

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ORTA GÜÇTEKİ BİR TAŞIT DİZEL MOTORU İÇİN
ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN GERÇEKÇİ
KISITLARLA TASARIMI VE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ünal NALCI

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Dr. Öğr. Üyesi Hasan KÜÇÜK

Ağustos 2020

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Ünal NALCI

10.08.2020

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimin süresince bilgi ve tecrübelerini bana aktaran, konu seçiminden tez yazımına kadar tüm aşamalarda desteklerini esirgemeyen değerli danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Hasan KÜÇÜK'e teşekkürlerimi sunarım.

ORC analizi hakkındaki bilgi birikimini ve tecrübelerini benimle paylaşan Sayın Arş. Gör. Dr. Murat ÜNVERDİ'ye teşekkür ederim.

Çalışmalarım sırasında beni anlayışla karşılayan ve desteklerini esirgemeyen annem Asiye NALCI ve eşim Gülcan NALCI'ye teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLOLAR LİSTESİ.....	xi
ÖZET.....	xii
SUMMARY	xiii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Literatür taraması.....	4
1.2. Amaç ve kapsam.....	12
BÖLÜM 2.	
ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ	13
2.1. Rankine çevrimi.....	13
2.2. Organik Rankine çevrimi.....	14
2.2.1. Reküperatörlü organik Rankine çevrimi.....	14
2.2.2. Kritik altı ve kritik üstü organik Rankine çevrimi.....	15
2.3. Organik Rankine çevriminde iş akışkanı seçimi	16
2.3.1. Kuru-ıslak-izantropik iş akışkanları	17
2.3.2. İş akışkanlarında yanıcılık	17
2.3.3. İş akışkanlarının çevresel etkileri	18
2.4. ORC uygulamaları	19

BÖLÜM 3.

ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN TASARIMI	20
3.1. Tasarım parametreleri	20
3.1.1. Motor verileri	20
3.1.2. Seçilen iş akışkanları	21
3.1.3. Çevrim elemanlarının verimleri, temel kabuller ve kısıtlar	23
3.2. Çevrim aşamalarının incelenmesi	24
3.2.1. 1-2 akışkanın pompada izantropik sıkıştırılması	24
3.2.2. 2-3 sabit basınçta buharlaştırma	25
3.2.3. 3-4 türbinde izantropik genişleme	25
3.2.4. 4-1 sabit basınçta yoğuşturma	25
3.3. Çevrim analizinde kullanılan termodinamik eşitlikler	26
3.3.1. Egzozdan çekilen ısı güç ve çevrim akışkanı debisinin belirlenmesi	26
3.3.2. Pompada tüketilen gücün ve buharlaştırıcı giriş sıcaklığının belirlenmesi	27
3.3.3. Türbin giriş ve çıkış sıcaklıklarının belirlenmesi	27
3.3.4. Türbinde üretilen gücün hesaplanması	28
3.3.5. Yoğuşturucudan atılan ısı güç ve hava debisinin belirlenmesi ...	29
3.3.6. Yoğuşturucu fan gücü ve havanın hacimsel debisinin belirlenmesi	29
3.3.7. ORC net gücünün ve veriminin belirlenmesi	30

BÖLÜM 4.

ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ	31
4.1. Termodinamik analiz sonuçları	31
4.1.1. 1300 dev/dak motor devri için analiz sonuçları	32
4.1.2. 1600 dev/dak motor devri için analiz sonuçları	35
4.1.3. 1900 dev/dak motor devri için analiz sonuçları	38
4.1.4. 2200 dev/dak motor devri için analiz sonuçları	41
4.2. Akışkanların en yüksek net güç kazançlarına ait T-s diyagramları	44
4.3. ORC sonuçlarının motor devrine bağlı değişimi	46

4.3.1. Net gücün motor devrine bağlı değişimi	47
4.3.2. ORC iş akışkanı ve yoğuşturucu hava debilerinin motor devrine bağlı değişimleri.....	48
4.4. ORC sonuçlarının dış ortam sıcaklığına bağlı değişimi	49
4.4.1. R123 için dış ortam sıcaklığının etkileri	49
4.4.2. R141b için dış ortam sıcaklığının etkileri	51
4.4.3. R245fa için dış ortam sıcaklığının etkileri	52
4.4.4. Net gücün ve verimin dış ortam sıcaklığına bağlı değişimi	53
4.4.5. Akışkan debilerinin ve yoğuşturucu hava debilerinin dış ortam sıcaklığına bağlı değişimi.....	54
BÖLÜM 5.	
ORC SİSTEMİNİN KÜTLE, HACİM VE MALİYET ANALİZİ.....	57
5.1. Taşıt ORC sisteminin kütle ve hacim analizi	57
5.1.1. Türbin seçimi ve kütle-hacim hesapları	59
5.1.2. Pompa seçimi ve kütle-hacim hesapları	60
5.1.3. Yoğuşturucu seçimi ve kütle-hacim hesapları.....	60
5.1.4. Buharlaştırıcı seçimi ve kütle-hacim hesapları.....	61
5.1.5. Toplam kütle ve hacmin hesaplaması.....	62
5.2. Taşıt ORC sistemlerinin maliyeti	64
5.2.1. Türbin maliyet hesabı	66
5.2.2. Pompa maliyet hesabı.....	67
5.2.3. Yoğuşturucu maliyet hesabı	67
5.2.4. Buharlaştırıcı maliyet hesabı	67
5.2.5. Toplam maliyetin hesaplanması	68
5.3. Geri ödeme süresinin hesaplanması	69
BÖLÜM 6.	
SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	70
KAYNAKLAR	72
ÖZGEÇMİŞ	75

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

η	: Verim
ρ	: Yoğunluk
Δp	: Basınç Farkı
c_p	: özgül ısı
\dot{m}	: Kütlese debi
\dot{W}	: Güç
\dot{Q}	: Isıl güç
\dot{V}	: Hacimsel debi
Ak, wf	: İş akışkanı
aux	: Yardımcı bileşenler
C	: Maliyet
CFC	: Kloroflorokarbon
CNG	: Sıkıştırılmış Doğalgaz
con, y	: Yoğuşturucu
ctr	: Kontrol sistemi
Eg	: Egzoz gazı
EGR	: Egzoz Gazı Resirkülasyonu
eva	: Buharlaştırıcı
exp, Exp.	: Expander
fan	: fan
GWP	: Küresel Isınma Potansiyeli
h	: Entalpi
h, hava	: Hava
HC	: Hidrokarbon
HCFC	: Hidroklorofloro-karbon
hex	: Isı değiştirici

HFC	: Hidroflorokarbon
kr	: Kritik
Ktoe	: Bin Tona Eşdeğer Petrol Miktarı
M	: Kütle
n	: Motor Devri
Net	: net
ODP	: Ozon Delme Potansiyeli
ORC	: Organik Rankine Çevrimi
Ort	: Ortalama
p	: Basınç
p, pom, pp	: Pompa
pipe	: Boru
RC	: Rankine Çevrimi
RORC	: Reküperatörlü Organik Rankine Çevrimi
s	: Entropi
s	: İzantropik
sys	: Sistem ana bileşenleri
T	: Sıcaklık
T, top	: Toplam
t, tür	: Türbin
V	: hacim
X ₁	: Pompa girişi
X ₂	: Buharlaştırıcı girişi
X ₃	: Türbin girişi
X ₄	: Yoğuşturucu girişi
X ₅	: Egzoz gazı buharlaştırıcı girişi
X ₆	: Egzoz gazı buharlaştırıcı çıkışı
X ₇	: Ortam havası yoğuşturucu girişi
X ₈	: Ortam havası yoğuşturucu çıkışı
w	: Özgül iş

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. 2000’li yıllarda dünyada kamyon ihtiyacının değişimi	2
Şekil 1.2. Türkiye’de yıllara göre kamyon sayısının değişimi.....	2
Şekil 1.3. ORC ile ilgili yayınların Elsevier veri tabanındaki yüzdesinin 1970-2010 arasındaki değişimi.....	3
Şekil 1.4. 4 Farklı ORC’lerin şematik gösterimi.....	5
Şekil 2.1. Temel Rankine Çevriminin Şematik Gösterimi (solda) ve T-s Diyagramı (sağda)	13
Şekil 2.2. Temel ORC (a) ve reküperatörlü ORC şeması (b).....	15
Şekil 2.3. Kritik üstü ve kritik altı ORC’ler için ısıl verimlerin karşılaştırılması...	16
Şekil 3.1. Motor gücü, egzoz gazı ile 200°C’ye kadar atılan ısıl güç ve egzoz gazı çıkış sıcaklıklarının motor devri ile değişimi	21
Şekil 3.2. ORC akış şeması	24
Şekil 4.1. P_2 ile W_{Net} , W_{Tur} , W_{Pom} , W_{Fan} ve η_{top} değişimi (R123, $n=1300$ dev/dak ve $Q_{eg}=108,60$ kW).....	32
Şekil 4.2. P_2 ile m_{Ak} ve m_h değişimi (R123, $n=1300$ dev/dak ve $Q_{eg}=108,60$ kW)	33
Şekil 4.3. P_2 ile W_{Net} , W_{Tur} , W_{Pom} , W_{Fan} ve η_{top} değişimi (R141b, $n=1300$ dev/dak ve $Q_{eg}=108,60$ kW).....	33
Şekil 4.4. P_2 ile m_{Ak} ve m_h değişimi (R141b, $n=1300$ dev/dak ve $Q_{eg}=108,60$ kW)	34
Şekil 4.5. P_2 ile W_{Net} , W_{Tur} , W_{Pom} , W_{Fan} ve η_{top} değişimi (R245fa, $n=1300$ dev/dak ve $Q_{eg}=108,60$ kW).....	34
Şekil 4.6. P_2 ile m_{Ak} ve m_h değişimi (R245fa, $n=1300$ dev/dak ve $Q_{eg}=108,60$ kW)	35
Şekil 4.7. P_2 ile W_{Net} , W_{Tur} , W_{Pom} , W_{Fan} ve η_{top} değişimi (R123, $n=1600$ dev/dak ve $Q_{eg}=129,30$ kW).....	35

Şekil 4.8. P_2 ile mAk ve mh değişimi (R123, $n=1600$ dev/dak ve $Q_{eg}=129,30$ kW)	36
Şekil 4.9. P_2 ile $WNet$, $WTur$, $WPom$, $WFan$ ve η_{top} değişimi (R141b, $n=1600$ dev/dak ve $Q_{eg}=129,30$ kW).....	36
Şekil 4.10. P_2 ile mAk ve mh değişimi (R141b, $n=1600$ dev/dak ve $Q_{eg}=129,30$ kW)	37
Şekil 4.11. P_2 ile $WNet$, $WTur$, $WPom$, $WFan$ ve η_{top} değişimi (R245fa, $n=1600$ dev/dak ve $Q_{eg}=129,30$ kW).....	37
Şekil 4.12. P_2 ile mAk ve mh değişimi (R245fa, $n=1600$ dev/dak ve $Q_{eg}=129,30$ kW)	38
Şekil 4.13. P_2 ile $WNet$, $WTur$, $WPom$, $WFan$ ve η_{top} değişimi (R123, $n=1900$ dev/dak ve $Q_{eg}=134,30$ kW).....	38
Şekil 4.14. P_2 ile mAk ve mh değişimi (R123, $n=1900$ dev/dak ve $Q_{eg}=134,30$ kW)	39
Şekil 4.15. P_2 ile $WNet$, $WTur$, $WPom$, $WFan$ ve η_{top} değişimi (R141b, $n=1900$ dev/dak ve $Q_{eg}=134,30$ kW).....	39
Şekil 4.16. P_2 ile mAk ve mh değişimi (R141b, $n=1900$ dev/dak ve $Q_{eg}=134,30$ kW)	40
Şekil 4.17. P_2 ile $WNet$, $WTur$, $WPom$, $WFan$ ve η_{top} değişimi (R245fa, $n=1900$ dev/dak ve $Q_{eg}=134,30$ kW).....	40
Şekil 4.18. P_2 ile mAk ve mh değişimi (R245fa, $n=1900$ dev/dak ve $Q_{eg}=134,30$ kW)	41
Şekil 4.19. P_2 ile $WNet$, $WTur$, $WPom$, $WFan$ ve η_{top} değişimi (R123, $n=2200$ dev/dak ve $Q_{eg}=141,20$ kW).....	41
Şekil 4.20. P_2 ile mAk ve mh değişimi (R123, $n=2200$ dev/dak ve $Q_{eg}=141,20$ kW)	42
Şekil 4.21. P_2 ile $WNet$, $WTur$, $WPom$, $WFan$ ve η_{top} değişimi (R141b, $n=2200$ dev/dak ve $Q_{eg}=141,20$ kW).....	42
Şekil 4.22. P_2 ile mAk ve mh değişimi (R141b, $n=2200$ dev/dak ve $Q_{eg}=141,20$ kW)	43
Şekil 4.23. P_2 ile $WNet$, $WTur$, $WPom$, $WFan$ ve η_{top} değişimi (R245fa, $n=2200$ dev/dak ve $Q_{eg}=141,20$ kW).....	43

Şekil 4.24. P_2 ile mAk ve mh değişimi (R245fa, $n=2200$ dev/dak ve $Q_{eg}=141,20$ kW)	44
Şekil 4.25. R123 iş akışkanı için ORC'nin T-s Diyagramı.....	45
Şekil 4.26. R141b iş akışkanı için ORC'nin T-s Diyagramı.....	45
Şekil 4.27. R245fa iş akışkanı için ORC'nin T-s Diyagramı.....	46
Şekil 4.28. Motor devri ile motor gücü ve en yüksek ORC net gücünün değişimi	47
Şekil 4.29. Motor devri ile ORC iş akışkanı debilerinin değişimi	48
Şekil 4.30. Farklı ORC iş akışkanları için yoğuşturucu hava debilerinin motor devri ile değişimi.....	49
Şekil 4.31. R123 için $WTur$, $WNet$, $WPom$, $WFan$ ve η_{top} dış ortam sıcaklığı ile değişimleri ($P_2=32$ bar, $T_3=178,7$ °C, $T_a=2$ °C, $n=1600$ dev/dak).....	50
Şekil 4.32. R123 için mAk ve mh dış ortam sıcaklığına bağlı değişimleri ($P_2=32$ bar, $T_3=178,7$ °C, $T_a=2$ °C, $n=1600$ dev/dak).....	50
Şekil 4.33. R141b için $WTur$, $WNet$, $WPom$, $WFan$ ve η_{top} dış ortam sıcaklığı ile değişimleri ($P_2=36$ bar, $T_3=199,2$ °C, $T_a=5,3$ °C, $n=1600$ dev/dak)...	51
Şekil 4.34. R141b için mAk ve mh dış ortam sıcaklığına bağlı değişimleri ($P_2=36$ bar, $T_3=199,2$ °C, $T_a=5,3$ °C, $n=1600$ dev/dak).....	52
Şekil 4.35. R245fa için $WTur$, $WNet$, $WPom$, $WFan$ ve η_{top} dış ortam sıcaklığı ile değişimleri ($P_2=32$ bar, $T_3=149$ °C, $T_a=2$ °C, $n=1600$ dev/dak).....	52
Şekil 4.36. R245fa için mAk ve mh dış ortam sıcaklığına bağlı değişimleri ($P_2=32$ bar, $T_3=149$ °C, $T_a=2$ °C, $n=1600$ dev/dak).....	53
Şekil 4.37. Performansları incelenen iş akışkanları için net gücün, dış ortam sıcaklığına bağlı değişimi ($n=1600$ dev/dak)	53
Şekil 4.38. Performansları incelenen iş akışkanları için çevrim verimlerinin dış ortam sıcaklığı ile değişimi ($n=1600$ dev/dak)	54
Şekil 4.39. Dış ortam sıcaklığı ile iş akışkanı debilerinin değişimi ($n=1600$ dev/dak).....	55
Şekil 4.40. Performansları incelenen iş akışkanları için yoğuşturucu hava debilerinin dış ortam sıcaklığı ile değişimi ($n=1600$ dev/dak)	55
Şekil 5.1. Gövde borulu buharlaştırıcı kütleinin ısı güç ile değişimi	61
Şekil 5.2. Gövde borulu buharlaştırıcı hacminin ısı güç ile değişimi	62
Şekil 5.3. ORC sistem kütleinin geri kazanılan net güç ile değişimi	63

Şekil 5.4. ORC sistem hacminin geri kazanılan net güç ile değişimi	63
Şekil 5.5. Türbin çark çapının güç ile değişimi	66
Şekil 5.6. Toplam maliyetin net güç ile değişimi	68

TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1. ORC’lerde yaygın kullanılan bazı akışkanlar	17
Tablo 3.1. Çevrimde kullanılan dizel motora ait genel bilgiler	20
Tablo 3.2. Çevrimde kullanılan dizel motorun çalışma verileri.....	21
Tablo 3.3. Seçilen akışkanların adlandırılması ve moleküler formülleri	23
Tablo 3.4. Seçilen akışkanların termofiziksel özellikleri.....	23
Tablo 4.1. İş akışkanlarının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu koşullarındaki basınç ve sıcaklıkları	31
Tablo 4.2. Motor devrine bağlı ORC net güç değişimleri.....	48
Tablo 5.1. Kütle, hacim ve maliyet analizleri için ORC parametreleri (R141b)	59
Tablo 5.2. Güç kazancına göre ORC sisteminde gerekli egzoz gazı debisi (1600 dev/dak ve R141b)	59
Tablo 5.3. Radyal türbin seçim sonuçları.....	59
Tablo 5.4. Seçilen pompalara ait özellikler (1500 dev/dak pompa devri, R141b)..	60
Tablo 5.5. Seçilen yoğuşturucuların özellikleri	60
Tablo 5.6. Seçilen buharlaştırıcıların özellikleri	62
Tablo 5.7. Radyal türbin için çark çapları ve maliyetler	67
Tablo 5.8. Pompa maliyetleri	67
Tablo 5.9. Yoğuşturucu maliyetleri	67
Tablo 5.10. Buharlaştırıcı maliyetleri	68
Tablo 5.11. ORC sistem maliyetinin geri ödenme süresi	69

ÖZET

Anahtar kelimeler: Organik Rankine Çevrimi (ORC), R123, R141b, R245fa, Taşıt ORC Tasarımı ve Analizi, Egzoz Gazı Atık Isısının Geri Kazanılması, Orta Güç Dizel Motorlar

Dünyada ve ülkemizde, orta güçteki dizel motorlar kamyonlarda ve iş makinelerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu motorlarda yüksek miktarda enerji egzoz gazı ile atmosfere salınmaktadır. Bu çalışmada, dizel motorlarda egzoz gazı atık ısısının geri kazanılması için gerçekçi kısıtlar ve yaklaşımlar dikkate alınarak ORC tasarımı ve termodinamik analizi yapılmıştır. Tasarım ve analizlerde, gücü 261 kW olan turbo şarjlı 6 silindri bir dizel motora ait deneysel veriler kullanılmıştır. Çalışmada mobil sistemler hedeflendiğinden, güvenlik, boyutsal kısıtlar ve enerji kaynağının düzensizliği tasarımı zorlayıcı etkiler olarak dikkate alınmıştır. Sistem boyutlarının küçültülmesi için temel ORC tercih edilmiştir. Potansiyel iş akışkanları yanıcı olmayan ve çevresel zararları en düşük akışkanlar arasından seçilmiştir. Çevrim analizlerinde üç farklı iş akışkanının (R123, R141b ve R245fa) performansları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Dizel motorun devri yükseldikçe (1300, 1600, 1900, 2200 dev/dk) egzoz gazının debisi artarken sıcaklığının ise düştüğü görülmüştür. Egzoz gazı sıcaklığı düşmesine rağmen, debideki artış çevrimdeki net güç kazanımını artırmıştır. R141b çevrim akışkanıyla elde edilen en yüksek ısıl verim ve net güç sırasıyla %15,24 ve 21,53 kW'tır. Ayrıca, R141b iş akışkanı ile 1600 dev/dak motor devrinde net güç geri kazanımı 5, 10 ve 15 kW olan ORC sistemlerinin temel bileşenleri için kütle, hacim ve maliyet hesapları yapılmıştır. Çalışma sonucunda, egzoz gazı atık ısısı temel ORC ile geri kazanıldığında, motor devri ve kullanılan iş akışkanına göre %5,42 ile %8,25 arasında değişen oranlarda ilave güç sağlanabileceği görülmüştür. Ayrıca, 15 kW net güç geri kazanımı için gerekli ORC sistemi ağırlığının ve hacminin, uzun yol nakliye kamyonlarının ağırlık ve hacminin yaklaşık %0,6'sı kadar olduğu belirlenmiştir.

DESIGN AND ANALYSIS OF THE ORGANIC RANKINE CYCLE FOR A MEDIUM POWER VEHICLE DIESEL ENGINE UNDER REALISTIC CONSTRAINTS

SUMMARY

Keywords: Organic Rankine Cycle (ORC), R123, R141b, R245fa, Vehicle ORC Design and Analysis, Exhaust Gas Waste Heat Recovery, Medium Power Diesel Engines

In the world and our country, the medium power diesel engines are widely used in trucks and construction equipment. In these engines, a large amount of energy is released into the atmosphere with the exhaust gases. In this study, the design and thermodynamic analysis of ORC were performed by considering the realistic limitations and the approaches for recovery of the waste heat in the exhaust gas. The experimental data of a turbocharged 6-cylinder diesel engine with a power of 261 kW were used in the design and analysis. Since mobile systems are targeted in the study, security, dimensional constraints and irregularity of the energy source are taken into account as challenging effects on the design. Basic ORC has been preferred to reduce the size of the system. Potential working fluids have been chosen among those that are non-flammable and have the lowest environmental hazards. In the cycle analysis, the performances of three different working fluids (R123, R141b and R245fa) were analyzed comparatively.

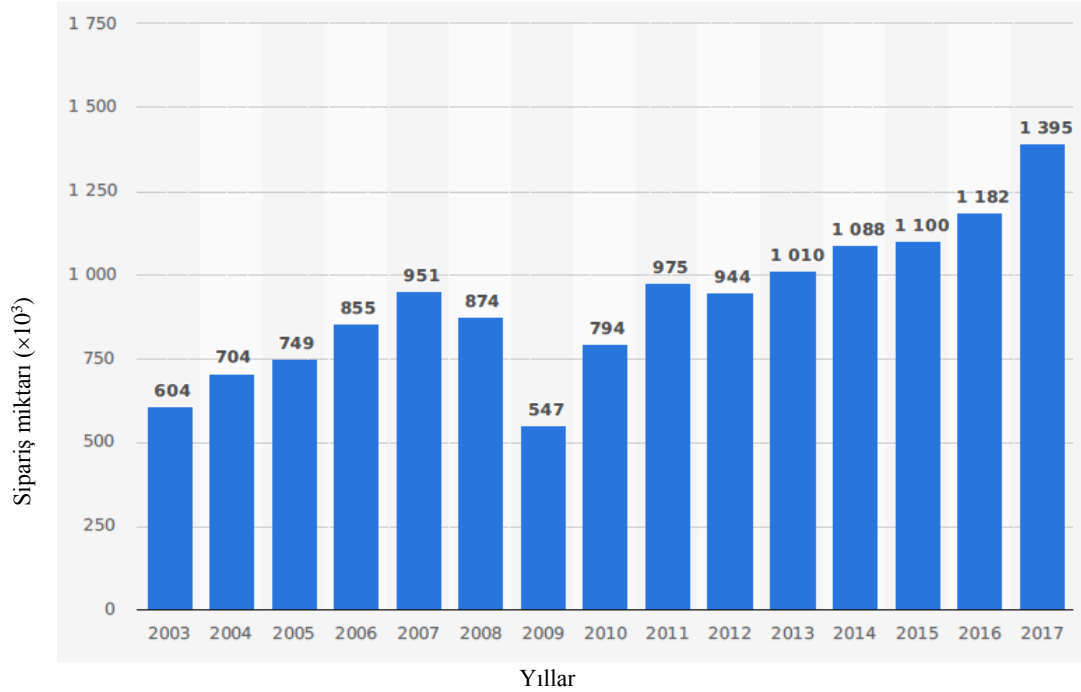
It has been observed that as the speed of the diesel engine increases (1300, 1600, 1900, 2200 rpm), the temperature of the exhaust gas decreases while the flow rate increases. Despite of the decrease in the temperature of exhaust gas, the increase in the flow rate increased the net power gain in the cycle. The maximum thermal efficiency and net power obtained with R141b working fluid are 15.24% and 21.53 kW, respectively. In addition, the mass, volume and cost calculations were made for the basic components of ORC systems with net power recovery of 5, 10 and 15 kW at 1600 rpm engine speed with R141b working fluid. As a result of the study, it has been observed that the additional power can be provided at rates varying between 5.42% and 8.25% depending on the engine speed and the working fluid used, when the exhaust gas waste heat is recovered with the basic ORC. In addition, it was determined that the weight and volume of the ORC system required for 15 kW net power recovery is approximately 0.6% of the weight and volume of long haul trucks.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüz dünyasında toplam araç sayısındaki artış ile birlikte, yakıt tüketimi de her geçen gün artmaktadır. Fosil kökenli sınırlı miktardaki petrol rezervlerinin gün geçtikçe azalması nedeniyle petrol, siyasi ve stratejik önemi sürekli artan doğal bir hammadde haline gelmiştir. Bu durum hükümetleri ve bilim insanlarını, petrole olan bağımlılığı ve petrol tüketimini azaltacak çalışmalar yapmaya yöneltmiştir.

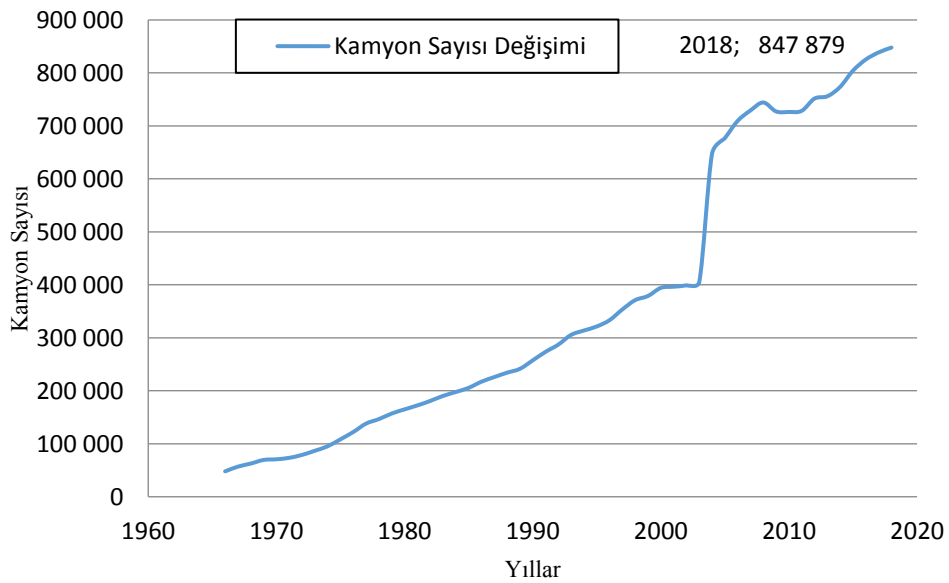
Tüm dünyada petrole olan bağımlılığın azaltılması amacıyla yapılan çalışmalara rağmen ulaşımdaki petrol tüketimi, 1990 yılından 2017 yılına kadar 1.478.130 ktoe miktardan 2.588.508 ktoe miktarına yükselmiştir [1]. Petrol, ulaşımda en yaygın yakıt kaynağı olma özelliğini halen korumaktadır.

Kara taşımacılığında orta güçteki dizel motorların kullanıldığı kamyonlar, yakıt tüketiminde önemli bir paya sahiptir [2]. Bu nedenle kamyonların yakıt sisteminde sağlanacak verim artışı veya kamyon motorlarındaki kayıp enerjinin geri kazanılması çok büyük önem taşımaktadır. Dünya ölçeğinde her geçen gün artan kamyon ihtiyacı (Şekil 1.1.), yakıt tasarrufu ve enerji verimliliği alanında yapılan çalışmaları hızlandırmıştır.



