2802-2808 (2011).
44. Lai, N. A., Wendland, M. and Fischer, J., "Working fluids for high-temperature organic Rankine cycles", *Energy*, 36 (1): 199-211 (2011).
45. Cayer, E., Galanis, N., Desilets, M., Nesreddine, H. and Roy, P., "Analysis of a carbon dioxide transcritical power cycle using a low temperature source", *Applied Energy*, 86 (7-8): 1055-1063 (2008).
46. Moro, R., Pinamonti, P. and Reini, M., "ORC technology for waste-wood to energy conversion in the furniture manufacturing industry", *Thermal Science*, 12 (4): 61-73 (2008).
47. Chinesen, D., Meneghetti, A. and Nardin, G., "Diffused introduction of Organic Rankine Cycle for biomass-based power generation in an industrial district: a systems analysis", *International Journal of Energy Research*, 28 (11): 1003-1021 (2004).
48. Rentizelas, A., Karellas, S., Kakaras, E., Tatsiopoulou, I., "Comparative techno-economic analysis of ORC and gasification for bioenergy applications", *Energy Conversion and Management*, 50 (3): 674-681 (2009).
49. Müller-Steinhagen, H. and Trieb, F., "Concentrating solar power-a review of the technology", *Quarterly of the Royal Academy of Engineering Ingenia*, 18 (1): 43-50 (2004).

50. Canada, S., "Parabolic Trough Organic Rankine Cycle Solar Power Plant", *DOE Solar Energy Technologies*, NREL, 1-2 (2004).
51. Quoilin, S., Broek, M. V. D., Declaye, S., Dewallef, P. and Lemort, V., "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22 (1): 168-186 (2013).
52. Li, X., Li, X. and Zhang, Q., "The first and second law analysis on an organic Rankine cycle with ejector", *Solar Energy*, 93 (7): 100-108 (2013).
53. Aghahosseini, S. and Dincer, I., "Comparative performance analysis of low-temperature Organic Rankine Cycle (ORC) using pure and zeotropic working fluids", *Applied Thermal Engineering*, 54 (1): 35-42, (2013).
54. Victor, R. A., Kim, J. K. and Smith, R., "Composition optimisation of working fluids for Organic Rankine Cycles and Kalina cycles", *Energy*, 55 (6): 114-126 (2013).
55. Algieri, A. and Morrone, P., "Comparative energetic analysis of high-temperature subcritical and transcritical Organic Rankine Cycle (ORC). A biomass application in the Sibari district", *Applied Thermal Engineering*, 36 (4): 236-244 (2012).
56. Kaşka, Ö., "Energy and exergy analysis of an organic Rankine for power generation from waste heat recovery in steel industry", *Energy Conversion and Management*, 77 (1): 108-117 (2014).
57. Bracco, R., Clemente, S., Micheli, D. and Reini, M., "Experimental tests and modelization of a domestic-scale ORC (Organic Rankine Cycle)", *Energy*, 58 (1): 107-116 (2013).
58. Wang, J., Yan, Z., Wang, M., Ma, S. and Dai, Y., "Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source", *Energy*, 49 (1): 356-365 (2013).
59. Li, J., Pei, G., Li, Y., Wang, D. and Ji, J., "Energetic and exergetic investigation of an organic Rankine cycle at different heat source temperatures", *Energy*, 38 (1): 85-95 (2012).
60. Cataldo, F., Mastrullo, R., Mauro, A. W. and Vanoli, G. P. "Fluid selection of Organic Rankine Cycle for low-temperature waste heat recovery based on thermal optimization", *Energy*, 1-9, Article in Press (2014).
61. Aljundi, I. H., "Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle", *Renewable Energy*, 36 (4): 1196-1202 (2011).

62. Stoppato, A., “Energetic and economic investigation of the operation management of an Organic Rankine Cycle cogeneration plant”, *Energy*, 41 (1): 3-9 (2012).
63. Çengel, Y. A. and Boles, M. A., “Thermodynamics: An Engineering Approach”, 5th edition, *McGraw-Hill College*, Boston, MA, (2006).
64. Kotas, T. J., “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”, *Butter-Worths*, 299, London (1985).

ÖZGEÇMİŞ

Muharrem EYİDOĞAN, 1984 yılında Sivas'ta doğdu. İlk ve orta öğrenimini Sivas'ta tamamladı. 2002 yılında Kocaeli Üniversitesinde başladığı Lisans eğitimini 2006 yılında tamamladı. Aynı yıl Kocaeli Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsünde yüksek lisansa başladı ve Ocak 2009'da yüksek lisans eğitimini tamamladı. 2007-2010 yılları arasında "Bitkisel ve Hayvansal Atıklardan Biyogaz Üretimi ve Entegre Enerji Üretim Sisteminde Kullanımı (Biyogaz)" adlı TÜBİTAK TARAL (KAMAG) projesinde görev yaptı. 2010 yılında Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Doktora Eğitimine başladı. Aralık 2010'dan beri Karabük üniversitesi Meslek Yüksek Okulu ve Enerji Çevre Teknolojileri Biriminde Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaktadır. Üniversite-sanayi işbirliği kapsamında birçok projede araştırmacı olarak görev almıştır

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Karabük Üniversitesi Enerji ve Çevre Teknolojileri Birimi
Tel : 0 505 3424565
E-posta : muharrem_eyidogan@hotmail.com