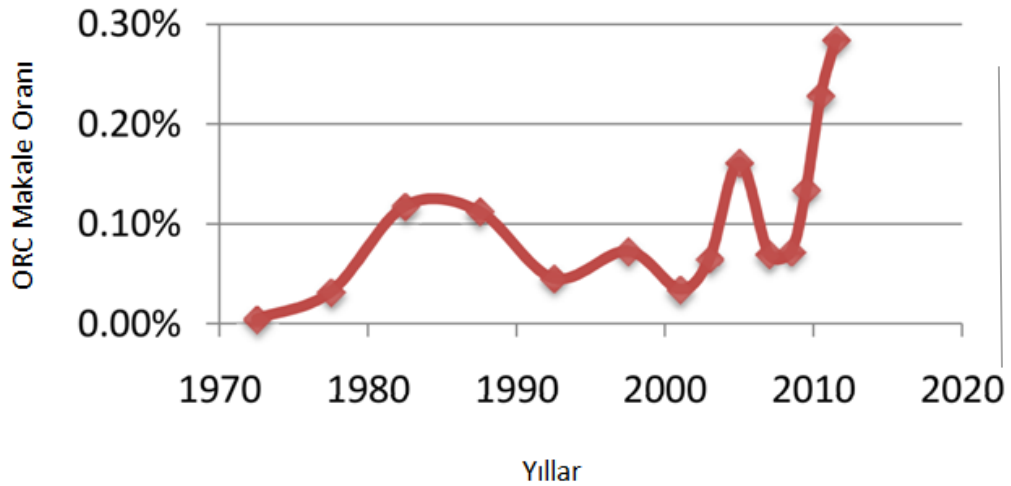
Şekil 1.1. 2000’li yıllarda dünyada kamyon ihtiyacının değişimi [3]

Ülkemizde de her geçen gün kamyon sayısı artmaktadır (Şekil 1.2.). Dolayısıyla orta güçteki dizel motorlarda yapılacak enerji verimliliğini artırma çalışmaları, enerji alanındaki dışa bağımlılığımızın azaltılması bakımından değerlidir.



Şekil 1.2. Türkiye’de yıllara göre kamyon sayısının değişimi [4]

Enerji maliyetlerinin sürekli artması ve orta güçteki dizel motorlardan egzoz gazı ve radyatör yolu ile atılan kayıp ısı enerjisi oranının %60-65 gibi yüksek mertebelerde olması, termodinamik tasarımlar yapılarak enerji tasarrufu sağlanması yönündeki çalışmaları artırmıştır. Bu amaçla, düşük sıcaklıklardaki kayıp ısı enerjisinin geri kazanılmasında, ORC'nin kullanılması ile ilgili çalışmaların sayısı son yıllarda bir hayli artış göstermiştir (Şekil 1.3.).



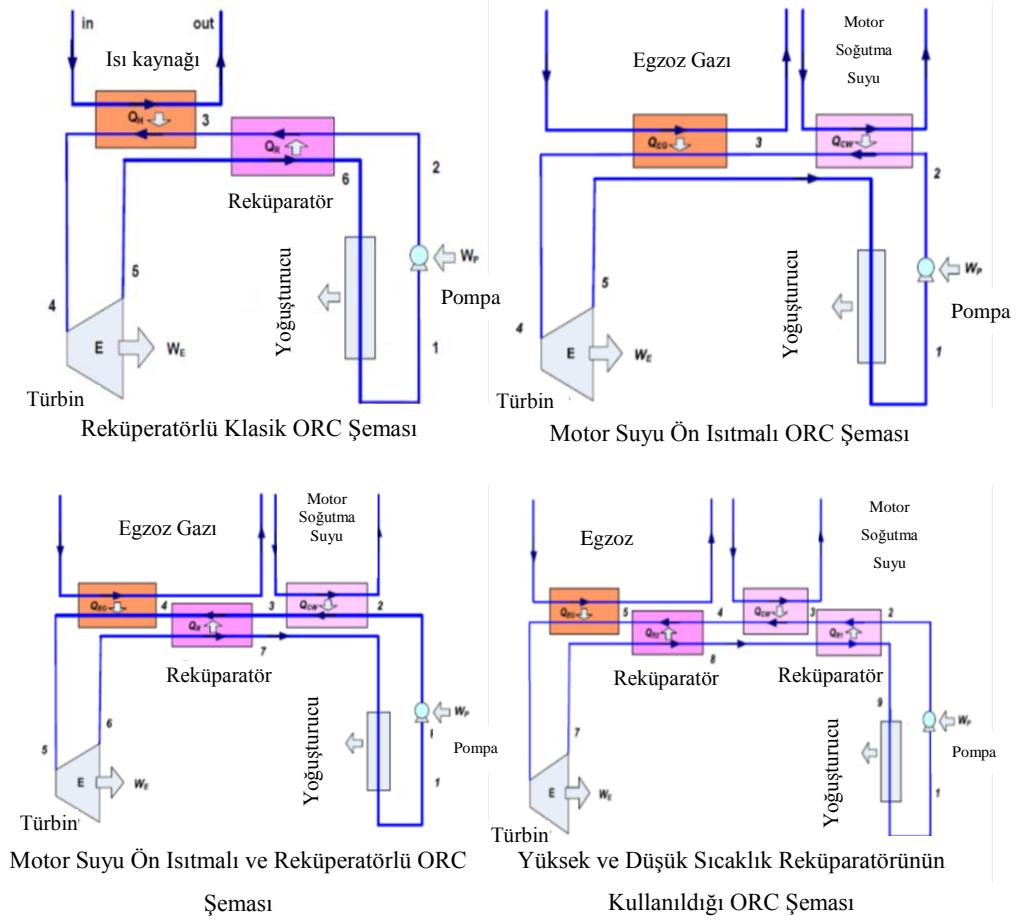
Şekil 1.3. ORC ile ilgili yayınların Elsevier veri tabanındaki yüzdesinin 1970-2010 arasındaki değişimi [5]

ORC teknolojisi birçok uygulamada kullanılmaktadır. ORC teknolojisi dünya genelinde 563 elektrik santralinde (2749.1 MWel kurulu güç) kullanılmaktadır. Bunun yanı sıra 75 santralin daha kurulması (523.6 MWel kurulu güç) planlanmaktadır (50 kWel altındaki projeler bu istatistiklere dahil edilmemiştir) [6]. Dünya çapında ORC ile ilgili yapılan bilimsel çalışmalar ve uygulamalar ciddi oranda artmasına rağmen ülkemizdeki ORC çalışmaları/uygulamaları daha çok jeotermal ısı kaynakları ile sınırlı kalmıştır. Ülkemizde, kamyon ve tır gibi ticari taşımacılık yapan araçlara ait orta güçteki dizel motorlarda, soğutma suyu ve egzoz yoluyla kaybedilen enerjinin geri kazanımında, sınırlı sayıda çalışmaya rastlanmıştır.

1.1. Literatür taraması

ORC ile ilgili ilk ciddi çalışmalar, 1950'lerin sonlarında, Bronicki ve Tabor [7] tarafından ORC teknolojisi ile güneş enerjisinden elektrik üretimi amacıyla yapılmıştır.

Lion ve ark.,[8] ORC sisteminin verimli olmasının, enerji kaynağının kararlılığına bağlı olduğunu ve şehir içinde yolcu taşıyan toplu taşıma araçları gibi sürekli tork ve hız değişkenliklerinin olduğu araçlarda, mevcut haliyle ORC uygulamasının verimli olmayacağını belirtmişlerdir. Bunun yerine; şehirlerarası taşıma yapan ticari otobüs ve kamyonların, kararlılık gösteren tork ve hız değerleri ile enerji kaynağına da süreklilik sağladıkları için ORC sistemlerine daha uygun olduklarını ifade edilmiştir. Ayrıca ORC uygulamalarının 2020'li yıllardan itibaren karayolu taşıtlarında yaygınlaşması beklenmektedir.



Şekil 1.4. 4 Farklı ORC'lerin şematik gösterimi [9]

Kim ve ark.,[9] tarafından, 120 km/h sabit hızla seyreden bir otomobil (benzinli, 3,3 L, V-6, 190 kW) için teorik ORC analizleri yapılmıştır. Çalışmada, yüksek ve düşük sıcaklıklardaki atık ısı kaynakları olan egzoz gazı ve soğutma suyunun kullanıldığı, 4 farklı tek döngülü ORC düzenlemesi incelenmiştir. Kayıp ısının etkin bir şekilde geri kazanılması için R245fa ve R134a çevrim akışkanlarının performansları karşılaştırılmıştır. Ele alınan tek döngülü ORC'ler aşağıdaki gibi düzenlenmiştir (Şekil 1.4.).

- Çevrim-I, ısı kaynağı olarak egzoz gazının kullanıldığı reküperatörlü çevrim.
- Çevrim-II, ısı kaynağı olarak motor soğutma suyunun ve egzoz gazının kullanıldığı çevrim.
- Çevrim-III, ısı kaynağı olarak motor soğutma suyu ve egzoz gazının kullanıldığı, reküperatörlü çevrim.

- Çevrim-IV, ısı kaynağı olarak motor soğutma suyu ve egzoz gazının kullanıldığı, düşük ve yüksek sıcaklık reküperatörlerinin bulunduğu çevrim.

En yüksek çevrim verimi %15,8'le çevrim-III'de ve R245fa akışkanı ile elde edilmiş olup; 27,06 kW ısıl güç girdisinden 4,28 kW net güç geri kazanılmıştır. En yüksek net güç çıkışı ise R134a akışkanının kullanıldığı çevrim-IV'den, %13 çevrim verimi ile 43,3 kW ısıl güç girdisinden 5,63 kW olarak tespit edilmiştir.

Bettoja ve ark.,[10] tarafından yapılan çalışmada, Volvo-US10 (dizel, 12,7 L, 6 silindir, 317 kW) ve IvecoCursor-11 (dizel, 11,1 L, 6 silindir, 353 kW) kamyon motorlarına ait deneysel veriler kullanılmıştır. ORC analizlerinde, çevrim akışkanı olarak Volvo-US10 için etanol ve IvecoCursor-11 için R245fa kullanılmıştır. Volvo-US10, egzoz gazı geri beslemeli (Exhaust Gas Recirculation-EGR) bir motordur. Ancak IvecoCursor-11'de EGR bulunmamakta, sadece seçici katalitik konvertör (Selective Catalytic Reduction- SCR) bulunmaktadır. Volvo-US10 için ORC verimi ortalama %10 iken, IvecoCursor-11 için ORC veriminin ortalama %8 olduğu tespit edilmiştir. AVL firması da Volvo ve Iveco kamyonlarına, ORC uygulanmasının genel sistem maliyetlerini araştırmıştır. Bu araştırmaya göre ORC kurulum maliyetlerinin; Volvo kamyon için 2900-4000 Euro, Iveco kamyon için ise 2300-3000 Euro olduğu tespit edilmiştir. Araç fiyatının 95.000 Euro olması, yılda 150.000 km yapılması ve 1,7 EUR/L'lik ortalama AB yakıt fiyatı varsayımıyla, ORC sisteminin, yaklaşık 2 yılın sonunda yatırım maliyetini amorti edeceği belirtilmiştir.

Boretti [11] tarafından yapılan deneysel çalışmada, 1,8 L benzinli motora ait egzoz gazı ve soğutma suyu debileri ile sıcaklıkları deneylerden elde edilerek, ORC analizlerinde kullanılmıştır. Benzinli motorda yakıt enerjisinin maksimum %35'inden faydalandığı ve geri kalan kısmın kayıp ısı enerji olduğu belirtilmiştir. Çalışmada çevrim akışkanı olarak; sıfır olan ozon delme potansiyeli (ODP: Ozone Depletion Potential), 950 olan küresel ısınma potansiyeli (GWP: Global Warming Potential), yanmazlık ve düşük viskozitesi nedeniyle, R245fa tercih edilmiştir. Sunulan teorik ORC analizinde ise; sadece egzoz gazından %3,4-6,4 arasında ve sadece soğutma suyundan ise %1,7-2,8 arası yakıt tasarrufu sağlanacağı belirtilmiştir. Soğutma suyu

ve egzoz gazının her ikisinin de ısı kaynağı olarak kullanılması durumunda ise %5,1-8,2 arasında yakıt verimliliği artışı sağlanacağını değerlendirilmiştir.

GequnShu ve ark.,[12] tarafından yapılan deneysel çalışmada 240 kW güçte ve 6 silindirli bir dizel motor kullanılmıştır. Egzoz gazındaki atık ısı, motor geri basıncının aşırı yükselmemesi için bir gövde borulu ısı değiştiricide, önce termal yağın ısıtılmasında kullanılmıştır. ORC akışkanı ise bu sıcak termal yağ ile bir plakalı ısı değiştiricide ısıtılmıştır. Çevrimde, performansı iş akışkanından çok fazla etkilenmediği için scroll expander kullanılmıştır. Basınçlandırma işleminde ise daha iyi sızdırmazlık sağlayabilmek için pistonlu diyaframlı bir pompa tercih edilmiştir. R123 ve R245fa çevrim akışkanları için yapılan karşılaştırmada; şehir içi otobüs taşımacılığı gibi uygulamalarda kullanılan orta ve düşük güçteki motorlarda R245fa'nın daha uygun olduğu, ağır hizmet tipi şehirlerarası nakliye kamyonu motorlarında ise R123'ün daha verimli olduğu belirtilmiştir. R123 akışkanının kullanılacağı ORC ile ağır hizmet tipi motorlardan elde edilecek maksimum gücün 9,67 kW olacağı ve %2,8'e varan yakıt tasarrufu sağlanabileceği belirtilmiştir.

Wiedemann ve ark.,[13] tarafından yapılan teorik çevrim analizinde, ağır hizmet tipi dizel motorlar ele alınmıştır. En verimli ORC iş akışkanı olarak Etanol seçilmiştir. Plakalı ısı değiştiricilerin, soğutma suyundan ısı enerjisinin çekilmesinde, daha verimli olduğu görülmüştür. Expander seçiminde, orta ve yüksek güçte %70-80 arası verime sahip olduğu için vidalı kompresör tercih edilmiştir. Yapılan simülasyon neticesinde, deniz ve demiryolu araçlarında kullanılan dizel motorlarda, önemli miktarda kayıp enerjinin geri kazanılabileceği belirtilmiştir. Denizcilik uygulamalarında maksimum yakıt tasarrufunun %5, demiryolu taşımacılığında maksimum yakıt tasarrufunun ise %4,8 civarında olduğu bildirilmiştir.

Bertrand ve ark.,[14] tarafından yapılan derleme çalışmasında, biyogaz, güneş enerjisi, egzoz gazının atık ısısının geri kazanılması gibi uygulamalarda, ORC kullanımı ile ilgili gelişmeler ele alınmıştır. Gelişmeler incelendiğinde, atık ısı enerjisinin geri kazanılmasında ORC'nin hızla büyüyen ve etkin bir çözüm olduğu görülmüştür. Ayrıca su ve diğer organik akışkanların ORC uygulamalarındaki etkinliği

karşılaştırılmıştır. Suyun, yüksek sıcaklıklarda ve merkezi/sabit büyük kapasiteli ORC sistemleri için çok daha uygun bir akışkan olduğu bildirilmiştir. Organik akışkanların ise düşük basınç ve sıcaklıklarda çok daha verimli olduğu görülmüştür. Organik akışkanların, tek kademeli türbinlerde etkili olması basit çevrimlere olanak tanımaktadır.

GuopengYu ve ark.,[15] tarafından yapılan deneysel çalışmada, 8,4 L, 6 silindirli, 243 kW güç üreten bir dizel motor, R123 ORC akışkanı ve plakalı ısı değiştiriciler kullanılmıştır. Expander verimi %75-85 arasında kabul edilmiş ve yüksek sızdırmazlık için diyaframlı bir pompa kullanılmıştır. Egzoz gazının, çevrimdeki ısı değiştiriciye giriş sıcaklığı 480 °C ve debisi 0,37 kg/s olarak tespit edilmiştir. Motorun yük oranı ve devir sayısına göre 3 farklı çevrimin performansı karşılaştırılmıştır.

- Çevrim-I; sadece dizel motorun çalıştırılması.
- Çevrim-II; dizel motora ek olarak, egzoz gazından atık ısının çekildiği, termal yağın ısısı ile ORC'nin çalıştırılması.
- Çevrim-III; dizel motora ek olarak, egzoz gazından doğrudan (arada termal yağ çevrimi olmaksızın) ısı çekilerek klasik bir Rankine çevriminin (RC) çalıştırılması ve RC'nin atık ısısından faydalanarak bir ORC'nin çalıştırılması.

Yapılan simülasyonlar neticesinde çevrimlerin net güç miktarlarının sıralaması III>II>I olarak tespit edilmiştir. Çevrim-II için 6,9 kW ve çevrim-III için 12,7 kW enerjinin geri kazanılacağı belirtilmiştir.

Amicabile ve ark.,[16] tarafından ağır hizmet tipi dizel motorların tasarım metodolojisi üzerine çalışılmıştır. Egzoz gazı atık ısısının ORC için ısı kaynağı olarak kullanıldığı çalışmada; 2006MY Cummins (10,8 L- 150 kW) ISM motor verileri, ORC tasarımında kaynak olarak kullanılmıştır. Çalışmada üç farklı çevrim akışkanı; Etanol, Pentane ve R245fa'nın performansları incelenmiştir. Reküperatörlü ve reküperatörsüz olmak üzere, kritik altı ve kritik üstü sıcaklıklarda çalışan ORC'ler ele alınmıştır. Elde edilen 12 farklı sonuç değerlendirilmiştir. En yüksek güç çıkışı, Pentane'in kullanıldığı reküperatörlü kritik üstü çevrim ile 8,71 kW olarak elde edilmiştir. Reküperatörsüz

çevrimlerde ise en fazla güç, Etanol'un kullanıldığı kritik üstü çevrim ile 8,19 kW olarak elde edilmiştir. ORC uygulaması maliyet bakımından incelendiğinde; %3,3 yakıt tasarrufu sağlandığı ve 3,5-5 yıl süre sonunda sistemin maliyetini geri ödeyebildiği ve kâra geçmeye başlayacağı ifade edilmiştir.

Wang ve ark.,[17] tarafından yapılan çalışmada rejenerasyonlu kritik üstü ve kritik altı çift kademeli ORC tasarlanmış ve sıkıştırılmış doğal gaz (CNG: Compressed Natural Gas) yakıtlı (8,9 L, 6 silindirli ve 210 kW gücünde) içten yanmalı dizel motora ait deneysel veriler kullanılmıştır. Yüksek sıcaklıktaki çevrimde ısı kaynağı, turbodan çıkan egzoz gazıdır. Düşük sıcaklıktaki çevrimde ise ısı kaynağı hem motor soğutma suyu hem de yüksek sıcaklıktaki çevrimin buharlaştırıcısından atılan düşük sıcaklıktaki egzoz gazıdır. Yüksek sıcaklıktaki çevrimde; su, toulene, R1233zd ve R245fa çevrim akışkanı olarak kullanılmıştır. Düşük sıcaklıktaki çevrimde ise; R1234yf, R134a, R143a ve Etanol çevrim akışkanı olarak kullanılmıştır. Su ve etanol sırası ile yüksek ve düşük sıcaklık kademeleri için en verimli akışkan çifti olmasına rağmen, yapısal olarak değerlendirildiğinde türbin ve ısı değiştirici boyutları çok büyüktür. Verimin yanı sıra sistemin yapısal boyutları, toksiklik, çevrecilik, yanıcılık gibi faktörler de göz önünde bulundurulduğunda, en verimli akışkanlar; yüksek sıcaklık ısı kaynağı çevriminde R1233zd, düşük sıcaklık ısı kaynağı çevriminde R1234yf'dir. Simülasyon sonuçlarına göre motorun tüm çalışma koşullarında yakıt verimliliğindeki artışın %8'in üzerinde olduğu belirtilmiştir.

Alshammari ve ark.,[18] tarafından yapılan deneysel ve sayısal çalışmada; Yuchai Dizel Motor (arazi kullanımına uygun, 7,25 L, 6 silindir, 206 kW) kullanılmıştır. Yapılan deneyin asıl amacı, yeni tasarlanmakta olan süpürülmüş radyal bıçaklı bir expanderın performansını incelemektir. Tasarlanan ORC sisteminde kararlılığı artırmak amacıyla, egzoz gazı önce termal bir yağı ısıtmakta, daha sonra bu yağ reküperatörlü ORC sisteminde ısı kaynağı olarak kullanılmaktadır. Akışkan seçiminde, GWP, ODP, toksiklik, yanmazlık ve verim gibi özellikler göz önünde bulundurularak, 3M firmasının ürettiği A sıvısı ile R1233zde karşılaştırılmıştır. A sıvısının, R1233zde'ye göre tercih edilme sebebi, temin kolaylığı ve düşük geri basınç oranıdır. Ayrıca R1233zde sıvısının, yüksek türbin devir sayısı ihtiyacı nedeniyle, elektrik

jeneratörünün maliyetini artırdığı bildirilmiştir. ORC'den elde edilen maksimum güç, 20.000 dev/dak radial expander devrinde ve %40 yükte, 6,3 kW olarak bulunmuştur.

Chatzopoulou ve ark.,[19] tarafından yapılan çalışmada toplam güç ve yakıt kullanımını optimize etmek için bir içten yanmalı motor (ICE) ve reküperatörlü ORC'nin bütünlük sistem tasarımı yapılmıştır. Yapılan çalışmada 1500 dev/dak'da 150 kW (8-silindir), 230 kW (12 silindir) ve 2535 kW (20 silindir) güce sahip 3 farklı benzinli motorun verileri kullanılmıştır. Optimizasyon yapılırken 5 farklı durum ele alınmıştır:

- Durum-I: ICE'nin nominal şartları altında ORC'nin optimizasyonu,
- Durum-II: maksimum ICE güç çıkışına göre ORC'nin tasarımı,
- Durum-III: maksimum güç için hem ORC hem de ICE'nin optimizasyonu,
- Durum-IV: minimum ICE yakıtı için ORC'nin tasarımı ve
- Durum-V: minimum yakıt tüketimi için hem ICE'nin hem ORC'nin optimizasyonu.

Çalışmada R245fa, R152a, R1233zd, R1234ze, R1234yf, toulon, bütan, hexan, ve pentane ORC akışkanları olarak değerlendirilmiştir. ORC sistemi pentan ile en iyi performansı göstermiş olup, yaklaşık %25'lik ısı verime sahiptir. Bunun yanı sıra R1233zd gibi yeni hidrofloroolefinlerin yüksek sıcaklıktaki ORC uygulamaları için toksik olmamakla birlikte, hidrokarbonlara kıyasla düşük yanıcılık ve düşük küresel ısınma özellikleri ile umut verici olduğu belirtilmiştir. Dolayısıyla, bu akışkanların, yeni nesil ORC'li motorların tasarımında dikkate alınması gerektiği sonucuna varılmıştır.

Lion ve ark.,[20] tarafından yapılan araştırmada arazi şartlarında çalışan tarımsal amaçlı ticari bir traktörde bulunan 302 kW, 6 silindirli, turbo şarjlı dizel motora ait veriler kullanılarak, motordaki kayıp ısının, ORC ile geri kazanılmasının termodinamik fizibilitesi yapılmıştır. Tasarım çalışmalarında su, Toulon, Etanol, Aseton, Methanol, Siklopentan, R141b, R123, MDM ve R245fa akışkanları tercih edilmiştir. Yapılan çalışmada, sıcak ısı kaynaklarının egzoz gazı ve egzoz gazı

resirkülasyonu (EGR: Exhaust Gas Recirculation) soğutucusu olduğu, soğuk kaynakların ise motor soğutma suyu ve ayrı bir ORC soğutma radyatörü olarak belirlendiği, 4 farklı ORC tasarımı ele alınmıştır.

- Durum-I: Isı kaynağı egzoz gazı, soğuk kaynak motor soğutma suyu,
- Durum-II: Isı kaynağı egzoz gazı, soğuk kaynak motor soğutma suyu ve harici ORC radyatörü,
- Durum-III: Isı kaynağı egzoz gazı ve EGR soğutucusu, soğuk kaynak motor soğutma suyu,
- Durum-IV: Isı kaynağı egzoz gazı ve EGR soğutucusu, soğuk kaynak motor soğutma suyu ve harici ORC radyatörü.

Yapılan çalışmada, durum-I'de su, 20,6 kW güç ve %6,4 verimle en iyi performansı göstermiştir. Durum-II'de en iyi performans, 25,1 kW güç ve %7,7 verimle metanol göstermiştir. Durum-III'de en iyi performansı 30,6 kW güç ve %9,2 verimle toluen göstermiştir. Durum-IV'de ise en iyi performans değerlerine, 35,8 kW güç ve %10,6 verimle metanol sahiptir.

XinyuLi ve ark.,[21] tarafından yapılan çalışmada, çift döngülü bir ORC'nin termodinamik analizi yapılmıştır. Yapılan çalışmada, Cummins marka, 6 silindirli, 13 L ve 412 kW güçte bir dizel motorunun verileri kullanılmıştır. Çevrim akışkanları; I. döngü için toluen, benzen ve sikloheksan; II. döngü için R245fa olarak belirlenmiştir. I. döngüde ısı kaynağı egzoz gazıdır ve rejenerasyon uygulanmaktadır. Bunun yanı sıra I. döngünün buharlaştırıcısından çıkan egzoz gazı II. döngünün de ısı kaynağıdır. Rejenerasyonun verimi ve I. döngüden çıkan egzoz gazı sıcaklığındaki değişimin ORC'ye etkisi incelenmiştir. Rejeneratör verimi 0'dan 1'e yükseldikçe sikloheksan için net gücün 14,2 kW'a kadar artabildiği ve verimin %18'e çıktığı görülmüştür. I. döngünün buharlaştırıcısından çıkan egzoz gazı sıcaklığının 410 K'den 490 K'e yükselmesi ise net gücü, benzen için 10 kW'a kadar artırmıştır. Yapılan optimizasyonda, I. döngüden çıkan egzoz gazı sıcaklığı 490 K olduğunda, çevrimlerin toplam maksimum net gücünün, benzen ve R245fa için 62 kW seviyesinde olduğu belirtilmiştir.

1.2. Amaç ve kapsam

Gerçekçi yaklaşımlarla termodinamik tasarımı yapılacak olan ORC ile orta güçteki dizel motorların egzoz gazıyla çevreye atılan atık ısıların geri kazanılması hedeflenmiştir. Bu sayede dizel motorlu araçlara, kayıp ısıdan faydalanarak ek güç kaynağı oluşturulması ve uygulamaya yönelik güvenilir verilerin elde edilmesi hedeflenmiştir. Bu güç soğuk zincir kamyonlarında kompresör tahrikinde kullanılabileceği gibi rampa destekleme, elektrik enerjisi üretme ve benzeri amaçlarla da kullanılabilir.

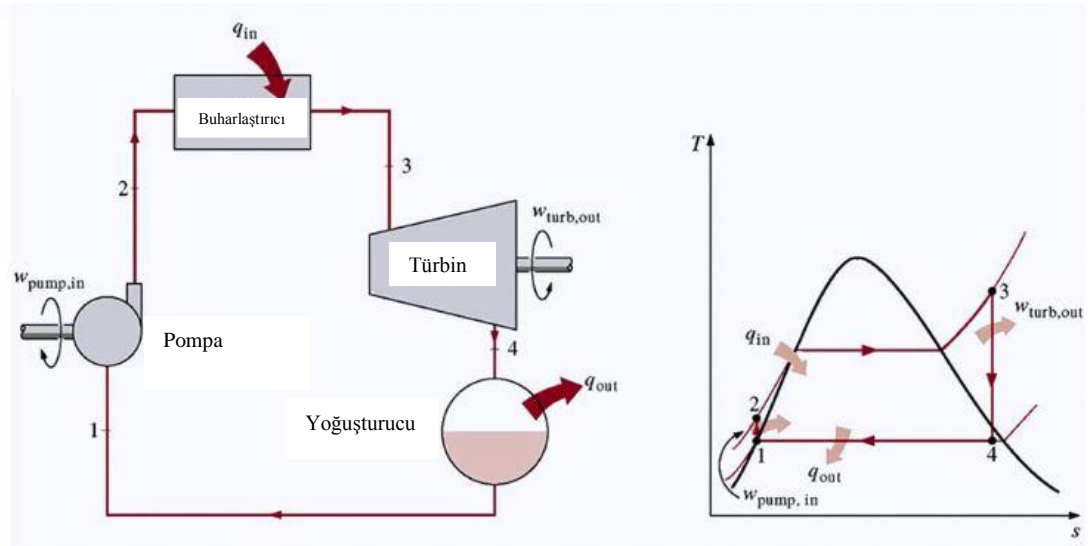
Isı kaynağı olarak, orta güçte bir dizel motoruna ait deneysel ölçümlerden elde edilen veriler kullanılmıştır. Şehir içi ve şehirlerarası kullanımlar sebebiyle motor devrinin her zaman sabit olmayacağı aşikârdır. Bu nedenle farklı devirlerdeki motor verileri kullanılmıştır. Aynı zamanda taşıtlar için tasarlanan ORC sistemine ilişkin diğer önemli husus dış ortam sıcaklığının değişkenliğidir. Sistemdeki net güç kazancının ve akışkan debilerinin dış ortam sıcaklığına göre değişimi de incelenmiş ve en iyi akışkan belirlenmiştir.

ORC tasarımı ve termodinamik analizinde beklenti; uygulanabilirlik, gerçekçilik ve verimli bir sistemdir. Bu amaçlar doğrultusunda tasarlanan ORC’de; çevresel etkiler, yasal prosedürler, bulunabilirlik, güvenlik faktörleri ve net güç kazancı gibi kısıtlamalar ve hedefler göz önünde bulundurularak, 3 farklı çevrim akışkanının performansı değerlendirilmiştir. Farklı motor devirlerinde hangi akışkanların daha verimli olduğu tespit edilmiş olup yapılan bu tespitler neticesinde optimum sonuca ulaşılmıştır. Tasarıma ait bu tespitler çerçevesinde çevrimde kullanılacak olan pompa, expander, buharlaştırıcı ve yoğuşurucu gibi alt bileşenlerin verimleri ve boyutları değerlendirilerek en uygun olanlar tercih edilmiştir.

BÖLÜM 2. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ

2.1. Rankine çevrimi

Rankine çevrimi, enerji santrallerinde yaygın olarak kullanılan bir termodinamik çevrimdir. Bu çevrimde, bir kazan içinde ısı üretmek için yakıt (kömür, nükleer reaksiyonlar vs.) kullanılır. Ardından üretilen ısı, suyu buhara dönüştürür. Daha sonra yararlı iş üreten bir türbin yoluyla buhar genişler. Böylece türbinde mekanik enerji üretilir. Elde edilen bu enerji ise genellikle elektrik enerjisine dönüştürülür. Bu termodinamik çevrim 1859 yılında İskoç mühendis William J.M. Rankine tarafından geliştirilmiştir [22]. Rankine döngüsünün aşamaları şematik olarak aşağıda gösterilmiştir (Şekil 2.1.).



Şekil 2.1. Temel Rankine Çevriminin Şematik Gösterimi (solda) ve T-s Diyagramı (sağda) [23]

1-2 hal değişimi: Suyun, bir pompa kullanarak, yüksek basınca izantropik sıkıştırılması sağlanır. (Şekil 2.1., 1'den 2'ye)

2-3 hal değişimi: Sıkıştırılmış akışkan, kazanda sabit basınçta nihai sıcaklığa ısıtılır. Bu sayede sıvıdan buhara faz değişimi olur. (şekil 2.1., 2'den 3'e)

3-4 hal değişimi: Buharın, türbin içindeki izantropik genişlemesi ile ısı enerjisinden mekanik enerji elde edilir. (şekil 2.1.,3'den 4'e)

4-1 hal değişimi: Yoğuşturucuda, buharın sabit basınçta ısı atarak yoğuşması sağlanır. (şekil 2.1., 4'ten 1'e)

2.2. Organik Rankine evrimi

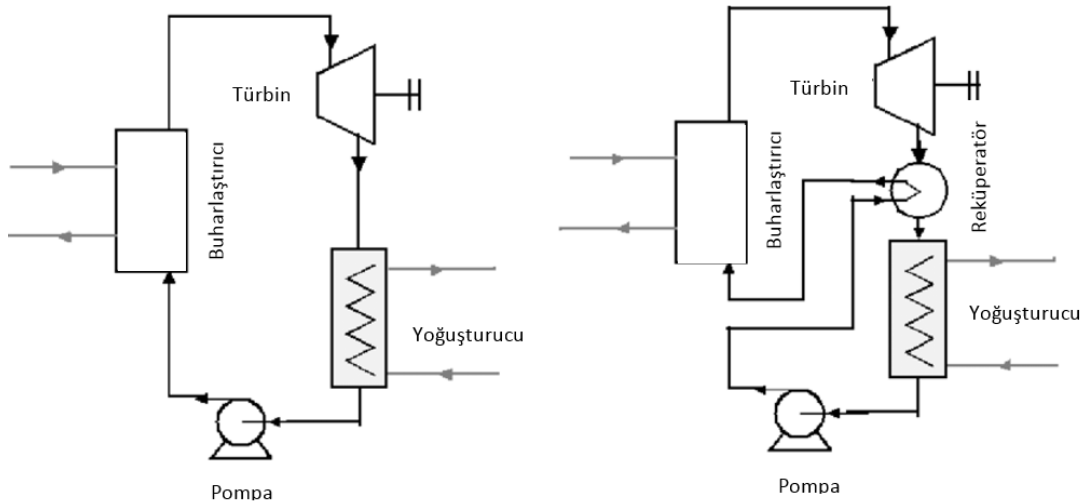
ORC, Rankine çevriminde iş akışkanı olarak kullanılan suyun yerine, kaynama noktası sudan daha düşük bir organik akışkan kullanılarak, düşük sıcaklıklardaki ısı kaynaklarından faydalanılan, termodinamik g evrimidir. ORC'nin aşamaları Rankine çevrimine dayanmaktadır. Temel evrim aynı olsa da tasarım parametreleri çok farklıdır. Bu farklılıklardan en önemlileri şunlardır:

Kullanılan iş akışkanı: Rankine çevriminde iş akışkanı su iken, ORC'de iş akışkanı, kaynama noktası sudan küçük fakat moleküler kütlesi sudan büyük olan organik akışkanlardır.

Isı kaynakları: Rankine çevriminde ısı kaynakları; nükleer reaksiyonlar veya kömürün yanması gibi yüksek sıcaklıkta ve büyük kapasiteli ısı enerjisi kaynaklarıdır. ORC'de ısı kaynakları; jeotermal enerji, endüstriyel atık ısılar, araçların sıcak egzoz gazları ve güneş enerji sistemleri gibi düşük sıcaklıklardaki ısı kaynaklarından oluşmaktadır.

2.2.1. Rekparatrl organik Rankine evrimi

Rekparatr, atık ısının geri kazanılması için kullanılan ters akışlı bir ısı değiştiricidir. Temel ORC'de türbinden çıkan iş akışkanın yoğuşturulması sırasında bir miktar ısı atılır. Bu atık ısının geri kazanılması için ısı değiştirici ile iş akışkanındaki atık ısı enerjisinin bir kısmı, yine akışkanın n ısıtmasında kullanılır.



Şekil 2.2. Temel ORC (a) ve reküperatörlü ORC şeması (b) [24]

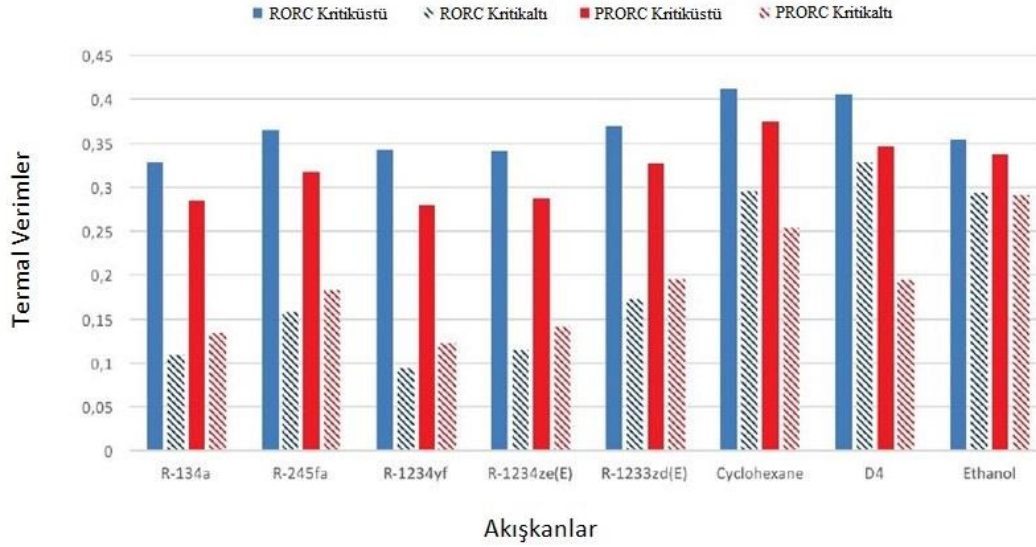
Termodinamik tasarımda yapılan bu iyileştirmeye elde edilen net güç de artmaktadır. Amicabile ve ark. [16] yaptığı çalışmada reküperatörsüz ORC’de R245fa, Etanol ve Pentane akışkanlarının güç kazanımları sırasıyla 6,30 kW, 7,97 kW, 7,52 kW iken reküperatörlü ORC’de güç kazanımları 7,52 kW (+%19), 8,19 kW (+%3), 8,65 kW (+%13) seviyelerine yükselmiştir.

2.2.2. Kritik altı ve kritik üstü organik Rankine çevrimi

ORC’de türbin giriş sıcaklığının değerine göre çevrim iki farklı şekilde tanımlanmaktadır. İş akışkanının, kritik basınç veya üzerindeki sabit bir basınçta, kritik sıcaklık değerinin üzerinde bir sıcaklığa ısıtılması kritik üstü; daha düşük bir sıcaklığa ısıtılması kritik altı ORC olarak adlandırılmaktadır. Kritik üstü çevrimlerde çıkan, yüksek basınç-sıcaklık değerleri mobil sistemler için tehlike oluştursa da klasik buharlı güç santrallerinde verimliliği artırmasından dolayı tercih edilmektedir. ABD’de 170’in üzerinde kritik üstü basınçta çalışan buharlı güç santrali bulunmaktadır [25].

Boz ve ark., [26] 45,8 L silindir hacmi ve 1320 kW güçteki bir dizel motora ait verileri kullanarak, ORC’nin matematik modellemesini yapmıştır. 8 Farklı akışkanın değerlendirildiği modellemede, sadece reküperatörlü çevrim ile hem ön ısıtmalı hem reküperatörlü iki farklı çevrimin performansları karşılaştırılmıştır. Yapılan analizde

kritik üstü ORC'nin, kritik altı ORC'ye oranla her iki durumda daha verimli olduğu görülmektedir (Şekil 2.3.).



Şekil 2.3. Kritik üstü ve kritik altı ORC'ler için ısı verimlerinin karşılaştırılması [26]

2.3. Organik Rankine çevriminde iş akışkanı seçimi

ORC'de, Rankine çevriminden farklı olarak, düşük sıcaklıklardaki ısı kaynaklarının verimli olarak değerlendirilmesi amaçlanmaktadır. Bunun için de kullanılacak iş akışkanının termofiziksel özelliklerinin, ısı kaynağının sıcaklığına uygun olması ve yüksek miktarda ısı enerjisi taşıyabilmesi önemlidir. Geçmişten günümüze CFC, HCFC, HFC, HC ve PFC gibi farklı moleküler yapılara sahip birçok soğutucu akışkan endüstriyel olarak kullanılmıştır. Bu akışkanların birçoğu ORC için değerlendirilebilecek termofiziksel özelliklere sahiptirler. Ancak seçimde göz önünde bulundurması gereken tek faktör termofiziksel özellikler değildir. Tasarımda, akışkanların alevlenebilirlik, yanıcılık, güvenlik seviyeleri, ODP ve GWP yasal değerleri mutlaka dikkate alınmalıdır.

Tablo 2.1. ORC'lerde yaygın kullanılan bazı akışkanlar [27]

Tip	ASHRAE Numarası	İsim	Moleküler Formül	CAS Numarası
CFC	R-113	1,1,2-Trichloro-1,2,2-trifluoroethane	C ₂ F ₃ Cl ₃	76-13-1
CFC	R-113a	1,1,1-Trichloro-2,2,2-trifluoroethane	C ₂ F ₃ Cl ₃	354-58-5
HFC	R-134a	1,1,1,2-Tetrafluoroethane	C ₂ H ₂ F ₄	811-97-2
HCFC	R-123	2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroethane	C ₂ HF ₃ Cl ₂	306-83-2
HCFC	R-141b	1,1-Dichloro-1-fluoroethane	C ₂ H ₃ FCl ₂	1717-00-6
HFC	R-152a	1,1-Difluoroethane	C ₂ H ₄ F ₂	75-37-6
HFC	R-245fa	1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	C ₃ H ₃ F ₅	460-73-1
HC	R-600	Butane	C ₄ H ₁₀ or CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃	106-97-8
HC	R-600a	Isobutane	C ₄ H ₁₀ or CH(CH ₃) ₂ CH ₃	75-28-5
HC	R-601	Pentane	C ₅ H ₁₂ or CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₂ CH ₃	109-66-0
HC	R-601a	Isopentane	C ₅ H ₁₂ or (CH ₃) ₂ CHCH ₂ CH ₃	78-78-4
HCFO	R-1233zd	1-Chloro-3,3,3-trifluoropropene	C ₃ H ₂ ClF ₃	2730-43-0
HFO	R-1234yf	2,3,3,3-Tetrafluoropropene	C ₃ H ₂ F ₄	754-12-1
HFO	R-1234ze	1,3,3,3-Tetrafluoropropene	C ₃ H ₂ F ₄	1645-83-6

2.3.1. Kuru-ıslak-izantropik iş akışkanları

Termofiziksel olarak dikkat edilmesi gereken önemli bir husus da akışkanların türbinlere zarar verme durumudur. Türbinde genişleyen akışkanın, basınç ve sıcaklığın aniden düşmesi nedeniyle henüz türbini terk etmeden sıvılaşması (ıslak buhar fazı) türbin kanatlarına zarar verecektir. Bu durumun önüne geçebilmek için akışkanlar incelendiğinde, T-s diyagramının doymuş buhar eğrilerinin eğimine göre akışkanları 3 sınıfa ayırabiliriz; pozitif eğimliler kuru akışkanlar, negatif eğimliler ıslak akışkanlar, eğimin sonsuz olduğu akışkanlar ise izantropik akışkanlardır. Termodinamik tasarımda kuru ve izantropik akışkanların türbine zarar vermeleri beklenmezken, ıslak akışkanlar türbinlere zarar verebilir. Bunun önüne geçmek için ya çevrimde ıslak akışkan kullanmamalı ya da akışkan, türbin girişindeki aşırı kızdırmayla, doymuş buhar eğrisinden uzaklaştırılmalıdır.

2.3.2. İş akışkanlarında yanıcılık

İş akışkanlarının yanıcılık seviyeleri Amerikan Temiz Hava Yasasında 3 gruba ayrılmıştır [28]. 1. sınıf en güvenli olan ve yanma tehlikesi olmayan akışkanlardır. Bu grubun içerisinde su, He, Ne, N, Hava, CO₂ gibi akışkanlar bulunur. 2. sınıf yanıcılık

özelliği olan akışkanlardır; amonyak, asetik asit, diklorometan, etan, izo-bütan gibi akışkanlar bu grupta yer alır. 3. sınıf çok yüksek yanıcılığa sahip ve en tehlikeli akışkan grubudur; içerisinde hidrojen, metan, bütan gibi akışkanları barındırmaktadır. İş akışkanları incelendiğinde genelde HC esaslı akışkanların yanıcı olduğunu görmekteyiz. Dolayısıyla bu akışkanların kullanılacağı yerler iyi tespit edilmeli ve gerekli güvenlik tedbirleri mutlaka alınmalıdır.

2.3.3. İş akışkanlarının çevresel etkileri

Akışkanların çevresel etkilerini anlamak için uluslararası düzeyde kabul gören ODP ve GWP değerleri incelenmelidir. ODP, herhangi bir maddenin, 1 referans değerine atanan kloroflorokarbon-11 (CFC-11) potansiyeli ile karşılaştırıldığında ozon gazını tahrip etme potansiyelini belirten göreceli bir değerdir [29]. 1989 yılından itibaren azalan CFC yapılı akışkanların tüketimi, 1990 ila 2000 yılları arası %60 seviyelerinden, 2014 yılında, yerini %94 oranla HCFC yapılı akışkanlara bırakmıştır. Bunun neticesinde ozon tabakasında belirgin şekilde iyileşmeler sağlandığı görülmüştür [30].

GWP, farklı gazların küresel ısınma etkilerinin karşılaştırılmasını sağlamak için geliştirilmiş uluslararası bir tanımlamadır. Referans olarak kullanılan gaz karbondioksittir ve GWP değeri 1 kabul edilmiştir. Bu değer sayesinde karbondioksit kıyasla diğer gazların atmosferde ne kadar ısı tutabildikleri ve küresel ısınmaya etkileri izlenmektedir. GWP hesaplamalarında kaç yıllık bir dönemin dikkate alındığı önemlidir. Bu yüzden GWP değeri belirtilirken mutlaka hesap yılı da belirtilmelidir. Yaygın kullanılan genel ölçüt 100 yıldır [31].

2014 AB Düzenlemelerine göre (517/2014), GWP değeri 2500'den büyük akışkanların 1 Ocak 2020'den itibaren servis ve bakımlarda kullanılması yasaktır. Bunun yanı sıra tekli küçük split klima sistemlerinde 2025 yılı itibariyle kullanılacak iş akışkanlarının GWP değerinin 750'den yüksek olması yasaklanmıştır. Bunlar gibi diğer alanlarda da farklı kısıtlayıcı düzenlemeler mevcuttur [32]. AB düzenlemelerinde, GWP değerlerinin kademeli olarak düşürülmesi amaçlanmıştır ve üretimlerinin kotalı

olacak şekilde kısıtlanması sağlanmaktadır. Uluslararası seviyede yasalaşan ve sıkı takip edilen GWP değerleri, ORC'nin termodinamik tasarımı mutlaka dikkate alınmalıdır.

2.4. ORC uygulamaları

Son dönemde artan enerji ihtiyacının karşılanmasında ORC'nin potansiyelinin anlaşılması, ORC uygulamaları yapan firma sayısını bir hayli artırmıştır. Ormat, Turboden, Exergy, Tas, General Electric, Kaishan, Maxxtec ve diğer birçok firma ORC teknolojisini kullanmaktadır. Firma sayısındaki artışın başka bir sebebi de ORC teknolojisindeki gelişmelerle, yatırım maliyetinin artık daha kısa sürede geri ödenebilmesidir. Günümüzde ORC'nin kapasite ve kurulum sayısı bakımından en büyük ve en yaygın uygulama alanları jeotermal ısı kaynaklarıdır. Bunun en önemli sebebi jeotermal kaynakların süreklilik ve kararlılık göstermesidir. Firmaların diğer yoğunlaştığı diğer alan ise endüstriyel atık ısılarıdır. Küresel çapta toplam enerjinin 3'te 1'i sanayi sektöründe kullanılmaktadır [33]. Sanayi sektöründe bulunan kâğıt fabrikaları, gaz kompresör istasyonları, çimento fabrikaları, gaz işleme tesisleri, petrol ve gaz rafinerileri, yakma fırınları, kimya tesisleri, cam üreticileri gibi birçok farklı dalda yüksek miktarda atık ısı açığa çıkmaktadır. Bu atık ısılar ORC'nin başlıca kaynaklarından. Bunların yanı sıra yoğunlaştırılmış güneş enerji sistemleri ve biyokütleden üretilen ısı enerjisi de ORC'nin kullanıldığı diğer alanlardır.

BÖLÜM 3. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN TASARIMI

ORC tasarımında asıl belirleyici unsur seçilen ısı kaynağıdır. Egzoz gazlarındaki atık ısının değerlendirilmesi amaçlandığından, farklı devir ve güç seviyelerinde deneysel verileri olan orta güçte bir dizel motor seçilmiştir. Tasarımda ısı kaynağı olan egzoz gazına ait bu deneysel veriler kullanılarak, öncelikle potansiyel iş akışkanı adayları belirlenecektir. Bu akışkanlardan en verimli ve en yüksek net gücün elde edileceği akışkan ya da akışkanlar, yapılan termodinamik çevrim analizleri sonucunda belirlenecektir. Analizlerde seçilecek kısıtların ve yapılan kabullerin gerçek koşullarla örtüşmesi sonuçların güvenilirliği bakımından önemlidir.

3.1. Tasarım parametreleri

3.1.1. Motor verileri

Çalışmada, Caterpillar marka C9 model dizel motora ait deneysel veriler kullanılacaktır. Bu motor, orta güç olarak tanımlanan 188 kW ile 750 kW güç aralığındadır ve ayrıntılı deneysel performans verileri mevcuttur. Bu güçteki motorlar endüstriyel amaçlarla, karayolu, demiryolu ve deniz taşıtlarında oldukça yaygın kullanılmaktadır. ORC için tercih ettiğimiz motora ait genel bilgiler Tablo 3.1.'de çalışma koşullarına ait veriler ise Tablo 3.2.'de verilmiştir.

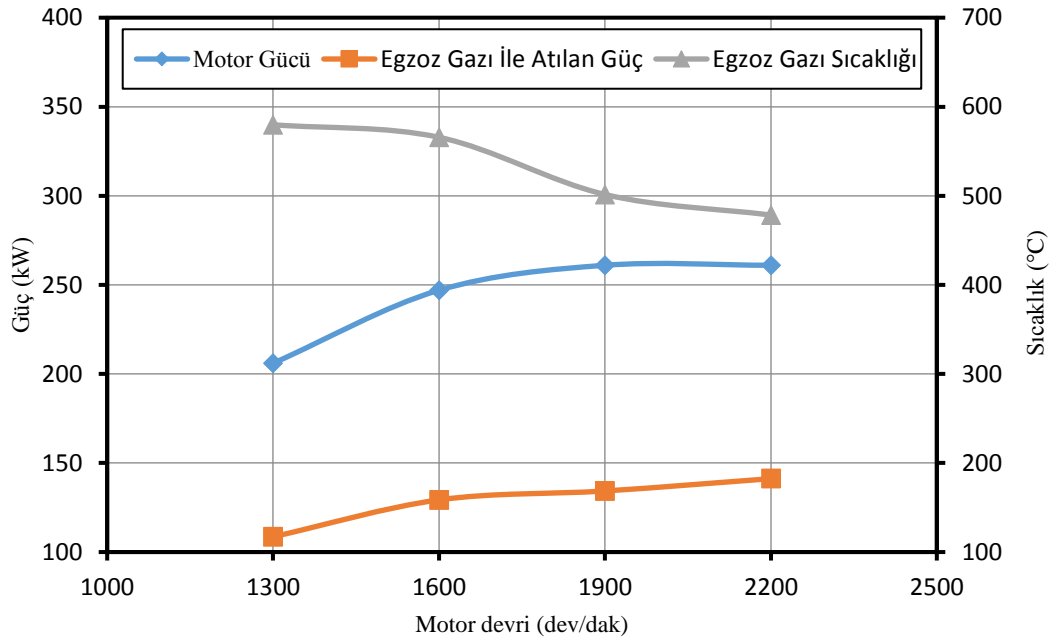
Tablo 3.1. Çevrimde kullanılan dizel motora ait genel bilgiler

Motor Yapısı	Sıra Tipi 6 Silindir, 4 Zamanlı Dizel Çevrim
Silindir Çapı	112 mm (4,41 in)
Strok Boyu	149 mm (5,87 in)
Silindir Hacmi	8,8 L (537 in ³)
Hava Emiş	Turboşarj (ara soğutmalı)
Sıkıştırma Oranı	16,3:1

Tablo 3.2. Çevrimde kullanılan dizel motorun çalışma verileri

Motor Devir Sayısı [dev/dak]	Motor Gücü [kW]	Islak Egzoz Gazının Kütlesel Debisi [kg/s]	Özgül Yakıt Tüketimi [g/kW-h]	Egzozla Atılan Güç (200°C) [kW]	Egzoz Gazı Çıkış Sıcaklığı [°C]
2200	261	0,481	226,2	141,20	478,4
1900	261	0,421	215,2	134,30	501,5
1600	247	0,332	208,8	129,30	565,7
1300	206	0,268	211,8	108,60	579,8

Şekil 3.1. incelendiğinde çok büyük miktarda ısının faydalı işe dönüşmeden egzoz gazları ile atmosfere atıldığı görülmektedir. Bu nedenle egzoz gazından ısı geri kazanımı için yapılacak çalışmalar çok değerlidir. Termodinamik analizlerde 4 farklı devir ele alınacaktır. Bunlar: 1300 dev/dak, 1600 dev/dak, 1900 dev/dak ve 2200 dev/dak'dır. Böylece çeşitli devirlerde ORC'nin performansı incelenmiş olacaktır.



Şekil 3.1. Motor gücü, egzoz gazı ile 200°C'ye kadar atılan ısı güç ve egzoz gazı çıkış sıcaklıklarının motor devri ile değişimi

3.1.2. Seçilen iş akışkanları

Çevrim akışkanının belirlenmesinde birçok önemli etken dikkate alınmalıdır. Bu tez çalışmasında, tasarımı yapılacak ORC sisteminin uygulanması, kara ve deniz taşımacılığı ile iş makineleri gibi mobil sistemler için planlandığından, akışkan seçimi

alınabilecek güvenlik önlemleri bakımından daha da önem kazanmaktadır. Mobil sistemlerde güvenliği artırmak için yapılacak eklemelerin, araç ağırlığını ve yakıt maliyetini artıracığı aşikârdır. Bu yüzden analizde kullanılacak alternatif akışkan sayısı bir hayli azalmaktadır.

Tasarımımız mobil sistemler için geliştirildiğinden, yangıcılık konusunda yeterli güvenlik tedbiri almamız pek mümkün olmamakla beraber maliyeti oldukça yükseltecektir. Bu yüzden analizlerde yanıcı akışkanlar değerlendirme dışında tutulacaktır.

Çevresel bilincin gelişmesiyle beraber çoğu potansiyel iş akışkanının kullanımı günümüzde artık yasaklanmaktadır. Önümüzdeki yıllarda, günümüzde kullanılan akışkanların yerine daha da az zararlı olanların ikamesi hedeflenmektedir. Yapılacak ORC tasarımında, yakın gelecekte akışkanla ilgili bir sorun yaşamaması için 2014 AB düzenlemeleri (517/2014) dikkate alınarak, ODP değeri 0,12'den ve GWP (100yıl) değeri 1500'den büyük olan akışkanlar, potansiyel çevrim akışkanları arasından çıkarılmıştır.

Yapılan tüm filtrelemelerin haricinde, akışkanların termofiziksel olarak; kuru-ıslak olmaları ve kritik sıcaklık değerleri de göz önünde bulundurulmuştur. Isı kaynağının yüksek sıcaklıklarda olması nedeniyle, kritik sıcaklık değeri 150°C altındaki akışkanlar da değerlendirme dışında tutulmuştur. Böylece ısı kaynağı daha verimli şekilde değerlendirilmiştir. Aynı şekilde ıslak akışkanlar da olası türbin arızalarına önlem olarak değerlendirme dışına alınmıştır.

Yapılan taramalar ve değerlendirmeler neticesinde; R245fa, R123 ve R141b akışkanlarının tasarlanacak ORC için uygun olduğu anlaşılmıştır. Seçilen akışkanların uluslararası adlandırmaları ve molekül formülleri Tablo 3.3.'te verilmiştir. Akışkanların termofiziksel özellikleri ise Tablo 3.4.'te belirtilmiştir.

Tablo 3.3. Seçilen akışkanların adlandırılması ve moleküler formülleri

ASHRAE No	IUPAC İsmi	Yapı	Moleküler Formül
R123	2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroethane	HCFC	C ₂ H ₂ F ₃ Cl ₂
R141b	1,1-Dichloro-1-fluoroethane	HCFC	C ₂ H ₃ FCl ₂
R245fa	1,1,1,3,3-Pentafluoropropane	HFC	C ₃ H ₂ F ₅

Tablo 3.4. Seçilen akışkanların termofiziksel özellikleri

ASHRAE No	Molar Kütle [kg/kmol]	Kritik Sıcaklık [°C]	Kritik Basınç [bar]	Kaynama Noktası [°C]	ODP Değeri	GWP Değeri [100 yıl]	Yanıcı	Fiziksel Özellikleri
R123	152,93	183,68	36,62	27,82	0,02	79	Değil	İzantropik
R141b	117	204,2	42,49	32,06	0,12	725	Değil	İzantropik
R245fa	134,05	154,01	36,51	15,14	0	858	Değil	Kuru

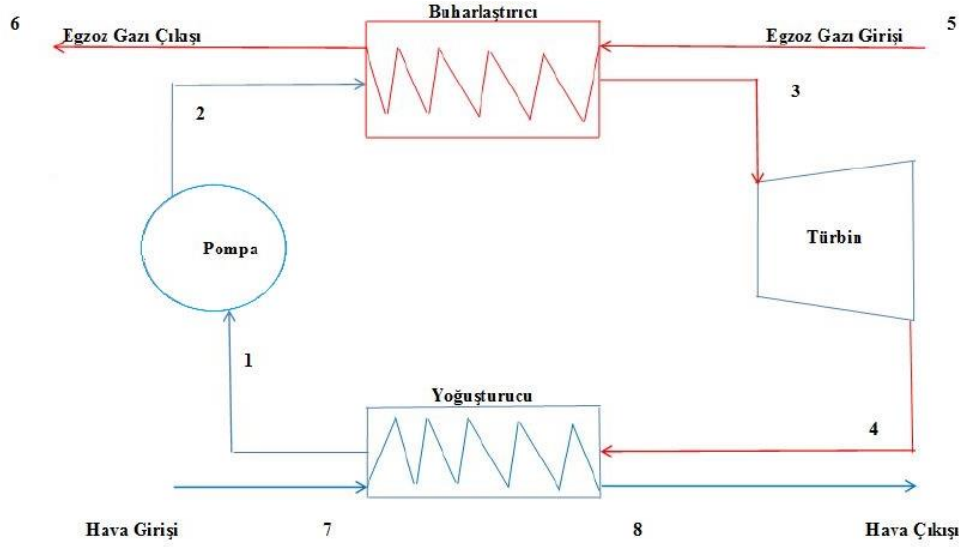
3.1.3. Çevrim elemanlarının verimleri, temel kabuller ve kısıtlar

Çevrim analizlerinde, gerçek koşullara en yakın sonuçları alabilmek için yapılacak kabuller önemlidir. Kabuller ve çevrim elemanlarının verimleri aşağıda sıralanmıştır.

- Çevrim mobil sistemlerde uygulanmak üzere tasarlanmıştır,
- Temel ORC üzerinde çalışılmıştır,
- Sistem elemanlarından çevreye atılan ısı kayıpları dikkate alınmamıştır,
- R123, R141b ve R245fa olmak üzere 3 farklı iş akışkanı ele alınmıştır,
- Dört farklı motor devri çalışılmıştır,
- Egzoz gazı sıcaklığı 200°C'nin altına indirilmemiştir,
- Dış ortam sıcaklığı 20°C kabul edilmiştir,
- Pompanın izantropik verimi %75'tir,
- Türbinin izantropik verimi %80'tir,
- Kritik basınca çıkılmamıştır,
- Çevrim tasarımında akışkanların kritik sıcaklıkları aşılmamış ve 5°C güvenlik payı bırakılmıştır,
- Akışkanın pompaya sıvı fazda girmesi için 5°C aşırı soğutma yapılmıştır,
- Türbinde akışkanın buhar fazında kalması için akışkan seçimi ve türbin çıkış sıcaklıklarına dikkat edilmiştir.

3.2. Çevrim aşamalarının incelenmesi

Parametrik analizleri yapılacak ORC'nin akış şeması Şekil 3.2.'de verilmiştir.



Şekil 3.2. ORC akış şeması

3.2.1. 1-2 akışkanın pompada izantropik sıkıştırılması

Şekil 3.2.'de 1'den 2'ye geçişte pompa çevrim akışkanını basınçlandırarak buharlaştırıcıya gönderir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu arasındaki basınç farkının artması, çevrimin termodinamik veriminin de artmasını sağladığından, P_1 ve P_2 basınçları arasındaki fark olabildiğince yüksek seviyede tutulmalıdır. P_1 Basıncı için kabul edilebilir en küçük değer, akışkanın pompaya sıvı fazda girmesini sağlamalıdır. Tasarım hesaplamalarında, aşırı soğutmayla, doyma eğrisinden 5°C uzaklaşılarak P_1 değeri belirlenmiştir. Böylece pompaya akışkanın sıvı fazda girmesi sağlanmıştır. Sistemin tasarımında akışkanın kritik basınç ve kritik sıcaklık değerleri de dikkat edilmesi gereken önemli faktörlerdir. Çevrim kritik altı koşullarda yani P_2 basıncı kritik basıncın altında en verimli olacak şekilde tasarlanmıştır. Pompa seçiminde mükemmel sızdırmazlık sağladığı için diyaframlı tip pompa tercih edilmiştir.

3.2.2. 2-3 sabit basınçta buharlaştırma

Şekil 3.2.'de 2'den 3'e geçişte, egzoz gazından ısı çeken çevrim akışkanı, buharlaştırıcıda sabit basınç altında, belirlediğimiz kızgınlık derecesine kadar ısıtılmakta ve hal değişimi gerçekleşmektedir. Buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklık, çevrim akışkanının kritik sıcaklığına 5°C yaklaştırılmaktadır. Başka bir ifade ile buharlaştırıcı çıkışı için kısıtlayıcı parametre, çevrim akışkanının kritik sıcaklığıdır. Ayrıca egzoz gazının buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı da dizel motorun devrine bağlı olarak değişmektedir. Egzoz gazının buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığı ise 200°C olarak belirlenmiştir. Egzoz gazı sıcaklığının aşırı düşürülmemesinin sebebi, egzoz gazının asitlik değerinin artmasını (korozyon etkilerini) engellemektir. Buharlaştırıcıda dikkat edilmesi gereken bir diğer husus ise egzoz gazı tarafındaki basınç kayıplarının çok fazla olmamasıdır. Egzoz gazında oluşacak aşırı basınç kaybı, motor geri basıncını artıracak için motorun verimi düşürecektir. Bu nedenle buharlaştırıcı olarak gövde borulu bir ısı değiştirici seçilmiştir. Gövde borulu ısı değiştiricide boru tarafından çevrim akışkanı geçirilirken, boruların dışından egzoz gazı geçirilerek, basınç düşümü en aza indirilmektedir.

3.2.3. 3-4 türbinde izantropik genişleme

Şekil 3.2.'de 3'ten 4'e geçişte yüksek basınç ve yüksek sıcaklıktaki çevrim akışkanı izantropik genişleyerek, mekanik enerji üretimini sağlar. Türbin çıkışında buhar fazındaki çevrim akışkanının basıncı, P_1 basınç seviyesine düşer. Çevrim akışkanı faz değiştirmesi için soğutulmak üzere yoğunlaştırıcıya girer. Türbinde elde edilen mekanik gücün, elektrik üretmede ya da dizel motora ekstra güç takviyesi gibi farklı şekillerde kullanılması mümkündür.

3.2.4. 4-1 sabit basınçta yoğunlaştırma

Şekil 3.2.'de 4'ten 1'e sabit basınçtaki yoğunlaştırma işleminde, çevrim akışkanından dış ortam havasına ısı atılmaktadır. Soğuk kaynak olarak kullanılan dış ortam havasının yoğunlaştırıcıya giriş sıcaklığı 20°C ve yoğunlaştırıcıdan çıkan havanın sıcaklığı 50°C

olarak belirlenmiştir. Yoğuşturucunun boyutlandırmasında akışkan sıcaklıkları oldukça önemlidir.

3.3. Çevrim analizinde kullanılan termodinamik eşitlikler

3.3.1. Egzozdan çekilen ısı güç ve çevrim akışkanı debisinin belirlenmesi

Egzoz gazı debisi ve egzoz gazının sıcaklığı, dizel motorun devrine bağlı olarak değişmektedir. Isı değiştiricisindeki ısı kayıpları ihmal edildiğinde, egzoz gazından çekilen ısı güç ile akışkana iletilen ısı güç aynı (Eşitlik 3.1.) olmaktadır. Egzoz gazının ısı değiştiricisine giriş sıcaklığı T_5 , egzoz gazının ısı değiştiriciden çıkış sıcaklığı T_6 , egzoz gazından çekilen ısı güç \dot{Q}_{Eg} , akışkana aktarılan ısı güç \dot{Q}_{Ak} , egzoz gazı debisi \dot{m}_{Eg} , egzoz gazının ortalama sıcaklık T_{Ort} , sabit basınçtaki özgül ısı $c_{P,Eg}$ ve akışkan debisi \dot{m}_{Ak} ile ifade edilmektedir. Ortalama sıcaklık değeri Eşitlik 3.3. ile hesaplanır.

$$\dot{Q}_{Eg} = \dot{Q}_{Ak} \quad (3.1.)$$

$$\dot{Q}_{Eg} = \dot{m}_{Eg} \cdot c_{P,Eg} \cdot (T_5 - T_6) \quad (3.2.)$$

$$T_{Ort} = (T_5 + T_6)/2 \quad (3.3.)$$

Eşitlik 3.1. ve Eşitlik 3.2'deki hesaplama neticesinde buharlaştırıcıda çevrim akışkanına aktarılan ısı güç elde edilir. Buradan, daha önce tanımlanan buharlaştırıcı giriş ve çıkış koşulları için enerji aktarılabilecek çevrim akışkanının debisi (Eşitlik 3.4.) elde edilir;

$$\dot{m}_{Ak} = \dot{Q}_{Ak} / (h_3 - h_2) \quad (3.4.)$$

3.3.2. Pompada tüketilen gücün ve buharlaştırıcı giriş sıcaklığının belirlenmesi

Analizlerde pompa verimi (η_{pom}) 0,75 olarak kabul edilmiştir. Akışkanın pompa girişindeki basınç değeri (P_1) iş akışkanının 60 °C'deki doyma basıncına eşit olacak şekilde belirlenmiştir. İş akışkanının pompaya giriş sıcaklığı (T_1) 55 °C olacak şekilde tasarım yapılmıştır. Pompada birim çevrim akışkanı kütlesi için tüketilen özgül iş (w_{pom}) Eşitlik 3.5. ile hesaplanır.

$$w_{pom} = v_1 \cdot (P_2 - P_1) / \eta_{pom} \quad (3.5.)$$

Çevrim akışkanının pompa çıkışındaki entalpisi olan h_2 , Eşitlik 3.6. ile bulunur.

$$h_2 = h_1 + w_{pom} \quad (3.6.)$$

Pompanın tükettiği toplam güç (\dot{W}_{pom}) Eşitlik 3.7. ile hesaplanmaktadır. Denklemlerde kullanılan h_1 pompa girişinde akışkanın sahip olduğu entalpiyi, P_2 pompa çıkışındaki akışkan basıncını, v_1 ise akışkanın özgül hacmini ve T_2 pompa çıkışındaki sıcaklığı ifade etmektedir.

$$\dot{W}_{pom} = \dot{m}_{Ak} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.7.)$$

Buharlaştırıcıdaki akış sırasında oluşan basınç kaybının ihmal edilmesi sayesinde, Şekil 3.2. ile gösterilen 2 ve 3 noktadaki basınç değerleri eşittir. Basıncı ve entalpisi bilinen çevrim akışkanın pompa çıkışındaki sıcaklığı termodinamik özellik tablosundan elde edilmiştir.

3.3.3. Türbin giriş ve çıkış sıcaklıklarının belirlenmesi

Çevrim basıncının aşırı yükselmemesi ve çevrim akışkanının kararsız bir durumu temsil eden kritik üstü koşullarda bulunmaması için sunulan çalışmadaki ORC tasarımlarında, kritik altı çalışma şartlarında kalınması tercih edilmiştir. Bu amaçla çevrimdeki maksimum sıcaklığın, çevrim akışkanının kritik noktadaki sıcaklığının

(T_{11}) 5 °C altına kadar yükseltildiği belirtilmiştir. Bu kabulde birlikte, türbin girişindeki kızdırma derecesi (T_a) de her çevrim akışkanı için farklı değer almaktadır.

$$T_3 = T_{11} - 5K \quad (3.8.)$$

$$T_a = T_3 - T_{10} \quad (3.9.)$$

Denklemlerde kullanılan T_3 türbin giriş sıcaklığını, T_{10} türbin giriş basıncındaki doyma sıcaklığını, h_3 türbin girişindeki akışkanın entalpisini, h_{4s} türbin izantropik veriminin %100 kabulü durumunda türbin çıkış basıncındaki akışkan entalpisini ifade etmektedir. Türbindeki izantropik genişleme için Şekil 3.2. ile gösterilen 1 ve 4 noktalarındaki basınçlar ve entropiler eşittir. Türbin izantropik veriminin (η_t) 0,80 olduğu kabulü ile çevrim akışkanının 4 noktasındaki entalpsi (h_4) bulunmaktadır.

$$h_4 = h_3 - (\eta_t \cdot (h_3 - h_{4s})) \quad (3.10.)$$

Entalpi ve basınç değerini bildiğimiz çevrim akışkanının 4 noktasındaki sıcaklığı (T_4), termodinamik özellik tablosundan tespit edilir.

3.3.4. Türbinde üretilen gücün hesaplanması

Türbinden geçen akışkanın entalpisindeki değişim, türbinde üretilen özgül iş (w_t) miktarını (Eşitlik 3.11.) vermektedir.

$$w_t = h_3 - h_4 \quad (3.11.)$$

Türbinde üretilen toplam güç ($\dot{W}_{Tür}$) ise Eşitlik 3.12. ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{W}_{Tür} = \dot{m}_{Ak} \cdot (h_3 - h_4) \quad (3.12.)$$

3.3.5. Yoğuşturucudan atılan ısıl güç ve hava debisinin belirlenmesi

Türbinden buhar fazında çıkan çevrim akışkanı, pompaya girmeden önce mutlaka sıvılaştırılmalıdır. Bu işlem sırasında, basıncı türbin çıkış basıncına (P_4) düşen çevrim akışkanı, önemli miktarda ısı enerjisini soğuk kaynak olan dış ortam havasına aktarmaktadır. Denklemlerde kullanılan $c_{p,h}$ havanın sabit basınçtaki özgül ısısını, T_7 yoğuşturucuya giren havanın sıcaklığını, T_8 yoğuşturucudan çıkan havanın sıcaklığını, $\dot{Q}_{y,ak}$ akışkanın havaya verdiği ısıl gücü, $\dot{Q}_{y,h}$ havanın çektiği ısıl gücü, ifade etmektedir. Eşitlik 3.13 ile akışkandan atılan ısıl güç hesaplanır. Eşitlik 3.14.'teki denklemlerle yoğuşturucunun ısıl gücü ve Eşitlik 3.15.'deki işlemler neticesinde yoğuşturucudaki kütleli hava debisi hesaplanır.

$$\dot{Q}_{y,ak} = \dot{m}_{Ak} \cdot (h_4 - h_1) \quad (3.13.)$$

$$\dot{Q}_{y,h} = \dot{Q}_{y,ak} \quad (3.14.)$$

$$\dot{m}_h = \frac{\dot{Q}_{y,h}}{c_{p,h} \cdot (T_8 - T_7)} \quad (3.15.)$$

3.3.6. Yoğuşturucu fan gücü ve havanın hacimsel debisinin belirlenmesi

Yoğuşturucu fanının karşılaması gereken basınç düşümü $\Delta p=200$ Pa olarak kabul edilmiştir. Eşitlik 3.16. ile tespit edilen havanın hacimsel debisi (\dot{V}_{hava}) kullanılarak, Eşitlik 3.17.'den yoğuşturucunun fan gücü (W_{fan}) hesaplanır.

$$\dot{V}_{hava} = \dot{m}_h / \rho_h \quad (3.16.)$$

$$W_{fan} = \dot{V}_{hava} \cdot \Delta p \quad (3.17.)$$

Burada kullanılan ρ_h , havanın yoğunluğunu ifade etmektedir.

3.3.7. ORC net gücünün ve veriminin belirlenmesi

Türbinden elde edilen güç miktarından, çevrimdeki güç tüketimleri düşüldüğünde, toplam net güç (\dot{W}_{Net}) Eşitlik 3.18. ile hesaplanır.

$$\dot{W}_{Net} = \dot{W}_{tür} - \dot{W}_{pom} - \dot{W}_{fan} \quad (3.18.)$$

Çevrim verimi (η_{top}), net gücün egzoz gazının ısıl gücüne bölünmesiyle Eşitlik 3.19.'dan hesaplanır.

$$\eta_{top} = \frac{\dot{W}_{Net}}{\dot{Q}_{Eg}} \quad (3.19.)$$

BÖLÜM 4. ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

4.1. Termodinamik analiz sonuçları

ORC tasarımı için seçilen akışkanların, çevrimin tasarımı bakımından önemli noktalardaki özellikleri Tablo 4.1.'de verilmiştir.

Tablo 4.1. İş akışkanlarının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu koşullarındaki basınç ve sıcaklıkları

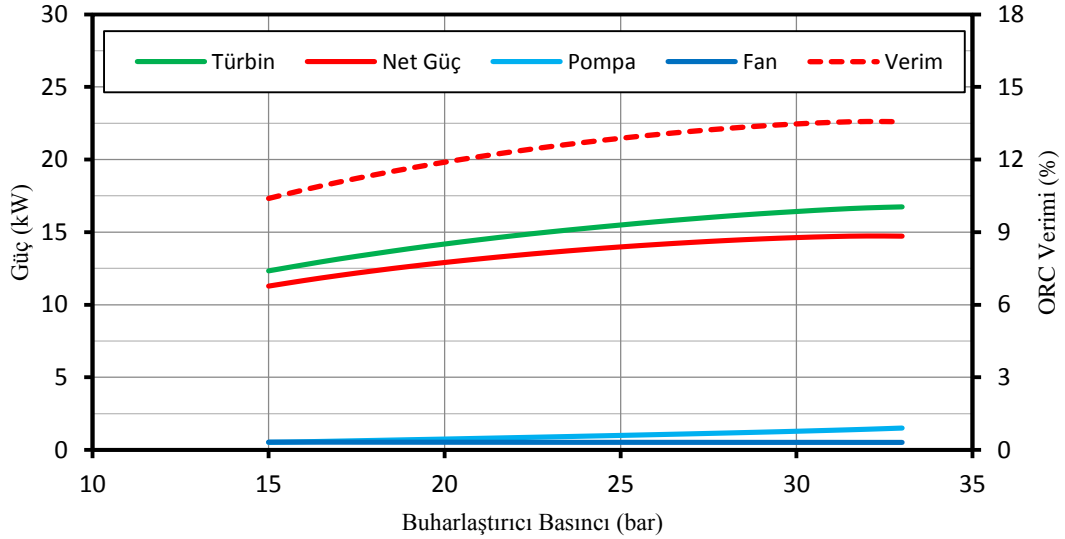
Akışkanlar	P_1 [bar]	$T_{1,d}$ [°C]	T_1 [°C]	T_{kr} [°C]	P_{kr} [bar]	T_3 [°C]	$P_{d,T3}$ [bar]
R123	2,86	60	55	183,7	36,68	178,7	33,86
R141b	2,46	60	55	204,2	42,49	199,2	39,01
R245fa	4,61	60	55	154	36,51	149	33,19

Yapılan ORC tasarımında mobil sistemlerde güvenliğin öncelikli olması nedeniyle gerekli sınırlamalar tanımlanmıştır. Bunlardan biri kritik basınç değeri iken diğeri kritik sıcaklık değeridir. Bunun dışında çevrimin maksimum basınç ve sıcaklığını belirlemedeki diğeri önemli husus verimliliktir. R123 ve R245fa akışkanları için çevrimin en verimli olduğu türbin giriş basınçları 32 bar olarak tespit edilmiştir. R141b için ise güvenli alandaki en verimli çalışma basıncı 36 bar olarak tespit edilmiştir. Tüm akışkanlar için en düşük türbin giriş basıncının seçiminde alt sınır 15 bar olarak belirlenmiştir. Bunun nedeni, türbin basınç oranının azalmasının çevrim verimini düşürmesidir.

Çevrim analizlerine ait grafikler incelendiğinde türbin giriş basıncı yükseldikçe; verim, türbinde üretilen güç, net güç, pompa gücü ve akışkan debisi artış gösterirken, yoğuşturucu hava debisi ve fan gücünün azaldığı görülmektedir.

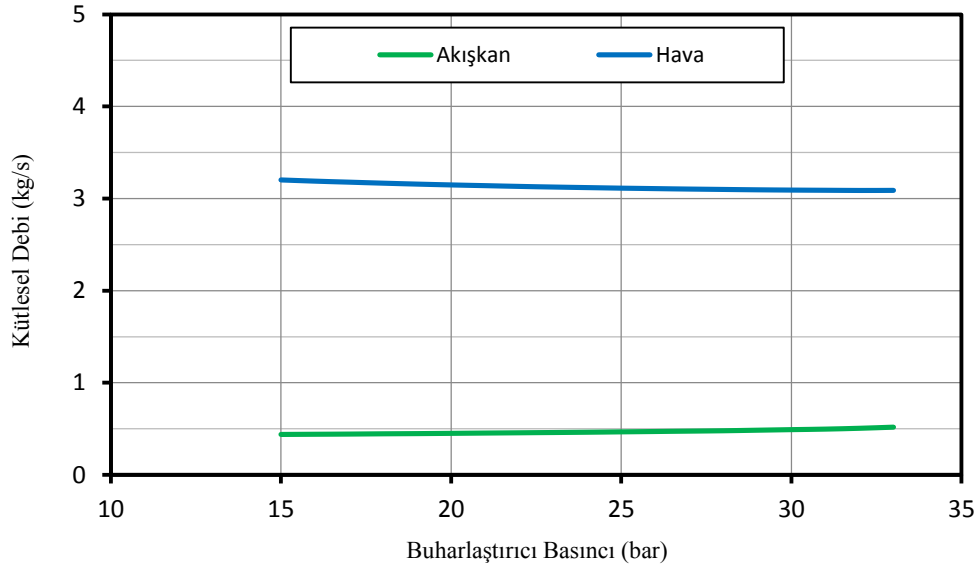
4.1.1. 1300 dev/dak motor devri için analiz sonuçları

R123 çevrim akışkanı için yapılan analizlerde, en iyi sonuçlar P_2 basıncı 32 bar'a yükseldiğinde elde edilmiştir. Elde edilen en yüksek net gücün 14,73 kW ve en yüksek verimin %13,57 olduğu görülmektedir (Şekil 4.1.).



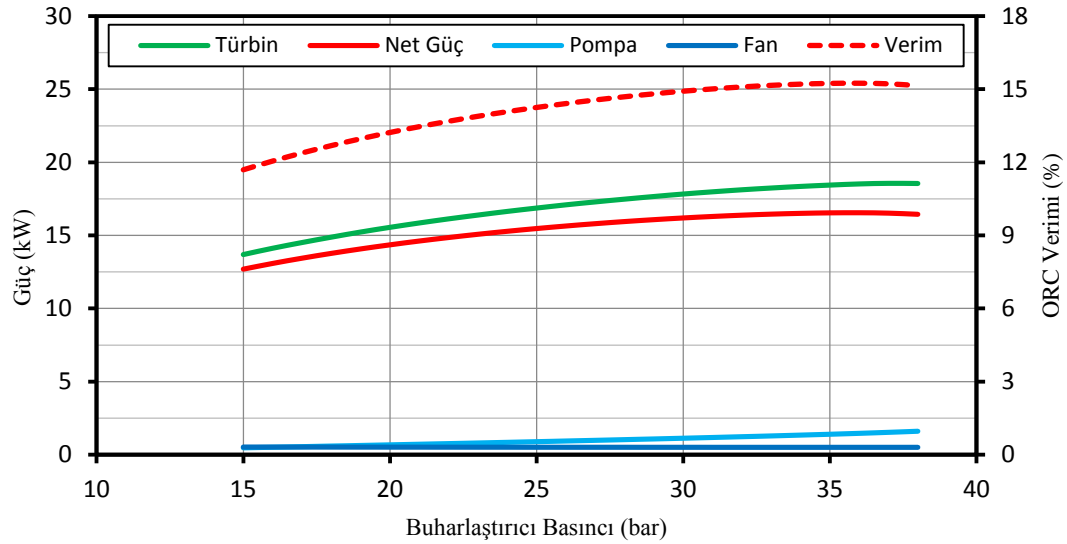
Şekil 4.1. P_2 ile \dot{W}_{Net} , \dot{W}_{Tur} , \dot{W}_{Pom} , \dot{W}_{Fan} ve η_{top} değişimi (R123, $n=1300$ dev/dak ve $Q_{eg}=108,60$ kW)

R123 akışkanı için yapılan analizlerde, çevrim veriminin en yüksek olduğu buharlaştırıcı basıncında ($P_2=32$ bar), iş akışkanı debisinin $\dot{m}_{Ak}=0,506$ kg/s ve yoğuşturucuda gerekli dış ortam hava debisinin $\dot{m}_h=3,088$ kg/s olduğu Şekil 4.2.'de görülmektedir.



Şekil 4.2. P_2 ile \dot{m}_{Ak} ve \dot{m}_h değişimi (R123, $n=1300$ dev/dak ve $Q_{eg}=108,60$ kW)

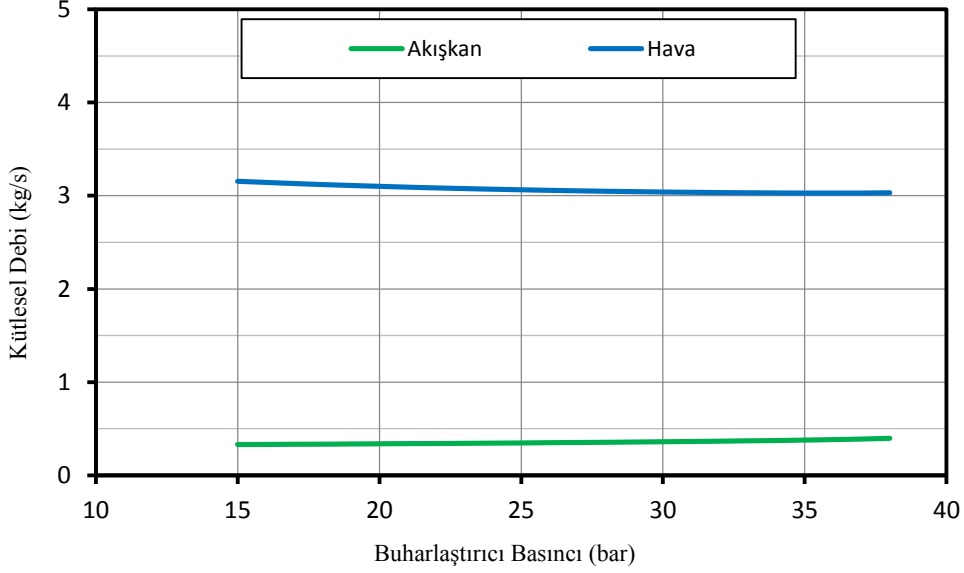
R141b çevrim akışkanı için yapılan analizlerde, en iyi sonuçlar P_2 basıncı 36 bar'a yükseldiğinde elde edilmiştir. Elde edilen en yüksek net gücün 16,55 kW ve en yüksek verimin %15,24 olduğu görülmektedir (Şekil 4.3.).



Şekil 4.3. P_2 ile \dot{W}_{Net} , \dot{W}_{Tur} , \dot{W}_{Pom} , \dot{W}_{Fan} ve η_{top} değişimi (R141b, $n=1300$ dev/dak ve $Q_{eg}=108,60$ kW)

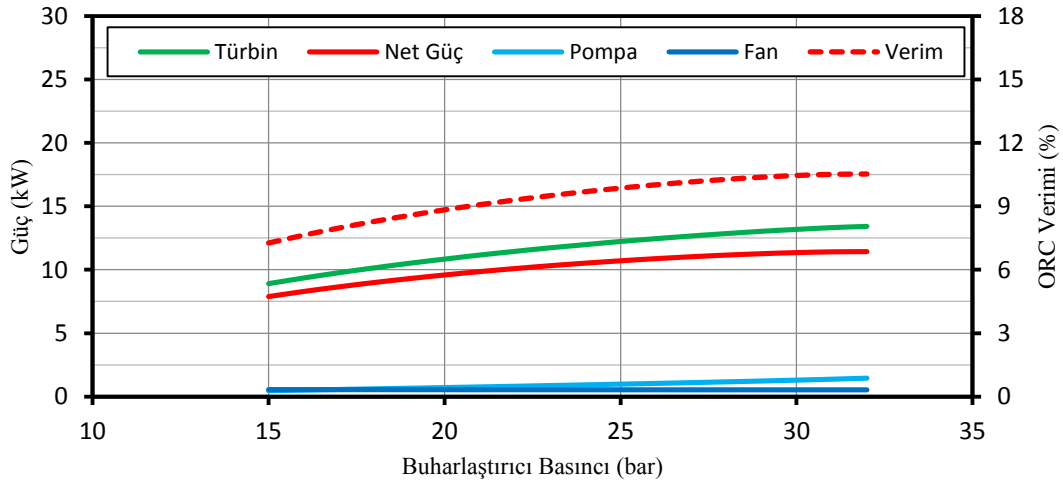
R141b akışkanı için yapılan analizlerde, çevrim veriminin en yüksek olduğu buharlaştırıcı basıncında ($P_2=36$ bar), iş akışkanı debisinin $\dot{m}_{Ak}=0,384$ kg/s ve

yoğuşturucuda gerekli dış ortam hava debisinin $\dot{m}_h=3,029$ kg/s olduğu Şekil 4.4.'de görülmektedir.



Şekil 4.4. P_2 ile \dot{m}_{Ak} ve \dot{m}_h değişimi (R141b, $n=1300$ dev/dak ve $Q_{eg}=108,60$ kW)

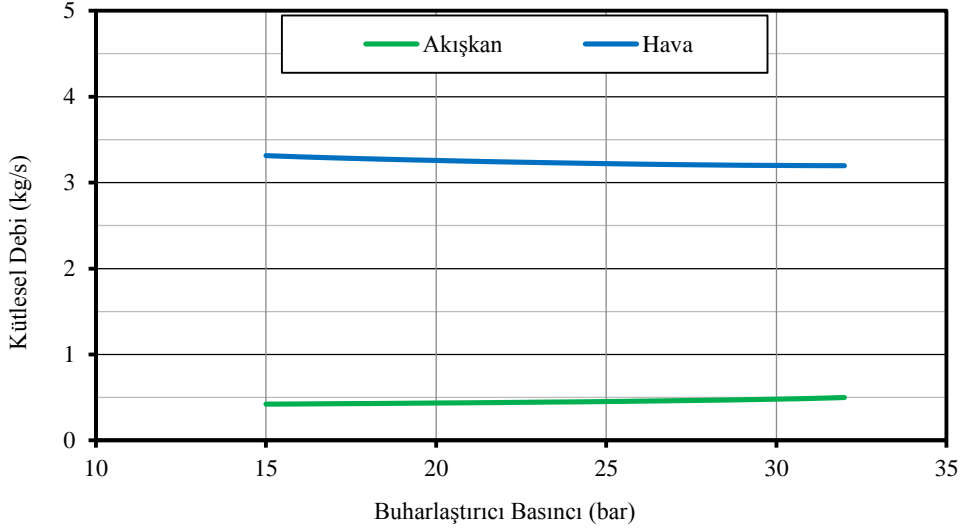
R245fa çevrim akışkanı için yapılan analizlerde, en iyi sonuçlar P_2 basıncı 32 bar'a yükseldiğinde elde edilmiştir. Elde edilen en yüksek net gücün 11,43 kW ve en yüksek verimin %10,53 olduğu görülmektedir (Şekil 4.5.).



Şekil 4.5. P_2 ile \dot{W}_{Net} , \dot{W}_{Tur} , \dot{W}_{Pom} , \dot{W}_{Fan} ve η_{top} değişimi (R245fa, $n=1300$ dev/dak ve $Q_{eg}=108,60$ kW)

R245fa akışkanı için yapılan analizlerde, çevrim veriminin en yüksek olduğu buharlaştırıcı basıncında ($P_2=32$ bar), iş akışkanı debisinin $\dot{m}_{Ak}=0,41$ kg/s ve

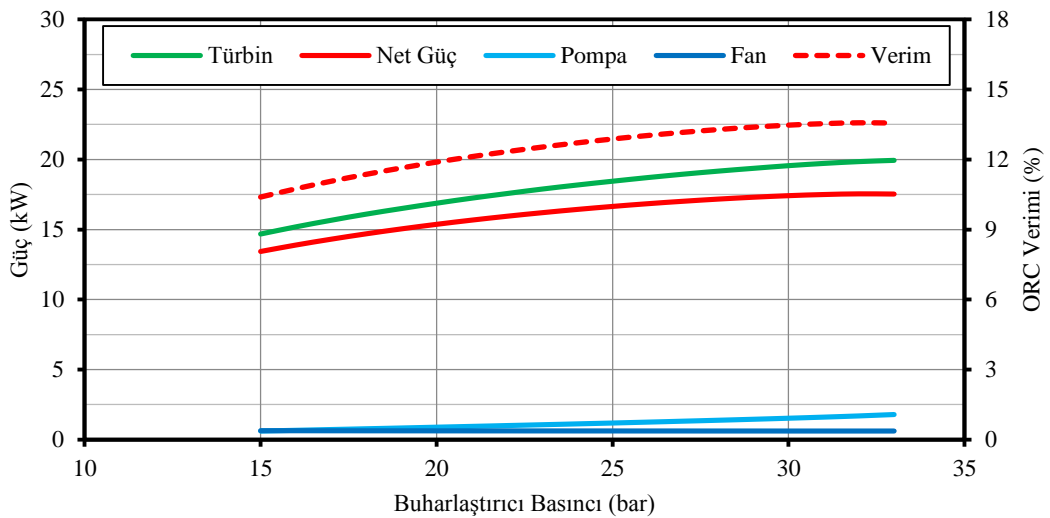
yoğuşturucuda gerekli dış ortam hava debisinin $\dot{m}_h=3,03$ kg/s olduğu Şekil 4.6.'da görülmektedir.



Şekil 4.6. P_2 ile \dot{m}_{Ak} ve \dot{m}_h değişimi (R245fa, $n=1300$ dev/dak ve $Q_{eg}=108,60$ kW)

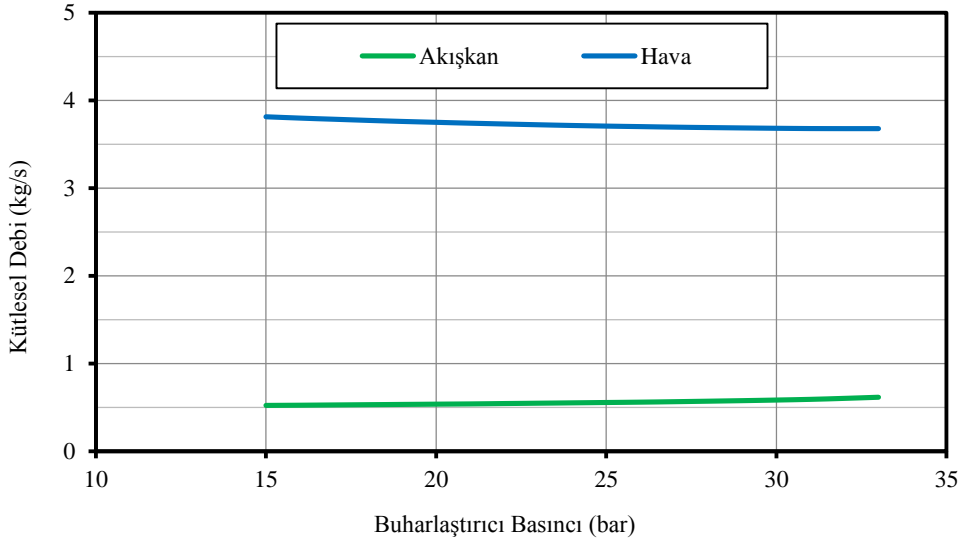
4.1.2. 1600 dev/dak motor devri için analiz sonuçları

R123 çevrim akışkanı için yapılan analizlerde, en iyi sonuçlar P_2 basıncı 32 bar'a yükseldiğinde elde edilmiştir. Elde edilen en yüksek net gücün 17,55 kW ve en yüksek verimin %13,57 olduğu görülmektedir (Şekil 4.7.).



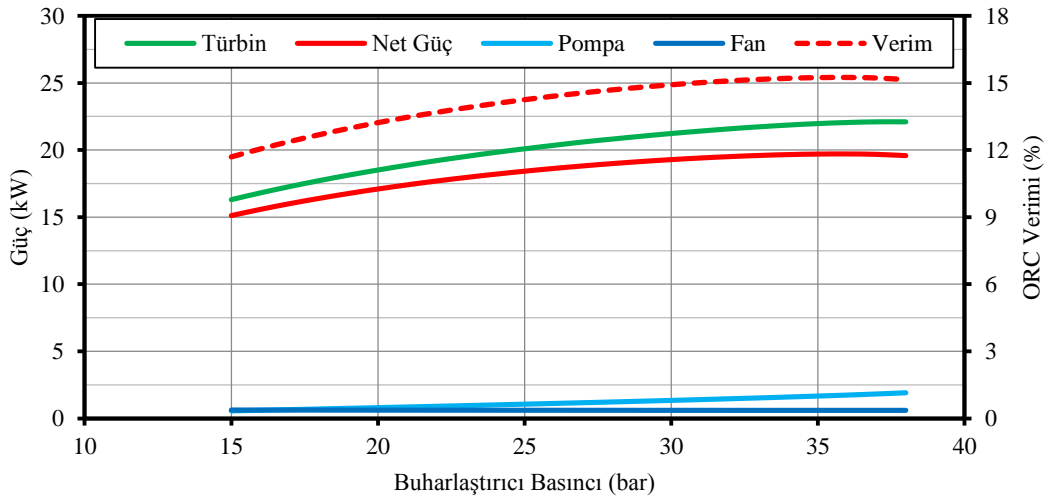
Şekil 4.7. P_2 ile \dot{W}_{Net} , \dot{W}_{Tur} , \dot{W}_{Pom} , \dot{W}_{Fan} ve η_{top} değişimi (R123, $n=1600$ dev/dak ve $Q_{eg}=129,30$ kW)

R123 akışkanı için yapılan analizlerde, çevrim veriminin en yüksek olduğu buharlaştırıcı basıncında ($P_2=32$ bar), iş akışkanı debisinin $\dot{m}_{Ak}=0,603$ kg/s ve yoğuşturucuda gerekli dış ortam hava debisinin $\dot{m}_h=3,678$ kg/s olduğu Şekil 4.8.'de görülmektedir.



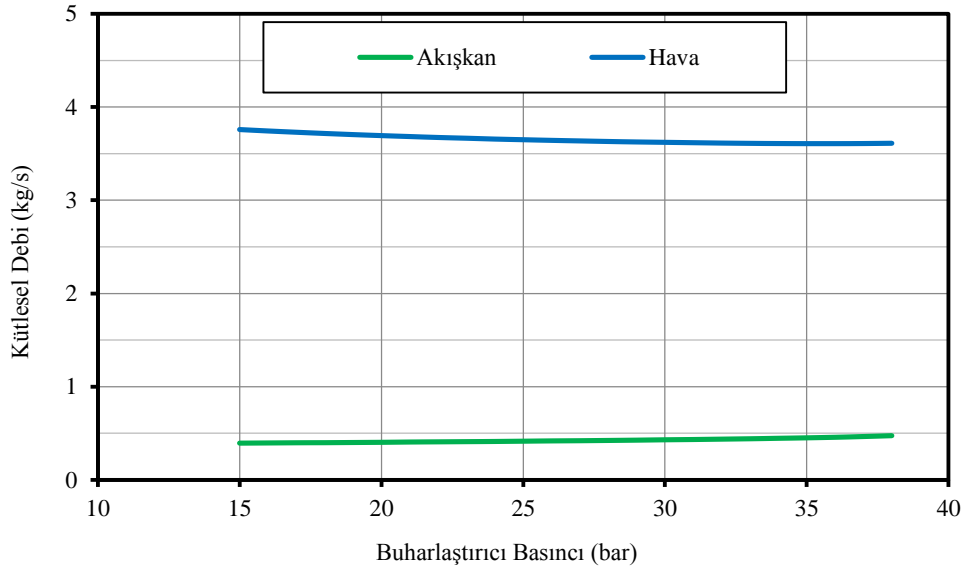
Şekil 4.8. P_2 ile \dot{m}_{Ak} ve \dot{m}_h değişimi (R123, $n=1600$ dev/dak ve $Q_{eg}=129,30$ kW)

R141b çevrim akışkanı için yapılan analizlerde, en iyi sonuçlar P_2 basıncı 36 bar'a yükseldiğinde elde edilmiştir. Elde edilen en yüksek net gücün 19,71 kW ve en yüksek verimin %15,24 olduğu görülmektedir (Şekil 4.9.).



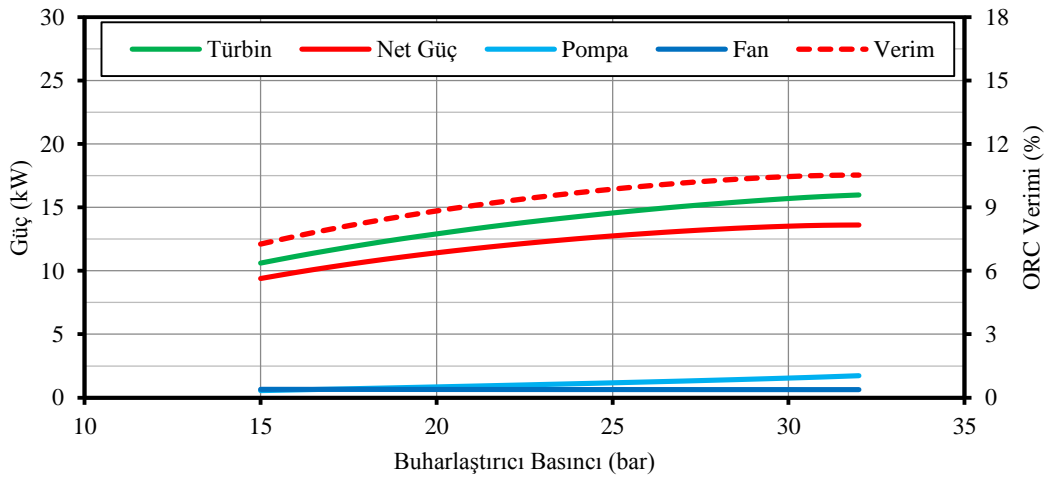
Şekil 4.9. P_2 ile \dot{W}_{Net} , \dot{W}_{Tur} , \dot{W}_{Pom} , \dot{W}_{Fan} ve η_{top} değişimi (R141b, $n=1600$ dev/dak ve $Q_{eg}=129,30$ kW)

R141b akışkanı için yapılan analizlerde, çevrim veriminin en yüksek olduğu buharlaştırıcı basıncında ($P_2=36$ bar), iş akışkanı debisinin $\dot{m}_{Ak}=0,457$ kg/s ve yoğuşturucuda gerekli dış ortam hava debisinin $\dot{m}_h=3,607$ kg/s olduğu Şekil 4.10.'da görülmektedir.



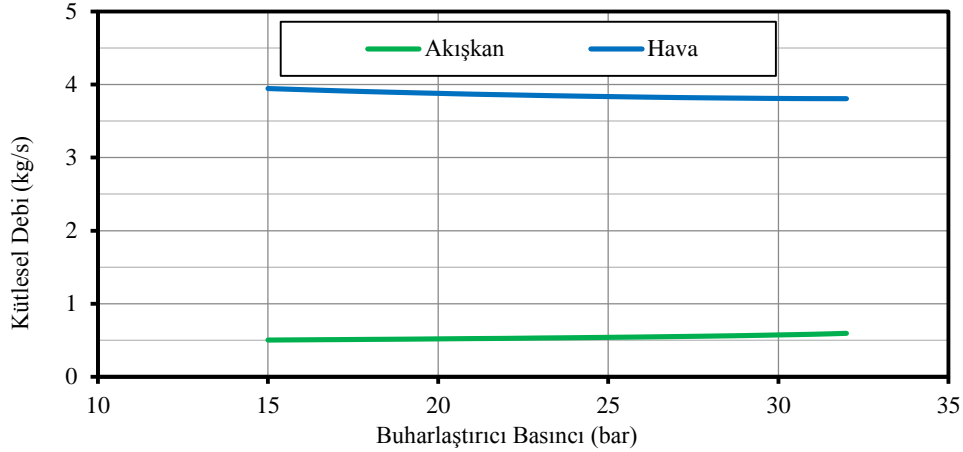
Şekil 4.10. P_2 ile \dot{m}_{Ak} ve \dot{m}_h değişimi (R141b, $n=1600$ dev/dak ve $Q_{eg}=129,30$ kW)

R245fa çevrim akışkanı için yapılan analizlerde, en iyi sonuçlar P_2 basıncı 32 bar'a yükseldiğinde elde edilmiştir. Elde edilen en yüksek net gücün 13,61 kW ve en yüksek verimin %10,53 olduğu görülmektedir (Şekil 4.11.).



Şekil 4.11. P_2 ile \dot{W}_{Net} , \dot{W}_{Tur} , \dot{W}_{Pom} , \dot{W}_{Fan} ve η_{top} değişimi (R245fa, $n=1600$ dev/dak ve $Q_{eg}=129,30$ kW)

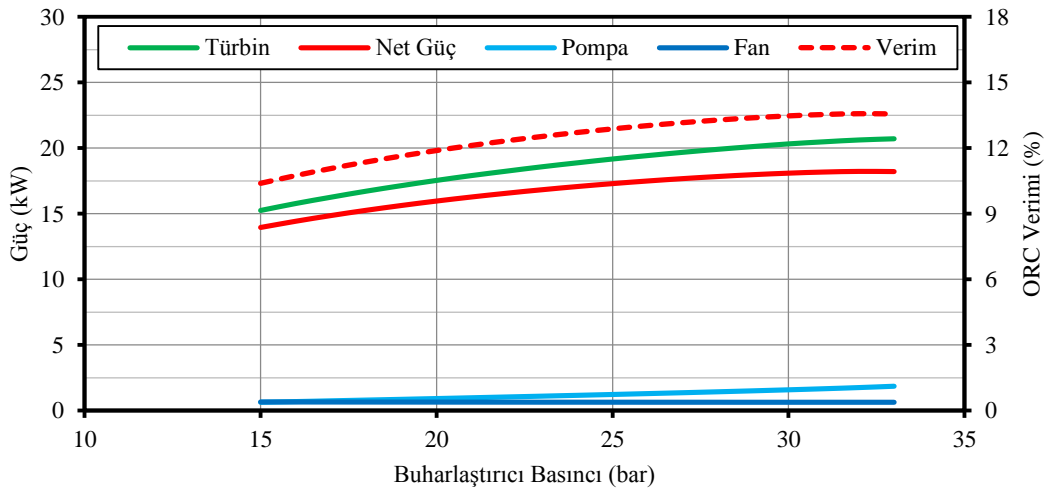
R245fa akışkanı için yapılan analizlerde, çevrim veriminin en yüksek olduğu buharlaştırıcı basıncında ($P_2=32$ bar), iş akışkanı debisinin $\dot{m}_{Ak}=0,594$ kg/s ve yoğuşturucuda gerekli dış ortam hava debisinin $\dot{m}_h=3,807$ kg/s olduğu Şekil 4.12.'de görülmektedir.



Şekil 4.12. P_2 ile \dot{m}_{Ak} ve \dot{m}_h değişimi (R245fa, $n=1600$ dev/dak ve $Q_{eg}=129,30$ kW)

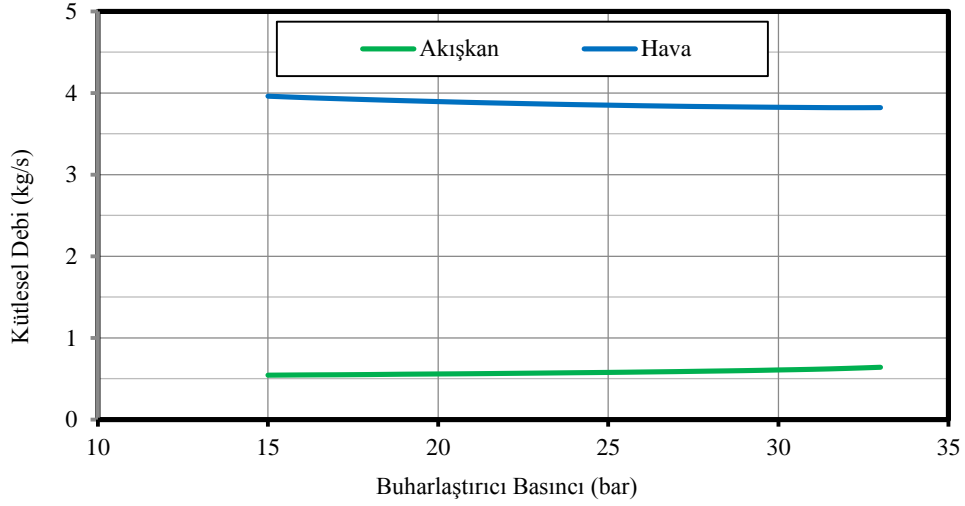
4.1.3. 1900 dev/dak motor devri için analiz sonuçları

R123 çevrim akışkanı için yapılan analizlerde, en iyi sonuçlar P_2 basıncı 32 bar'a yükseldiğinde elde edilmiştir. Elde edilen en yüksek net gücün 18,23 kW ve en yüksek verimin %13,57 olduğu görülmektedir (Şekil 4.13.).



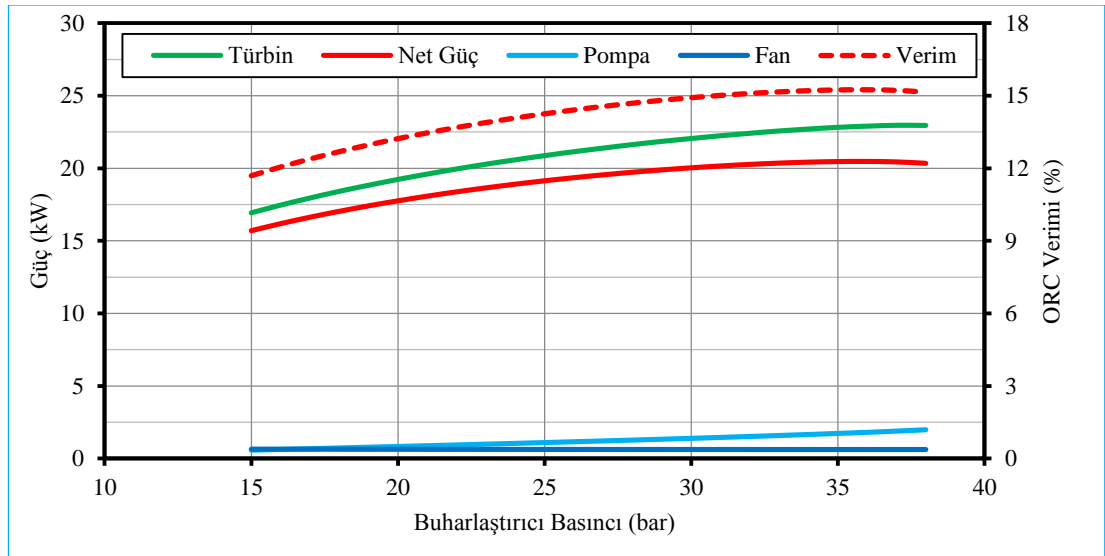
Şekil 4.13. P_2 ile W_{Net} , W_{Tur} , W_{Pom} , W_{Fan} ve η_{top} değişimi (R123, $n=1900$ dev/dak ve $Q_{eg}=134,30$ kW)

R123 akışkanı için yapılan analizlerde, çevrim veriminin en yüksek olduğu buharlaştırıcı basıncında ($P_2=32$ bar), iş akışkanı debisinin $\dot{m}_{Ak}=0,626$ kg/s ve yoğuşturucuda gerekli dış ortam hava debisinin $\dot{m}_h=3,820$ kg/s olduğu Şekil 4.14.'de görülmektedir.



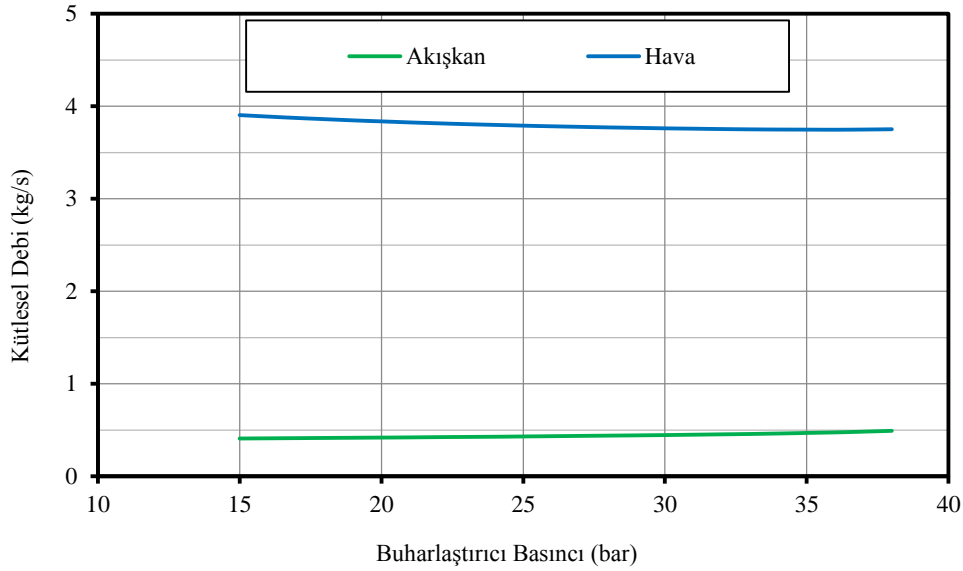
Şekil 4.14. P_2 ile \dot{m}_{Ak} ve \dot{m}_h değişimi (R123, $n=1900$ dev/dak ve $Q_{eg}=134,30$ kW)

R141b çevrim akışkanı için yapılan analizlerde, en iyi sonuçlar P_2 basıncı 36 bar'a yükseldiğinde elde edilmiştir. Elde edilen en yüksek net gücün 20,47 kW ve en yüksek verimin %15,24 olduğu görülmektedir (Şekil 4.15.).



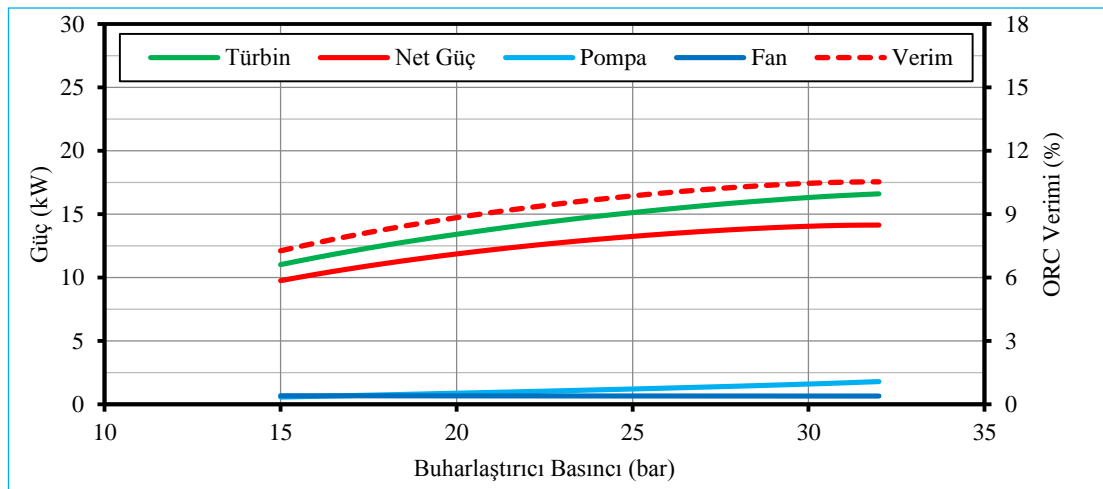
Şekil 4.15. P_2 ile \dot{W}_{Net} , \dot{W}_{Tur} , \dot{W}_{Pom} , \dot{W}_{Fan} ve η_{top} değişimi (R141b, $n=1900$ dev/dak ve $Q_{eg}=134,30$ kW)

R141b akışkanı için yapılan analizlerde, çevrim veriminin en yüksek olduğu buharlaştırıcı basıncında ($P_2=36$ bar), iş akışkanı debisinin $\dot{m}_{Ak}=0,475$ kg/s ve yoğuşturucuda gerekli dış ortam hava debisinin $\dot{m}_h=3,746$ kg/s Şekil 4.16.'da görülmektedir.



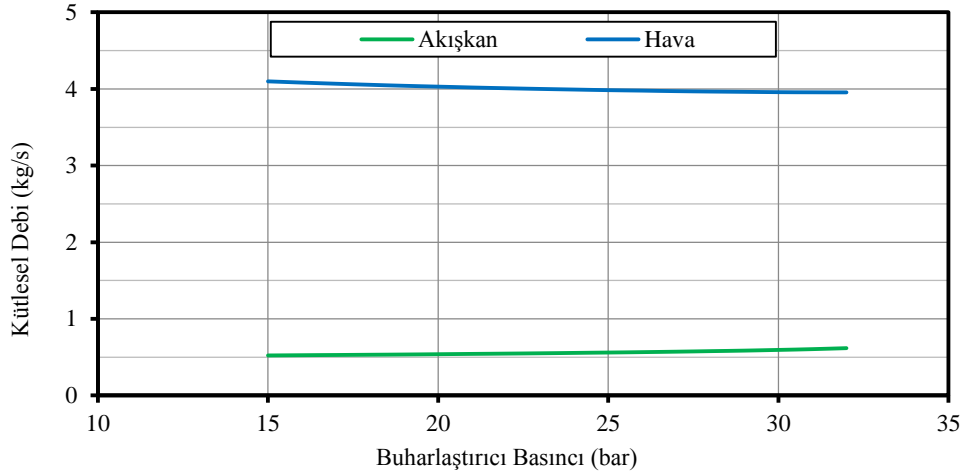
Şekil 4.16. P_2 ile \dot{m}_{Ak} ve \dot{m}_h değişimi (R141b, $n=1900$ dev/dak ve $Q_{eg}=134,30$ kW)

R245fa çevrim akışkanı için yapılan analizlerde, en iyi sonuçlar P_2 basıncı 32 bar'a yükseldiğinde elde edilmiştir. Elde edilen en yüksek net gücün 14,14 kW ve en yüksek verimin %10,53 olduğu görülmektedir (Şekil 4.17.).



Şekil 4.17. P_2 ile \dot{W}_{Net} , \dot{W}_{Tur} , \dot{W}_{Pom} , \dot{W}_{Fan} ve η_{top} değişimi (R245fa, $n=1900$ dev/dak ve $Q_{eg}=134,30$ kW)

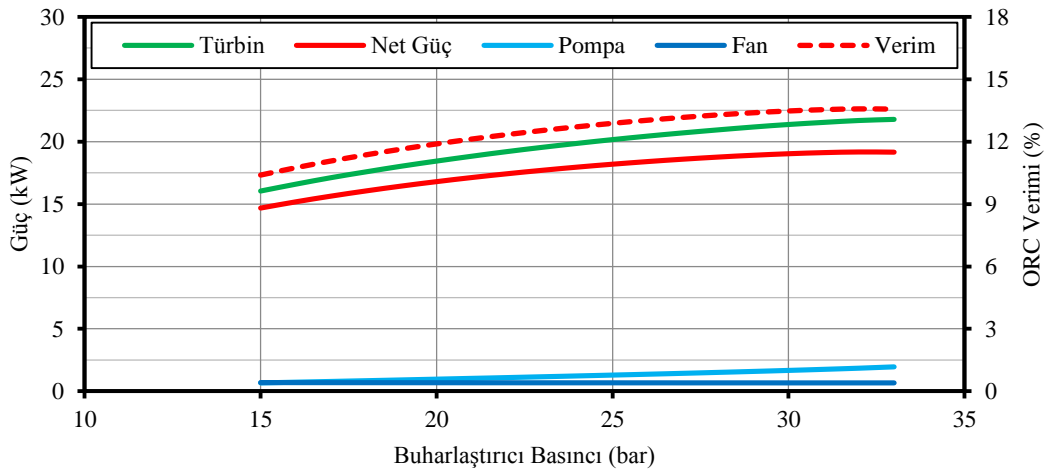
R245fa akışkanı için yapılan analizlerde, çevrim veriminin en yüksek olduğu buharlaştırıcı basıncında ($P_2=32$ bar), iş akışkanı debisinin $\dot{m}_{Ak}=0,617$ kg/s ve yoğuşturucuda gerekli dış ortam hava debisinin $\dot{m}_h=3,955$ kg/s Şekil 4.18.'de görülmektedir.



Şekil 4.18. P_2 ile \dot{m}_{Ak} ve \dot{m}_h değişimi (R245fa, $n=1900$ dev/dak ve $Q_{eg}=134,30$ kW)

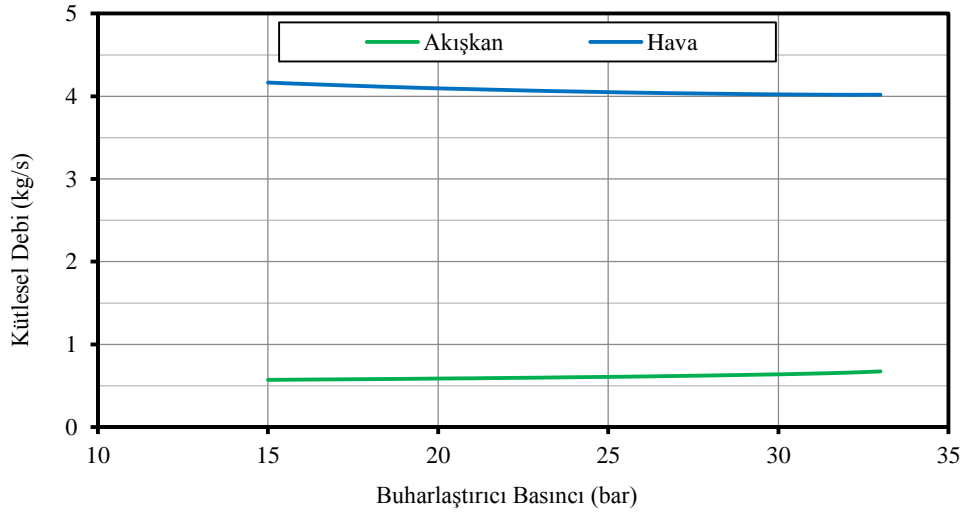
4.1.4. 2200 dev/dak motor devri için analiz sonuçları

R123 çevrim akışkanı için yapılan analizlerde, en iyi sonuçlar P_2 basıncı 32 bar'a yükseldiğinde elde edilmiştir. Elde edilen en yüksek net gücün 19,17 kW ve en yüksek verimin %13,57 olduğu görülmektedir (Şekil 4.19.).



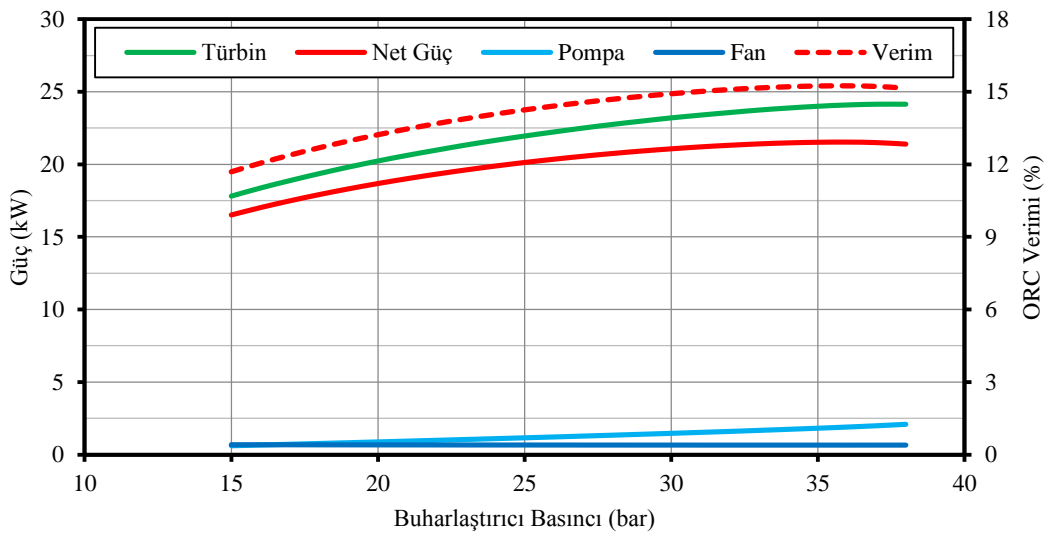
Şekil 4.19. P_2 ile \dot{W}_{Net} , \dot{W}_{Tur} , \dot{W}_{Pom} , \dot{W}_{Fan} ve η_{top} değişimi (R123, $n=2200$ dev/dak ve $Q_{eg}=141,20$ kW)

R123 akışkanı için yapılan analizlerde, çevrim veriminin en yüksek olduğu buharlaştırıcı basıncında ($P_2=32$ bar), iş akışkanı debisinin $\dot{m}_{Ak}=0,658$ kg/s ve yoğuşturucuda gerekli dış ortam hava debisinin $\dot{m}_h=4,018$ kg/s olduğu Şekil 4.20.'de görülmektedir.



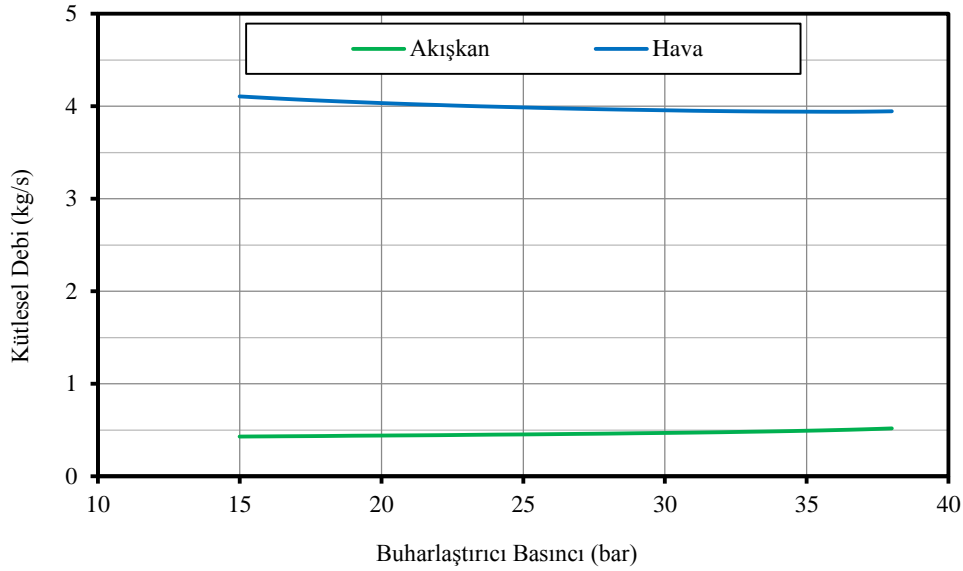
Şekil 4.20. P_2 ile \dot{m}_{Ak} ve \dot{m}_h değişimi (R123, $n=2200$ dev/dak ve $Q_{eg}=141,20$ kW)

R141b çevrim akışkanı için yapılan analizlerde, en iyi sonuçlar P_2 basıncı 36 bar'a yükseldiğinde elde edilmiştir. Elde edilen en yüksek net gücün 21,53 kW ve en yüksek verimin %15,24 olduğu görülmektedir (Şekil 4.21.).



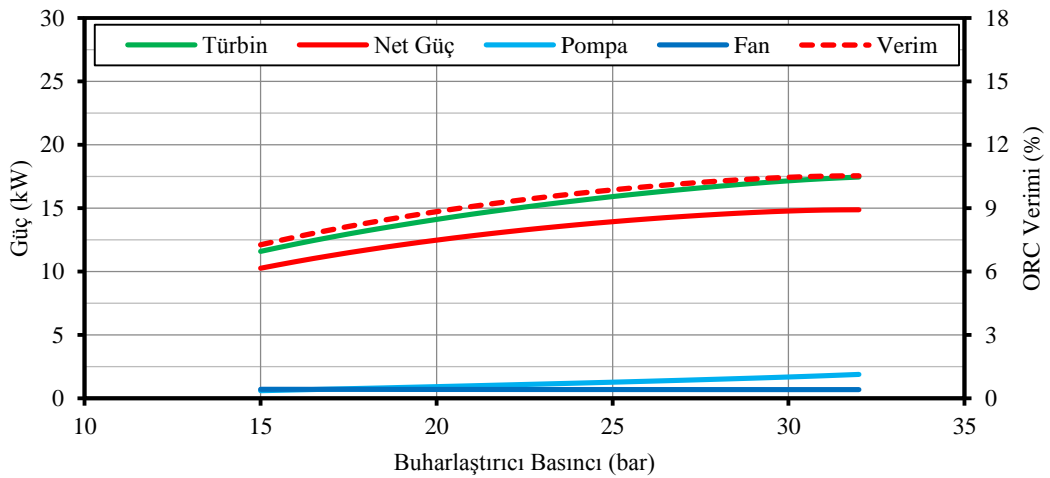
Şekil 4.21. P_2 ile \dot{W}_{Net} , \dot{W}_{Tur} , \dot{W}_{Pom} , \dot{W}_{Fan} ve η_{top} değişimi (R141b, $n=2200$ dev/dak ve $Q_{eg}=141,20$ kW)

R141b akışkanı için yapılan analizlerde, çevrim veriminin en yüksek olduğu buharlaştırıcı basıncında ($P_2=36$ bar), iş akışkanı debisinin $\dot{m}_{Ak}=0,500$ kg/s ve yoğuşturucuda gerekli dış ortam hava debisinin $\dot{m}_h=3,940$ kg/s olduğu Şekil 4.22.'de görülmektedir.



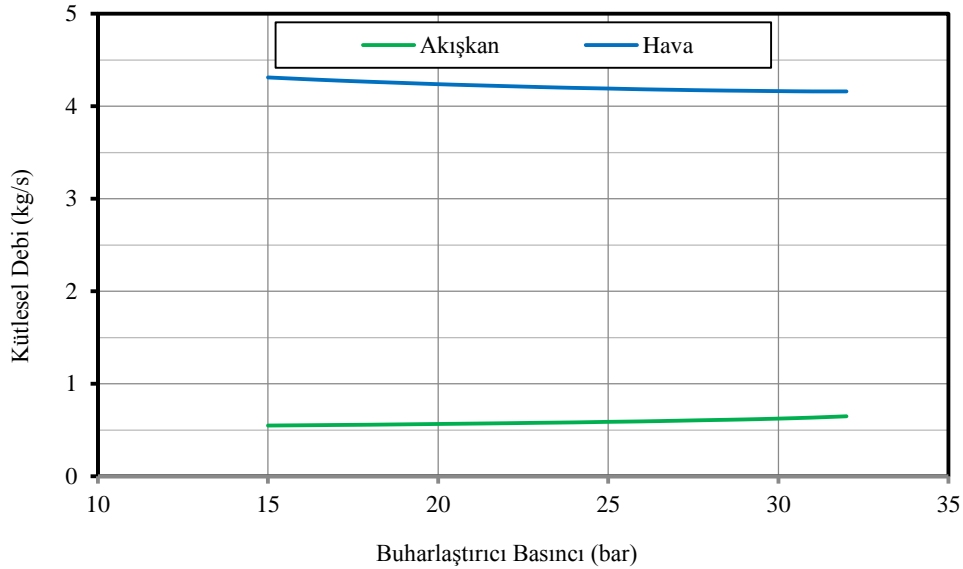
Şekil 4.22. P_2 ile \dot{m}_{Ak} ve \dot{m}_h değişimi (R141b, $n=2200$ dev/dak ve $Q_{eg}=141,20$ kW)

R245fa çevrim akışkanı için yapılan analizlerde, en iyi sonuçlar P_2 basıncı 32 bar'a yükseldiğinde elde edilmiştir. Elde edilen en yüksek net gücün 14,87 kW ve en yüksek verimin %10,53 olduğu görülmektedir (Şekil 4.23).



Şekil 4.23. P_2 ile \dot{W}_{Net} , \dot{W}_{Tur} , \dot{W}_{Pom} , \dot{W}_{Fan} ve η_{top} değişimi (R245fa, $n=2200$ dev/dak ve $Q_{eg}=141,20$ kW)

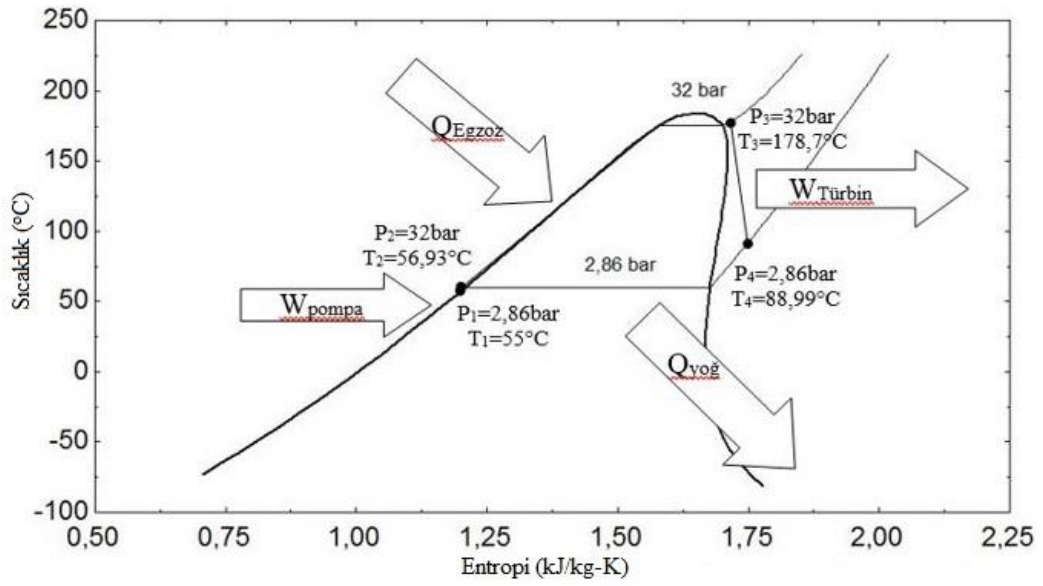
R245fa akışkanı için yapılan analizlerde, çevrim veriminin en yüksek olduğu buharlaştırıcı basıncında ($P_2=32$ bar), iş akışkanı debisinin $\dot{m}_{Ak}=0,649$ kg/s ve yoğuşturucuda gerekli dış ortam hava debisinin $\dot{m}_h=4,160$ kg/s olduğu Şekil 4.24.'de görülmektedir.



Şekil 4.24. P_2 ile \dot{m}_{Ak} ve \dot{m}_h değişimi (R245fa, $n=2200$ dev/dak ve $Q_{eg}=141,20$ kW)

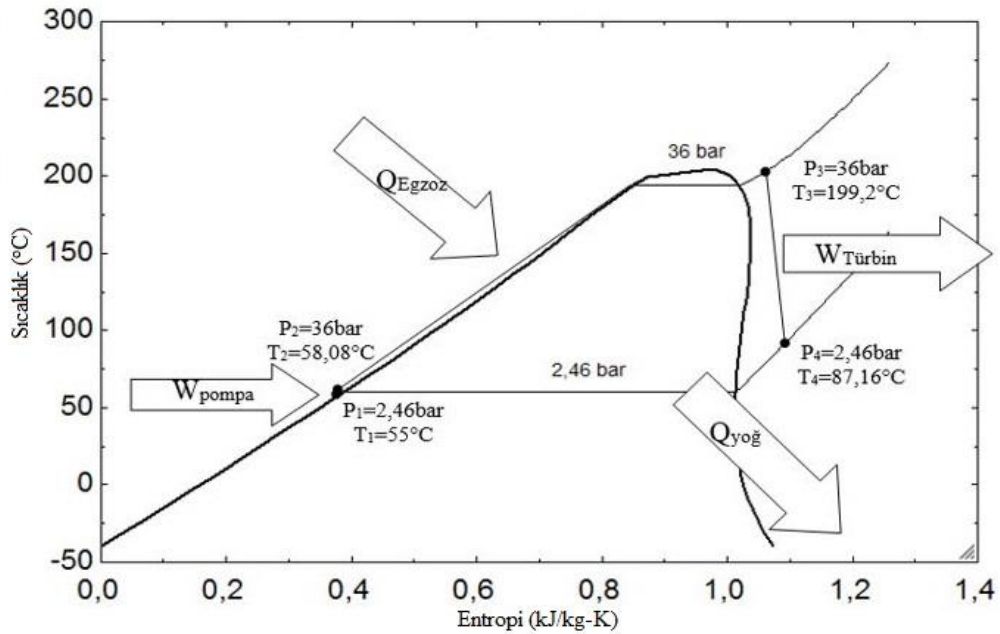
4.2. Akışkanların en yüksek net güç kazançlarına ait T-s diyagramları

Çevrim analizleri incelendiğinde tüm akışkanlar için 2200 dev/dak motor devri, en yüksek ORC net güç sonuçlarını sağlamaktadır. Bu motor devrine ait T-s diyagramları incelendiğinde (Şekil 4.25.), R123 iş akışkanının yoğuşturucu basıncının 2,86 bar ve buharlaştırıcı basıncının 32 bar olduğu görülmektedir. Çevrimin net güç kazancının 19,17 kW olduğu ve böylece motora %7,34 ek güç sağlandığı hesaplanmıştır.



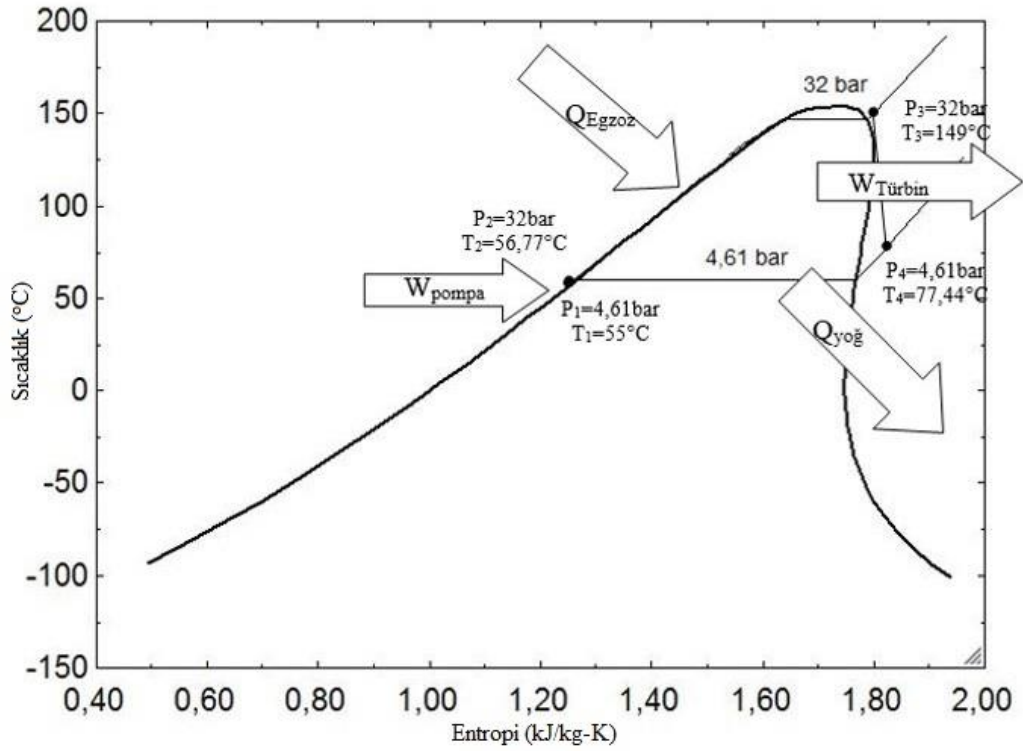
Şekil 4.25. R123 iş akışkanı için ORC'nin T-s Diyagramı

Şekil 4.26.'daki R141b iş akışkanına ait T-s diyagramında yoğuşturucu basıncının 2,46 bar ve buharlaştırıcı basıncının 36 bar olduğu görülmektedir. Çevrimin net güç kazancının 21,53 kW olduğu ve böylece motora %8,25 ek güç sağlandığı hesaplanmıştır.



Şekil 4.26. R141b iş akışkanı için ORC'nin T-s Diyagramı

Şekil 4.27.'deki R245fa iş akışkanına ait T-s diyagramında yoğuşturucu basıncının 4,61 bar ve buharlaştırıcı basıncının 32 bar olduğu görülmektedir. Çevrimin net güç kazancının 14,87 kW olduğu ve böylece motora %5,69 ek güç sağlandığı hesaplanmıştır.



Şekil 4.27. R245fa iş akışkanı için ORC'nin T-s Diyagramı

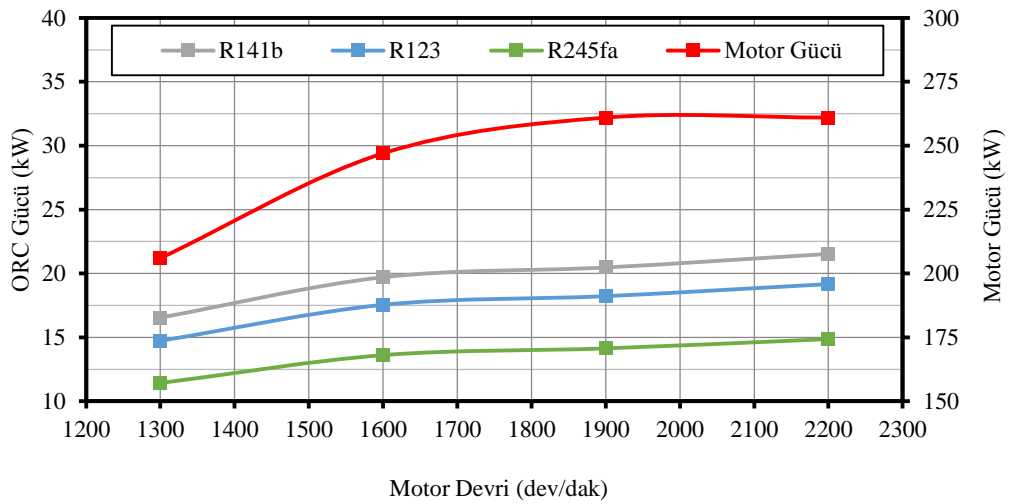
4.3. ORC sonuçlarının motor devrine bağlı değişimi

Orta güçteki dizel motorlar endüstriyel alanda oldukça yaygın şekilde kullanılmaktadır. Örneğin bir hidrolik sistemin güç kaynağı olan dizel motor, tasarımcının belirlediği devirde uzun süre çalışabilmektedir. Bu sayede ORC'den elde edilecek güç miktarı sabitlenir ve böylece çevrimden üretilen gücün istihdam edilen işlev bakımından kararlılığı sağlanmış olur. Yine benzer şekilde şehirlerarası yük kamyonları da tasarımcısının istediği motor devrinde uzun süre çalışmakta ve belirlenen gücü sisteme istenilen kararlılıkta göndermektedir. Bunların dışında bazı kullanım alanlarında dizel motor istenilen devrin dışına sıklıkla çıkabilmekte ve sistem sabit net güç verememektedir. Bu duruma örnek olarak şehir içinde toplu taşımada

kullanılan otobüsler gösterilebilir. Makine üreticilerinin, motor devrine göre elde edilen ORC net gücünün değişimini izlemeleri ve tasarım aşamasında bu hususa dikkat edilmesi önemlidir.

4.3.1. Net gücün motor devrine bağlı değişimi

Şekil 4.28.'de verilen grafik incelendiğinde, tüm motor devirlerinde en yüksek net güç, R141b akışkanı ile elde edilmiştir. En düşük net güç ise tüm motor devirlerinde R245fa akışkanı ile elde edilmiştir. Bunun yanı sıra motor devrinin değişimi, 1900 dev/dak'dan sonra motorun gücünü etkilemezken, artan motor devriyle, egzoz gazı sıcaklığı düşmesine rağmen, artan egzoz gazı debisiyle ORC net gücü de sürekli artmaktadır.



Şekil 4.28. Motor devri ile motor gücü ve en yüksek ORC net gücünün değişimi

Tablo 4.2. incelendiğinde tüm akışkanlar için 1300 dev/dak'dan 1900 dev/dak'ya kadar bir miktar net güç artışı olsa da net gücün motor gücüne oranı düşmektedir. Fakat 2200 dev/dak'da net gücün miktarı ve motor gücüne oranı tüm motor devirlerinden daha fazla artmıştır. Böylece 2200 dev/dak'da 261 kW olan motor gücü, R141b akışkanı için ORC'den gelen net güç ile %8,25 artışla 282,53 kW olarak gerçekleşmiştir. Tablo 4.2'de ORC net gücündeki değişimde, egzoz gazı debisi ve

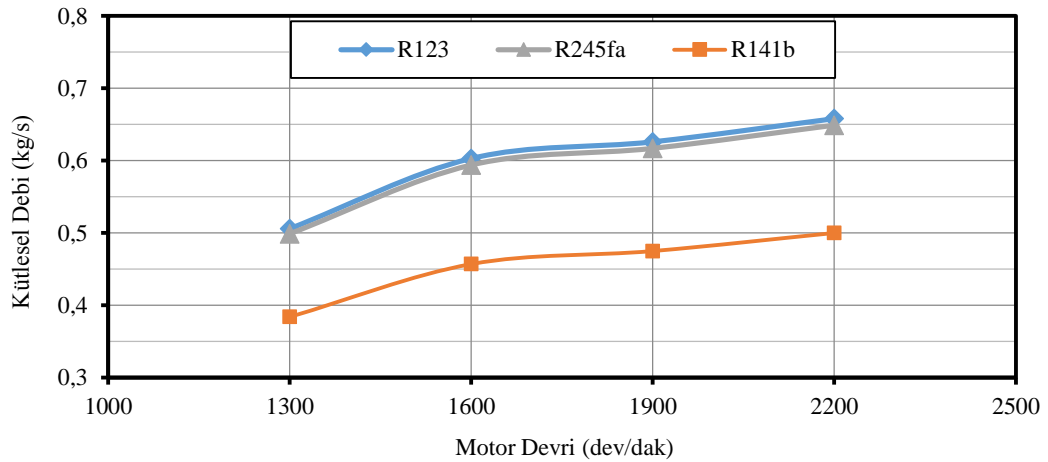
sıcaklığının motor devrine bağlı değişiminin yanında, seçilen çevrim akışkanlarının termofiziksel özelliklerindeki değişimler de etkili olmuştur.

Tablo 4.2. Motor devrine bağlı ORC net güç değişimleri

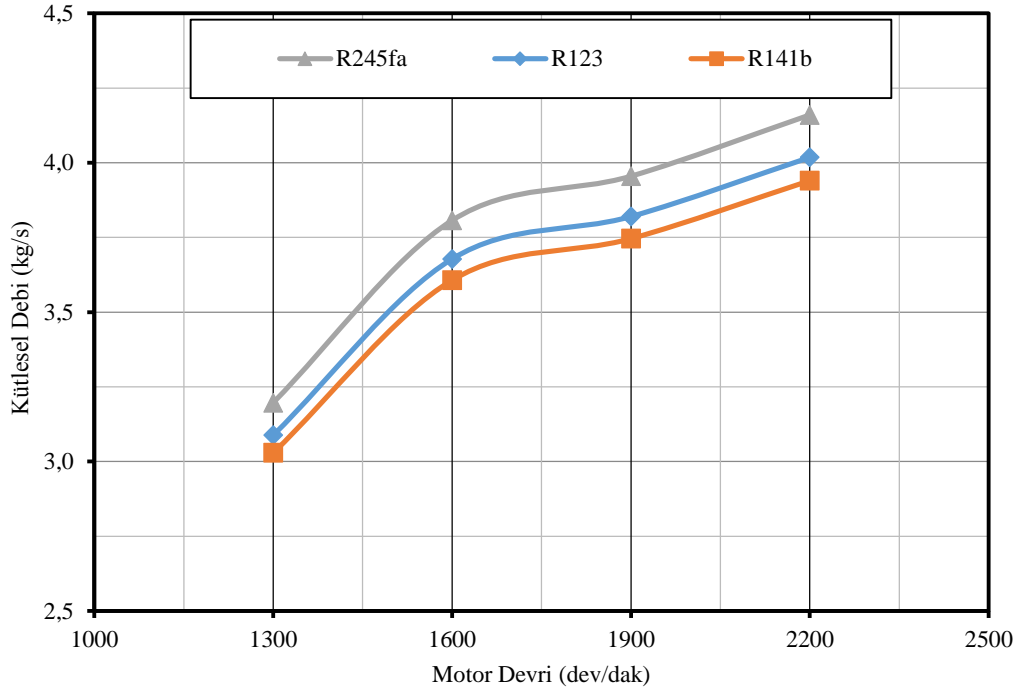
Motor Devri	Motor Gücü	Akışkanların Net Güç Değerleri [kW, %]			Toplam Güç
[dev/dak]	[kW]	R123	R141b	R245fa	[kW]
1300	206	14,73(7,15)	16,55(8,03)	11,43(5,55)	222,55
1600	247	17,55(7,11)	19,71(7,98)	13,61(5,51)	266,71
1900	261	18,23(6,98)	20,47(7,84)	14,14(5,42)	281,47
2200	261	19,17(7,34)	21,53(8,25)	14,87(5,70)	282,53

4.3.2. ORC iş akışkanı ve yoğuşturucu hava debilerinin motor devrine bağlı değişimleri

Şekil 4.29.'da verilen grafik incelendiğinde, tüm motor devirlerinde, kütleli debisi en yüksek iş akışkanı R123'tür. Tüm motor devirlerinde debisi en düşük olan çevrim akışkanı ise R141b'dir. Şekil 4.30'da verilen grafikten, tüm motor devirlerinde en yüksek yoğuşturucu hava debilerine, R245fa iş akışkanının kullanıldığı çevrimlerde ihtiyaç olduğu görülmektedir. En düşük yoğuşturucu hava debileri ise R141b iş akışkanının kullanıldığı çevrimlere aittir. Hem gerekli iş akışkanı debisi hem de yoğuşturucu hava debisi bakımından en düşük sonuçları veren R141b iş akışkanıdır. Böylece ORC tasarımında, kütleli ve hacimsel bakımından en avantajlı iş akışkanının R141b olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.29. Motor devri ile ORC iş akışkanı debilerinin değişimi



Şekil 4.30. Farklı ORC iş akışkanları için yoğuşturucu hava debilerinin motor devri ile değişimi

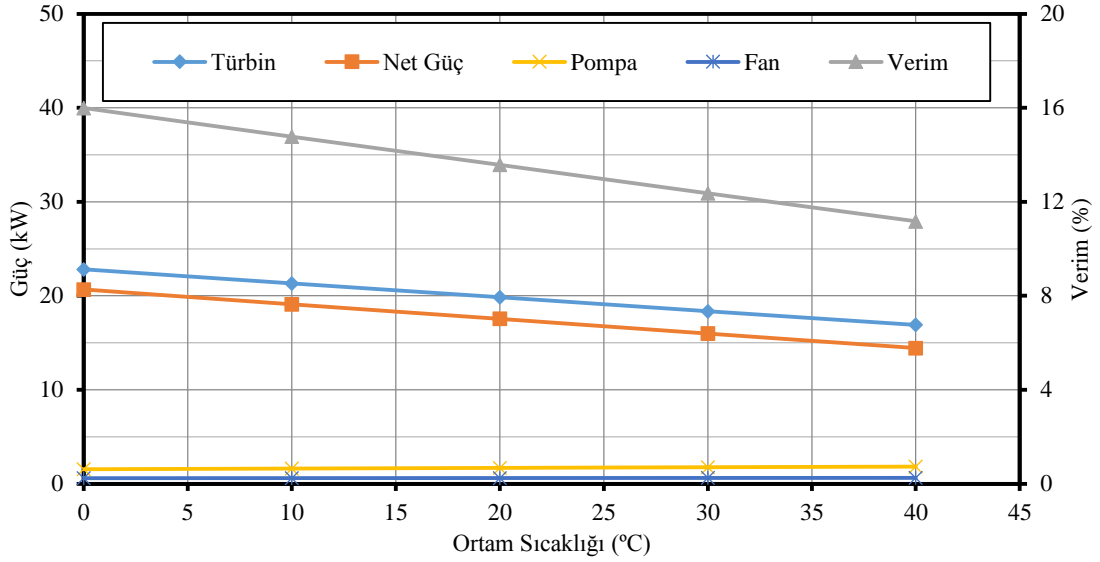
4.4. ORC sonuçlarının dış ortam sıcaklığına bağlı değişimi

Tüm termodinamik çevrimlerde olduğu gibi ORC'lerinde de ısının atıldığı düşük sıcaklıktaki kaynak olan dış ortam sıcaklığının çevrim performansına etkisi önemlidir. Dış ortam sıcaklığının çevrimin performansına etkisinin incelendiği analizlerde, Bölüm 3.1.3'de verilen temel kabuller ve kısıtlarda bir değişiklik yapılmamıştır. Ayrıca her bir çevrim akışkanı için türbin giriş basıncı, türbin giriş sıcaklığı ve aşırı kızdırma derecesi, çevrim veriminin en yüksek olduğu değerlerde sabit tutularak, dış ortam sıcaklığının çevrim performansına etkileri incelenmiştir.

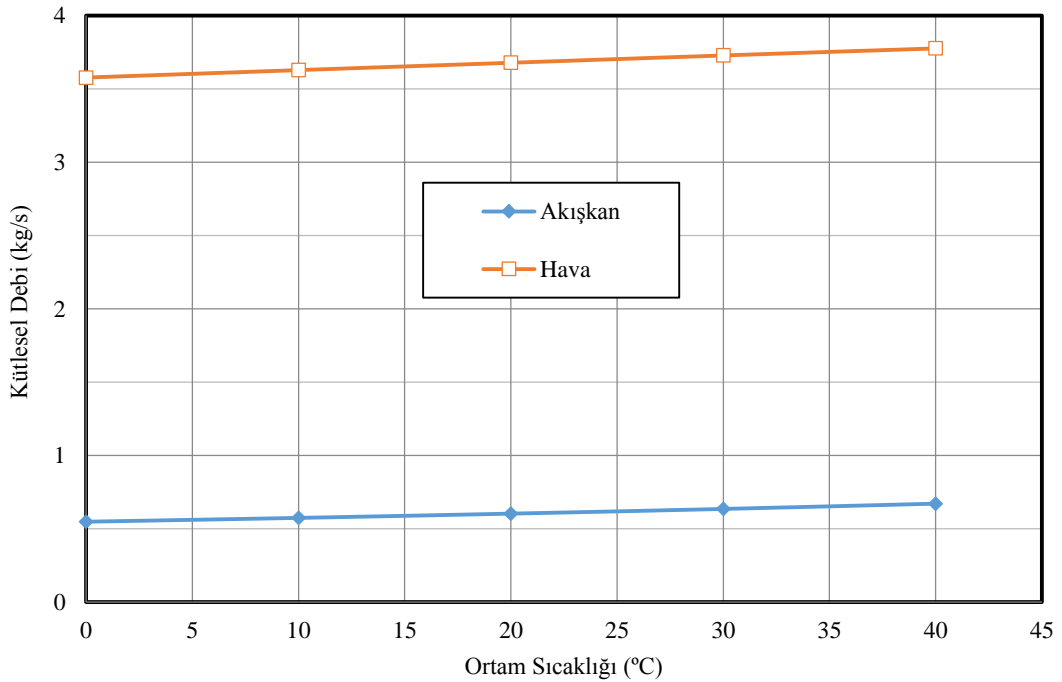
4.4.1. R123 için dış ortam sıcaklığının etkileri

R123 çevrim akışkanı ile; $P_2=32$ bar, $T_3=178,7$ °C, $T_a=2$ °C koşullarında, özgül yakıt tüketiminin minimum olduğu 1600 dev/dak için analizler yapılmış, sonuçlar Şekil 4.31 ve Şekil 4.32 deki grafiklerle verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre dış ortam sıcaklığı 0 °C'den 40 °C'ye çıkarken, çevrim akışkanı R123'ün debisinin %22, yoğuşturucu

hava debisinin %5,6, pompa gücünün %18 ve fan gücünün %5 arttığı; türbinde üretilen gücün %26, net gücün %30 ve çevrim veriminin yaklaşık %5 azaldığı görülmüştür.



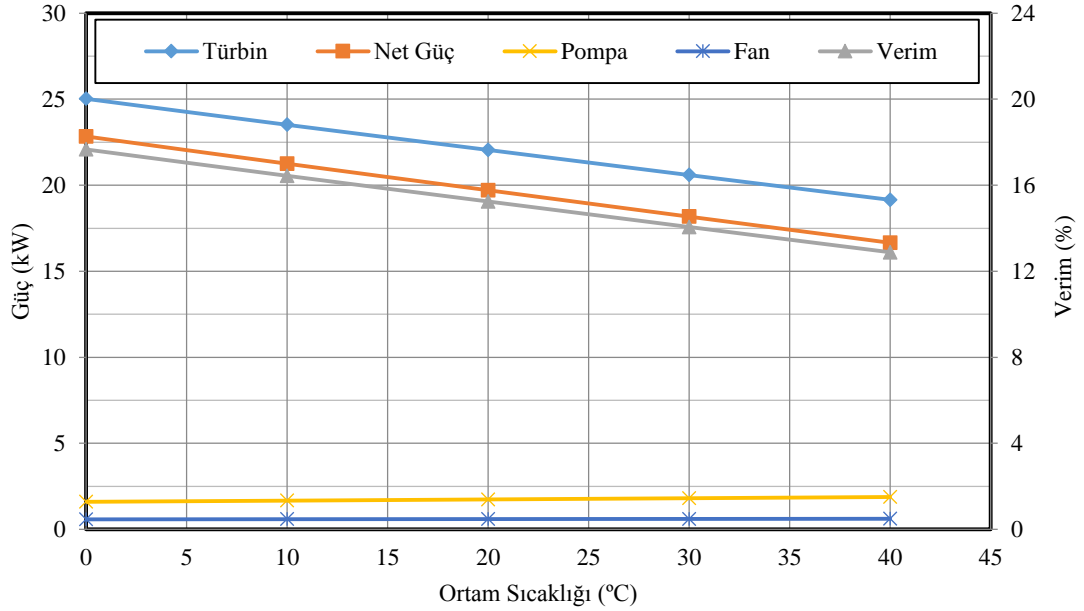
Şekil 4.31. R123 için \dot{W}_{Tur} , \dot{W}_{Net} , \dot{W}_{Pom} , \dot{W}_{Fan} ve η_{top} dış ortam sıcaklığı ile değişimleri ($P_2=32$ bar, $T_3=178,7$ °C, $T_a=2$ °C, $n=1600$ dev/dak)



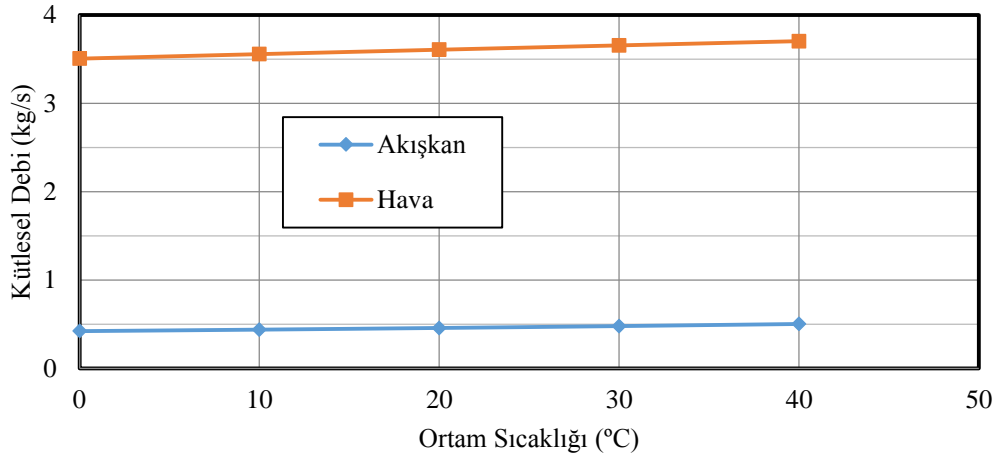
Şekil 4.32. R123 için \dot{m}_{Ak} ve \dot{m}_h dış ortam sıcaklığına bağlı değişimleri ($P_2=32$ bar, $T_3=178,7$ °C, $T_a=2$ °C, $n=1600$ dev/dak)

4.4.2. R141b için dış ortam sıcaklığının etkileri

R141b çevrim akışkanı ile $P_2=36$ bar, $T_3=199,2$ °C, $T_a=5,3$ °C koşullarında, özgül yakıt tüketiminin en düşük olduğu 1600 dev/dak için analizler yapılmış, sonuçlar Şekil 4.33. ve Şekil 4.34.'deki grafiklerle verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre dış ortam sıcaklığı 0 °C'den 40 °C'ye çıkarken, çevrim akışkanı debisinin %19,2, yoğuşturucu hava debisinin %5,6, pompa gücünün %17,4 ve fan gücünün %5,6 arttığı; türbinde üretilen gücün %23,5, net gücün %27,1 ve çevrim veriminin yaklaşık %4,8 azaldığı görülmüştür.



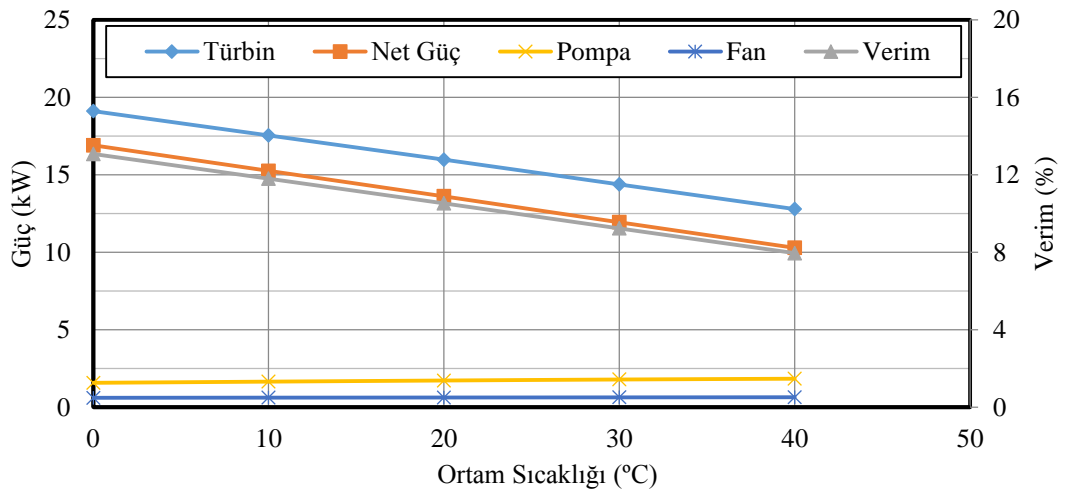
Şekil 4.33. R141b için \dot{W}_{Tur} , \dot{W}_{Net} , \dot{W}_{Pom} , \dot{W}_{Fan} ve η_{top} dış ortam sıcaklığı ile değişimleri ($P_2=36$ bar, $T_3=199,2$ °C, $T_a=5,3$ °C, $n=1600$ dev/dak)



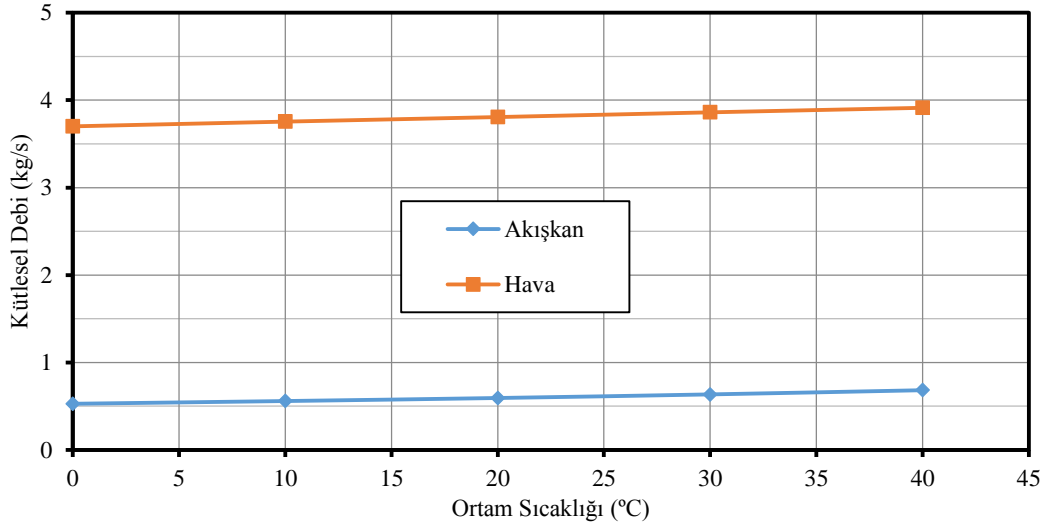
Şekil 4.34. R141b için \dot{m}_{Ak} ve \dot{m}_h dış ortam sıcaklığına bağlı değişimleri ($P_2=36$ bar, $T_3=199,2$ °C, $T_a=5,3$ °C, $n=1600$ dev/dak)

4.4.3. R245fa için dış ortam sıcaklığının etkileri

R245fa çevrim akışkanı ile $P_2=32$ bar, $T_3=149$ °C, $T_a=2$ °C koşullarında, özgül yakıt tüketiminin minimum olduğu 1600 dev/dak için analizler yapılmış, sonuçlar Şekil 4.35 ve Şekil 4.36.'daki grafiklerle verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre dış ortam sıcaklığı 0 °C'den 40 °C'ye çıkarken, çevrim akışkanı debisinin %29,4, yoğuşturucu hava debisinin %5,7, pompa gücünün %16,7 ve fan gücünün %5,7 arttığı; türbinde üretilen gücün %33,1, net gücün %39,1 ve çevrim veriminin yaklaşık %5,1 azaldığı görülmüştür.



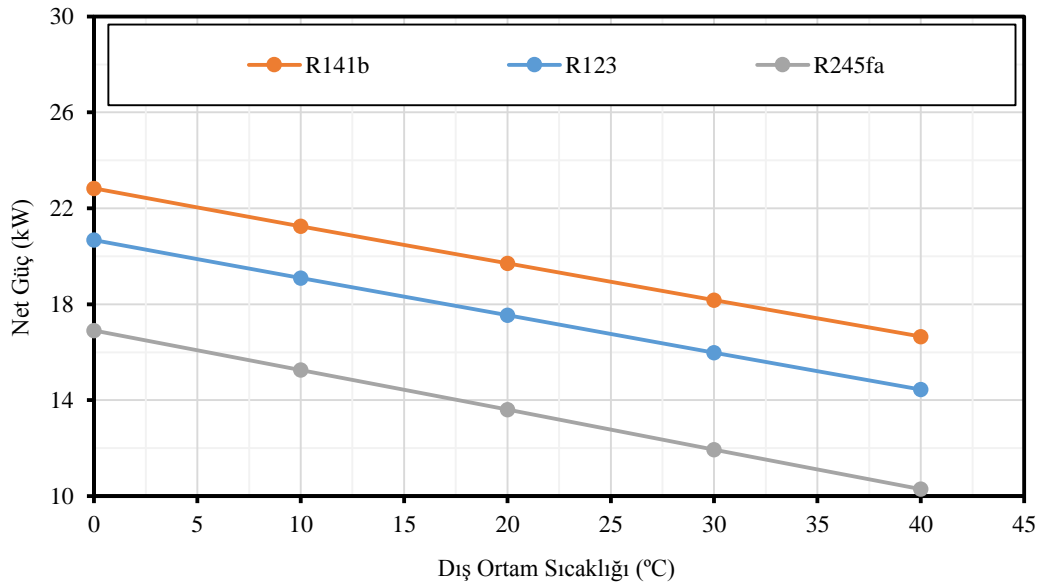
Şekil 4.35. R245fa için \dot{W}_{Tur} , \dot{W}_{Net} , \dot{W}_{Pom} , \dot{W}_{Fan} ve η_{top} dış ortam sıcaklığı ile değişimleri ($P_2=32$ bar, $T_3=149$ °C, $T_a=2$ °C, $n=1600$ dev/dak)



Şekil 4.36. R245fa için \dot{m}_{AK} ve \dot{m}_h dış ortam sıcaklığına bağlı değişimleri ($P_2=32$ bar, $T_3=149^\circ\text{C}$, $T_a=2^\circ\text{C}$, $n=1600$ dev/dak)

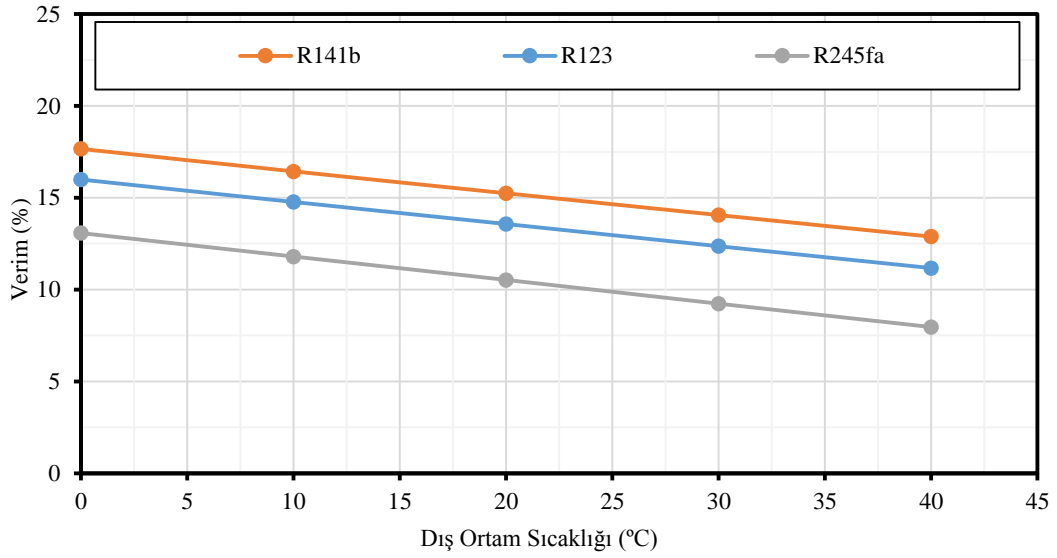
4.4.4. Net gücün ve verimin dış ortam sıcaklığına bağlı değişimi

Elde edilen net gücün dış ortam sıcaklığına bağlı değişimi (Şekil 4.37.) incelendiğinde, tüm akışkanlar için sıcaklık arttıkça net güç azalmıştır. R141b tüm dış ortam sıcaklıklarında en yüksek net gücü verirken, en düşük sonuçların R245fa ile elde edildiği görülmektedir.



Şekil 4.37. Performansları incelenen iş akışkanları için net gücün, dış ortam sıcaklığına bağlı değişimi ($n=1600$ dev/dak)

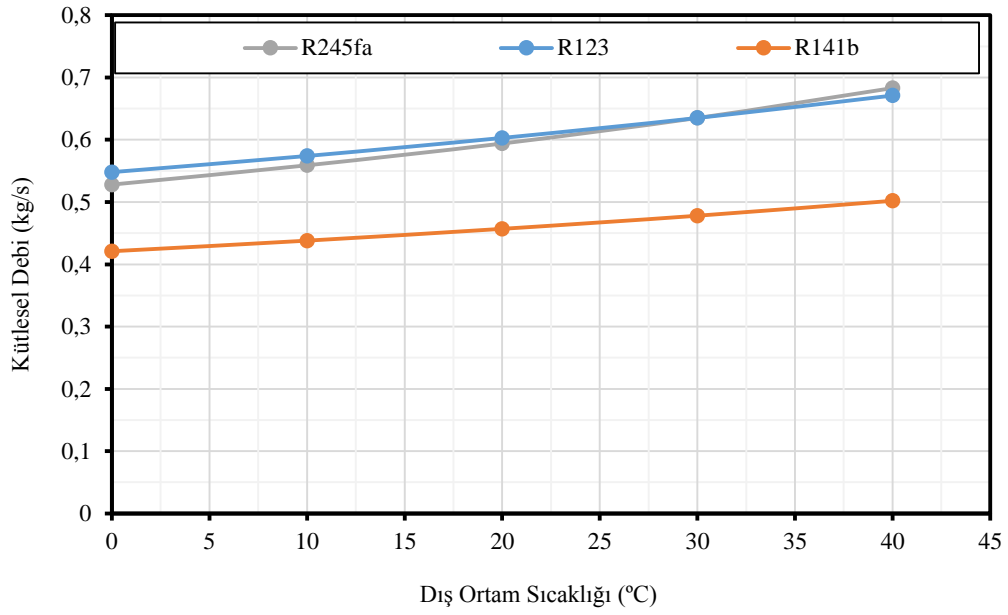
ORC veriminin dış ortam sıcaklığına bağlı değişimi (Şekil 4.38.) incelendiğinde, tüm akışkanlar için verim, artan sıcaklıkla azalmaktadır. R141b ve R123 için verimdeki azalma yaklaşık %4,8 iken, R245fa için %5 olmuştur. 20 °C'nin üzerindeki dış ortam sıcaklıklarında R245fa için çevrim verimi %10'un da altına düşmektedir.



Şekil 4.38. Performansları incelenen iş akışkanları için çevrim verimlerinin dış ortam sıcaklığı ile değişimi (n=1600 dev/dak)

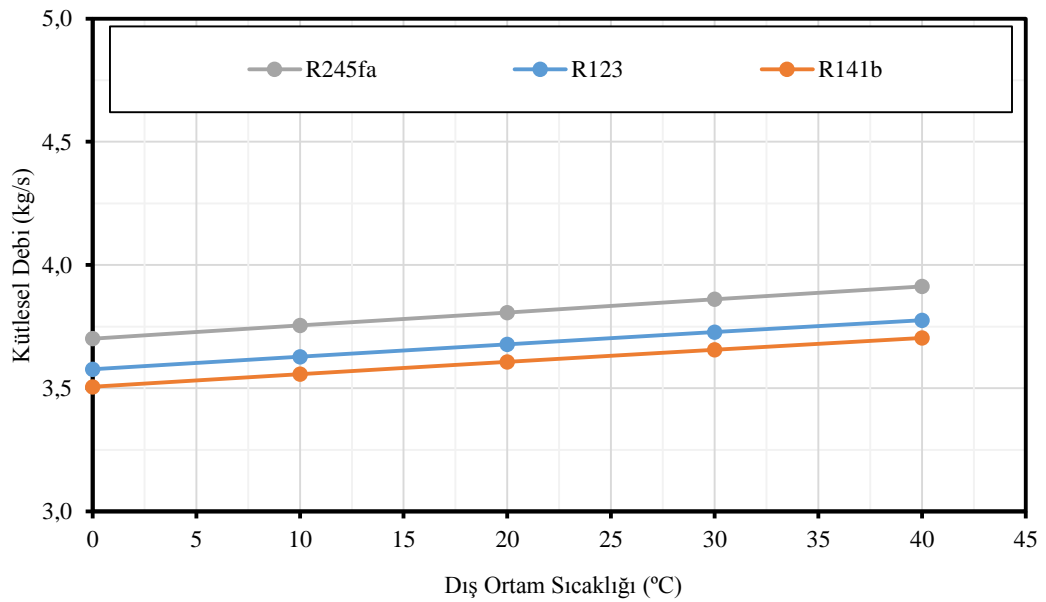
4.4.5. Akışkan debilerinin ve yoğuşturucu hava debilerinin dış ortam sıcaklığına bağlı değişimi

ORC akışkanı debilerinin dış ortam sıcaklığına bağlı değişimi (Şekil 4.39.) incelendiğinde, tüm akışkanların debisi dış ortam sıcaklığı ile artmaktadır. R141b akışkanı debisindeki en düşük artışla (%19,2), dış ortam sıcaklık değişiminden en az etkilenen çevrim akışkanı olmuştur. Debileri birbirine yakın olan R123 ve R245fa akışkanları için dış ortam sıcaklığına bağlı debi artışları sırasıyla %22,4 ve %29,4 olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.39. Dış ortam sıcaklığı ile iş akışkanı debilerinin değişimi (n=1600 dev/dak)

Yoğuşturucu hava debilerinin dış ortam sıcaklığına bağlı değişimleri (Şekil 4.40.) incelendiğinde, tüm iş akışkanları için yoğuşturucu hava debileri dış ortam sıcaklığı ile artmaktadır. R245fa (%5,7) ve R141b (%5,6) akışkanları için yoğuşturucu hava debisindeki artışlar, R123 (%7,7) için hesaplanan artıştan daha düşüktür.



Şekil 4.40. Performansları incelenen iş akışkanları için yoğuşturucu hava debilerinin dış ortam sıcaklığı ile değişimi (n=1600 dev/dak)

Sonuç olarak, tüm ORC iş akışkanları için net güç ve verimin, artan dış ortam sıcaklığı ile sırasıyla yaklaşık %27-30 ve %4,8-5,1 oranlarında azaldığı görülmüştür. Dış ortam sıcaklık artışına bağlı olarak çevrimin net gücünde ve verimindeki azalma, akışkanlar için sırayla R245fa>R123>R141b şeklindedir. Benzer sıralama çevrimdeki akışkan debisi ve gerekli yoğuşturucu hava debisindeki artış için de geçerlidir. Verimi en yüksek çevrim akışkanı R141b, aynı zamanda dış ortam sıcaklığındaki artıştan diğer akışkanlara (R245fa ve R123) göre daha az etkilendiğinden, yüksek dış ortam sıcaklıklarında da en iyi çevrim akışkanı olma özelliğini korumuştur.

BÖLÜM 5. ORC SİSTEMİNİN KÜTLE, HACİM VE MALİYET ANALİZİ

Taşıtlarda kullanılan bir dizel motor için ORC atık ısı geri kazanım sistemlerinin tasarlanması, sabit sistemlere göre ilave kısıt ve zorlukları beraberinde getirmektedir. Bu zorluklardan en önemlisi ORC sisteminin araçta kaplayacağı hacim ve neden olacağı kütle artışıdır. Eklenecek sistemin, kütlesi ve hacmi nedeniyle, aracın taşıma kapasitesini azaltacağı ve yakıt tüketimini bir miktar artıracığı açıktır. Dolayısıyla, taşıtların asıl amacı olan taşıma kapasitesini doğrudan etkileyen bu unsurlar, ORC tasarımında mutlaka göz önünde bulundurulmalıdır.

5.1. Taşıt ORC sisteminin kütle ve hacim analizi

Sabit tesislerde kurulan ORC sistemlerinin asıl amacı enerji ekonomisi olduğundan, olabildiğince fazla atık ısı gücün geri kazanılması hedeflenir. Mobil sistemlerde bu amaca ek olarak, kullanılacak ORC sisteminin taşıta uyumu da önem kazanır. Örneğin, ORC ünitesinin ağırlığı nedeniyle yüklü bir kamyonun dingil basıncının karayolu sınır değerlerini aşması ya da eklenen kütle ve hacim nedeniyle taşıma kapasitesinin aşırı düşmesi istenmez. Aynı zamanda ORC’de geri kazanılan gücün motor devrine bağlı değişmesi mobil sistemlerde dezavantaj oluşturur.

Bu nedenle sunulan çalışmada, bütün motor devirlerinde sağlanan maksimum net güç kazanımları dikkate alınarak, farklı kapasitelerdeki ORC sistemlerinin kütlesi ve hacmi nedeniyle, taşıtın taşıma kapasitesi etkileri de incelenmiştir.

Imran ve ark., [34] tarafından yapılan çalışmada, mobil ORC sistemlerinin kütle ve hacim hesabı için önerilen bağıntılar aşağıda verilmiştir.

$$M_T = 1,1 * (M_{sys} + M_{pipe} + M_{ctr}) \quad (5.1.)$$

$$M_{sys} = M_{pp} + M_{eva} + M_{Con} + M_{exp} + M_{wf} \quad (5.2.)$$

$$M_{pp} = 0,14 * M_{sys} \quad (5.3.)$$

$$M_{ctr} = 0,02 * M_{sys} \quad (5.4.)$$

Burada M_T toplam kütleyi, M_{sys} toplam sistem kütlesini, M_{pipe} boru kütlesini, M_{ctr} kontrol sisteminin kütlesini, M_{pp} pompa kütlesini, M_{eva} buharlaştırıcı kütlesini, M_{con} yoğuşturucu kütlesini, M_{exp} expander kütlesini ve M_{wf} iş akışkanı kütlesini ifade etmektedir.

$$V_T = V_{sys} + V_{aux} \quad (5.5.)$$

$$V_{sys} = V_{pp} + V_{eva} + V_{Con} + V_{exp} \quad (5.6.)$$

$$V_{aux} = 0,3 * V_{sys} \quad (5.7.)$$

Burada V_T toplam hacmi, V_{aux} yardımcı bileşenlerin hacimlerini, V_{sys} sistem elemanlarının hacmini, V_{pp} pompa hacmini, V_{eva} buharlaştırıcı hacmini, V_{con} yoğuşturucu hacmini ve V_{exp} expander hacmini belirtmektedir. Aynı çalışmada, güce bağlı olarak expander kütlesi ve hacmi için önerilen bağıntılar aşağıdadır.

$$M_{exp} = 0,0455 * (W_{exp})^2 - 0,0968 * W_{exp} + 11,43 \quad (5.8.)$$

$$V_{exp} = -0,00001 * (W_{exp})^2 - 0,0018 * W_{exp} + 0,0027 \quad (5.9.)$$

ORC sisteminin kütle ve hacim hesapları, motorun yakıt tüketiminin en düşük olduğu 1600 dev/dak'da çalışması durumunda; 5 kW, 10 kW ve 15 kW net güç geri kazanımları için yapılmıştır. Taşıt tasarımcısı, elektrik üretimi, klima ve/veya frigorifik kasa soğutma sistemi gibi farklı ihtiyaçlara uygun güçteki ORC sistemlerinin araca adaptasyonunu sağlayabilir. Seçilen net güçlerde, egzoz gazının tamamının

ORC’de kullanılması gerekmez. Motor devrindeki değişimlere göre ihtiyaç kadar egzoz gazı debisi ORC sistemine gönderilmelidir. ORC kütle ve hacim hesaplamaları, daha önce yapılan parametrik analizlerde, ORC sisteminin tüm motor devirlerinde çıkabileceği maksimum güç olan 15 kW ile sınırlandırılmıştır. Ayrıca, ORC kütle ve hacim hesapları, çevrim analizlerinde en uygun ve verimli iş akışkanını alarak belirlenen, R141b için yapılmıştır. R141b için ORC analizlerden elde edilip, kütle ve hacim hesaplarında kullanılan optimum değerler, Tablo 5.1.’de verilmiştir. Kütle hacim hesaplarında seçilen güç seviyeleri için gerekli egzoz gazı debileri ve debi kullanım oranları Tablo 5.2.’de verilmiştir.

Tablo 5.1. Kütle, hacim ve maliyet analizleri için ORC parametreleri (R141b)

Dış Ortam Sıcaklığı [°C]	Türbin Giriş Basıncı [bar]	Türbin Giriş Sıcaklığı [°C]	Yoğuşturucu Basıncı [bar]	Yoğuturucu Havaşı Çıkış Sıcaklığı [°C]	Yoğuturucudan Çıkan Akışkan Sıcaklığı [°C]	Çevrim Verimi [%]
20	6	199,2	2,46	50	55	15,24

Tablo 5.2. Güç kazancına göre ORC sisteminde gerekli egzoz gazı debisi (1600 dev/dak ve R141b)

Net Güç Kazancı [kW]	Gerekli Egzoz Gazı Debisi [kg/s]	Egzoz Debisi Kullanım Oranı [%]
5	0,084	25
10	0,168	51
15	0,252	76

5.1.1. Türbin seçimi ve kütle-hacim hesapları

ORC sistemi için radyal akışlı türbin seçilmiştir. Radyal akışlı türbinlerin ORC sistemlerinde tercih edilme nedenleri, yüksek verim ve geniş güç aralığıdır [35]. Türbin verimi de dikkate alınarak, seçilen net güçler için Eşitlik 5.8. ve 5.9. ile belirlenen türbin kütle ve hacimleri Tablo 5.3.’de verilmiştir.

Tablo 5.3. Radyal türbin seçim sonuçları

Net Güç Kazancı [kW]	Gerekli Türbin Gücü [kW]	Türbin Ağırlığı [kg]	Türbin Hacmi [Litre]
5	7	12,98	6,8
10	14	18,99	11,4
15	21	29,46	15,4

5.1.2. Pompa seçimi ve kütle-hacim hesapları

Taşıtlardaki titreşim gibi olumsuzluklardan kaynaklanacak problemler de dikkate alınarak, ORC sisteminde diyaframlı pompalar tercih edilmiştir. Belirlenen net güç kazançlarına uygun olarak üretici firma kataloglarından seçilen pompalar Tablo 5.4.'te verilmiştir [36]. Pompa seçimi, türbin giriş basıncı ve iş akışkanının hacimsel debisine göre yapılmıştır. Seçimde pompa devri, dizel motordan alınacak tahrike uygun olarak, 1500 dev/dak kabul edilmiştir. Seçilen pompaların katalog değerlerinin, çevrim akışkanı R141b'nin türbin giriş basıncı olan 36 bar'ı ve üretilecek ORC net gücü için gerekli iş akışkanı hacimsel debisini, 1500 dev/dak devirde karşılaması öngörülmüştür [36].

Tablo 5.4. Seçilen pompalara ait özellikler (1500 dev/dak pompa devri, R141b)

Net Güç Kazancı [kW]	Gerekli iş akışkanı debisi [kg/s]	Pompa Modeli Seçimi	Pompa Ağırlığı [kg]	Pompa Hacmi [Litre]
5	0,116	G03-E	12,7	8,5
10	0,232	G10-I	21,8	12,4
15	0,348	G10-S	21,8	12,4

5.1.3. Yoğuşturucu seçimi ve kütle-hacim hesapları

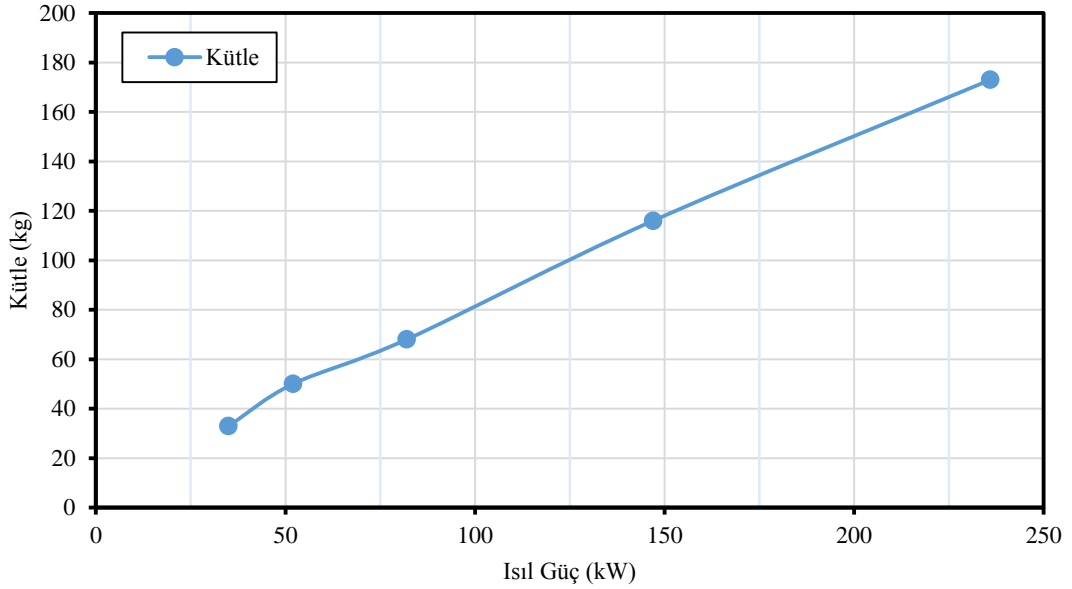
Yoğuşturucu seçiminde, parametrik ORC analizlerine benzer şekilde, yoğuşturucudan ortam havasına atılan ısı güç ve yoğuşturucuda gerekli hava debisi göz önünde bulundurulmuştur [37]. Belirlenen net güç kazançları için üretici firma kataloglarından, uygun kapasitede seçilen yoğuşturucuların kütle ve hacimleri Tablo 5.5'te verilmiştir.

Tablo 5.5. Seçilen yoğuşturucuların özellikleri

Net Güç Kazancı [kW]	Yoğuşturucu ısı güçü [kW]	Yoğuşturucu Modeli Seçimi	Yoğuşturucu Ağırlığı [kg]	Yoğuşturucu Hacmi [Litre]
5	27,6	40-11-B111	30	150
10	55,3	50-11-B211	51	283
15	82,9	45-12-B211	66	353

5.1.4. Buharlaştırıcı seçimi ve kütle-hacim hesapları

Buharlaştırıcı seçiminde; çevrim akışkanı ve egzoz gazı debileri, buharlaştırıcının ısı kapasitesi ve egzoz gazının buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığı göz önünde bulundurulmuştur. Buharlaştırıcı seçimindeki diğer önemli husus ise daha önce belirtildiği gibi egzoz gazı basınç kayıplarının minimize edilmesidir. Bu nedenle buharlaştırıcı olarak, egzoz gazlarından ısı geri kazanımı amacıyla üretilen, gövde borulu ısı değiştiriciler tercih edilmiştir. Buharlaştırıcı kütesinin ve hacminin ısı güce bağlı değişimleri, üretici firma kataloglarından [38] elde edilmiştir (Şekil 5.1. ve Şekil 5.2.).

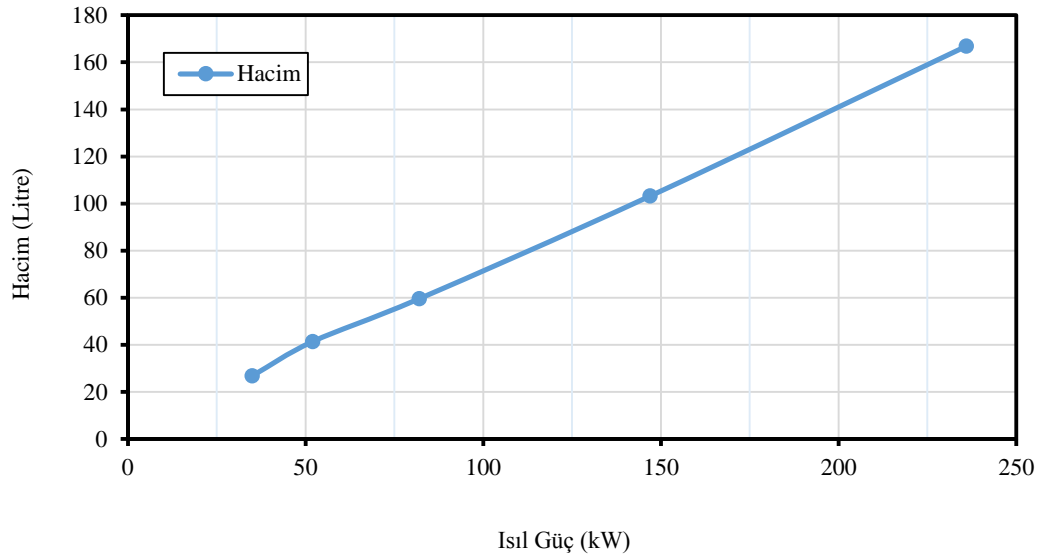


Şekil 5.1. Gövde borulu buharlaştırıcı kütesinin ısı gücü ile değişimi [38]

$$M_{eva} = 0,6897 * Q_B + 11,852 \quad (5.10)$$

$$V_{eva} = 0,6886 * Q_B + 3,5409 \quad (5.11)$$

Burada Q_B (kW) buharlaştırıcının ısı gücüdür.



Şekil 5.2. Gövde borulu buharlaştırıcı hacminin ısı güç ile değişimi [38]

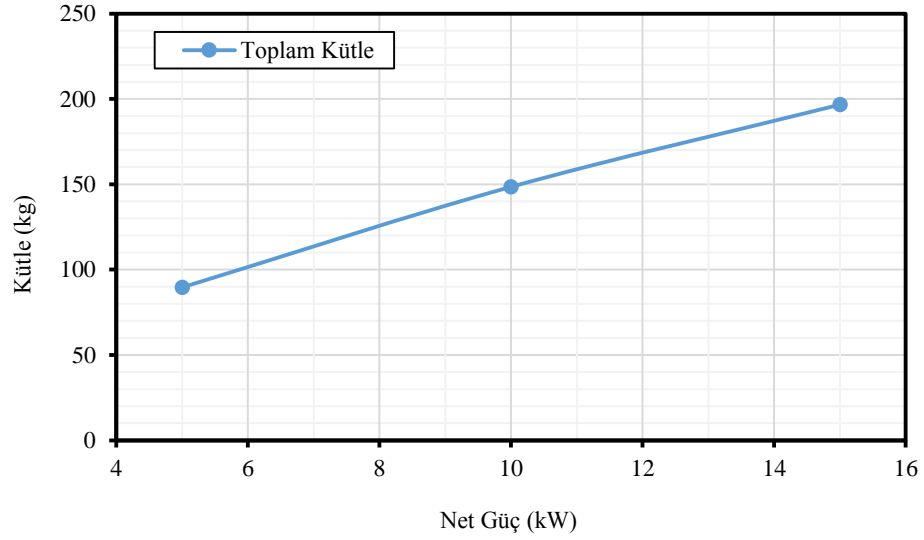
Belirlenen net güçler için gerekli buharlaştırıcı kütlesi ve hacmi, geliştirilen bağıntılar kullanılarak Eşitlik 5.10 ($R^2 = 0,9981$) ve Eşitlik 5.11. ($R^2 = 0,9994$) ile hesaplanmış ve Tablo 5.6.'da verilmiştir.

Tablo 5.6. Seçilen buharlaştırıcıların özellikleri

Net Güç Kazancı [kW]	Gerekli Buharlaştırıcı Kapasitesi [kW]	Buharlaştırıcı Kütlesi [kg]	Buharlaştırıcı Hacmi [Litre]
5	32	33,9	25,6
10	65	56,7	48,3
15	98	79,4	71,0

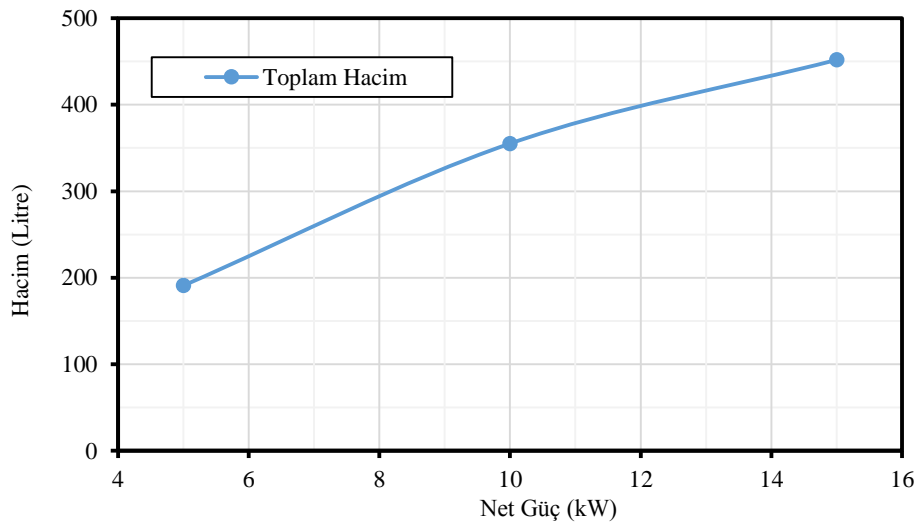
5.1.5. Toplam kütle ve hacmin hesaplaması

Belirlenen net güçler için gerekli ORC sistemlerinin yaklaşık toplam kütle ve hacimleri belirlenmiştir (Şekil 5.3. ve Şekil 5.4.). 5 kW, 10 kW ve 15 kW net güç kazançları için gerekli ORC sistemlerinin hesaplanan yaklaşık toplam kütleleri sırasıyla 90, 150 ve 195 kg'dır.



Şekil 5.3. ORC sistem kütesinin geri kazanılan net güç ile değişimi

R141b akışkanı ile tüm motor devirlerinde 15 kW gücün geri kazanılabileceği parametrik ORC analizlerinden bilinmektedir. Bu maksimum net güç geri kazancında kullanılması gerekli ORC sisteminin ana bileşenlerinin toplam kütlesi yaklaşık 195 kg'dır. Yük taşımacılığında yaygın kullanılan üç dingilli kamyonlar için 25 ton ve dört dingilli kamyonlar için de 32 ton toplam kütle sınırlaması mevcuttur [39]. Egzoz gazlarından atık ısının geri kazanıldığı 261 kW gücündeki orta güç dizel motorlarla tahrik edilen, 25 ve 32 tonluk kamyonlar için 195 kg'lık ORC sistemi, toplam kütle taşıma kapasitesinin sırası ile sadece %0,8 ve %0,6'sıdır.



Şekil 5.4. ORC sistem hacminin geri kazanılan net güç ile değişimi

Uzun yol kamyonlarının maksimum hacimsel yük taşıma kapasitesi yaklaşık 80 m^3 'tür [40]. 5 kW, 10 kW ve 15 kW net güç geri kazanımı için kullanılması gerekli ORC sistemlerinin hesaplanan yaklaşık hacimleri sırasıyla $0,190 \text{ m}^3$, $0,355 \text{ m}^3$ ve $0,450 \text{ m}^3$ 'tür. Bu sonuçlara göre net güç geri kazançları için gerekli ORC sistem hacmi, toplam hacimsel taşıma kapasitesinin sadece sırası ile %0,2, %0,4 ve %0,6'sıdır.

Diğer yandan verileri çevrim analizinde kullanılan dizel motorun güç ağırlık oranı $0,175 \text{ kW/kg}$ iken, 15 kW net güçteki ORC çevriminin güç ağırlık oranı $0,077 \text{ kW/kg}$ olduğu hesaplanmıştır. Dizel motorun güç ağırlık oranının ORC'den yaklaşık 2,3 kat yüksek olması, ORC sisteminin dizel motora göre daha düşük performanslı olduğunu göstermektedir. Performansı düşük olmasına rağmen, ORC sisteminin atık ısıdan mekanik güç geri kazancı göz ardı edilemeyecek kadar yüksektir.

ORC kütlesi ve hacmi için yapılan hesaplamalar sadece ana bileşenleri içermektedir. Diğer yardımcı donanım kütlesi ve hacmi, ana bileşenlerin yanında ihmal edilmiştir. Tüm bu kütle ve hacim hesapları neticesinde, hacimsel ve kütleli taşıma kapasitesinin azalması bakımından, uzun yol yük kamyonlarında ORC ile egzoz gazı atık ısısından mekanik güç geri kazanımının uygulanabilir olduğu değerlendirilmektedir.

5.2. Taşıt ORC sistemlerinin maliyeti

Taşıt ORC uygulamalarında sistem maliyeti, kamyon gibi araçların servis ömürlerinin endüstriyel tesislere göre kısa olması nedeniyle önem kazanmaktadır. Maliyetlerin düşürülmesi, sadece ihtiyaca cevap verecek kapasitede ORC sistemleri ile mümkündür. Bu nedenle, taşıtın elektrik, klima ve frigorifik kasa uygulamalarında kullanılabilecek, kütle-hacim analizleri yapılan, 5 kW, 10 kW ve 15 kW net güç geri kazanımına uygun tasarlanan ORC sistemlerinin maliyetleri de hesaplanmıştır. Böylece egzoz gazlarından geri kazanılan gücün ilk yatırım maliyetlerine etkisi belirlenmiştir. Bu çalışmada sadece ana bileşen maliyetleri incelenmiştir. Pompa, buharlaştırıcı, türbin ve yoğuşturucu dışındaki sistem bileşenlerinin maliyetleri hesaplamalara dahil edilmemiştir.

Taşıt ORC sistem maliyetleri için Daccord [41] tarafından yapılan çalışmada, uzun yol kamyonlarının fayda maliyet oranı incelenmiştir. Çalışmada kullanılan dizel motor verileri; 108 kW nominal motor gücü ve 331 °C egzoz gazı sıcaklığıdır. Bu motor için tasarlanan ORC sisteminin toplam ağırlığı 110 kg olarak bildirilmiştir. Toplam sistem maliyetinin %60'ının buharlaştırıcı ve türbin, %7,4'ünün yoğuşturucu ve %4,2'sinin pompa maliyeti olduğu ifade edilmiştir. Çalışmada, ORC sistem maliyetinin 2 yılda geri ödenebilmesi için ilk yatırım maliyetine ait veriler paylaşılmıştır. Diğer bir çalışmada ise Guillaume [42] tarafından, ORC sistemi için termo-ekonomik optimizasyon yapılmıştır. Yapılan çalışmada türbin, ısı değiştirici ve pompa maliyetlerinin hesabı için bağıntılar kullanılmıştır. Maliyet bağıntıları, belirtilen parçaların seri üretimle ve yılda 20.000 adet üretilmesi, soğutucu akışkanın temas ettiği malzemelerin paslanmaz çelikten ve diğer metal malzemelerin de karbon çeliğinde üretilmesi durumunda geçerli olduğu bildirilmiştir. Taşıt ORC sistem maliyeti hesaplarında kullanılan bağıntılar [42];

$$C_{Exp} = 164337,68 * d_{\text{çark}}^{2,08} \quad (5.12.)$$

Eşitlik 5.12. kullanılarak radyal türbin maliyeti, € para biriminde hesaplanır. Burada $d_{\text{çark}}$ (m) radyal türbinin çark çapıdır.

$$C_p = 150 * \left(\frac{W_p}{300}\right)^{0,25} \quad (5.13.)$$

Eşitlik 5.13. kullanılarak pompa maliyeti, € para biriminde hesaplanır. Burada W_p pompa gücünü (kW) ifade etmektedir.

$$C_{hexc} = 250 + 5 * M_{hexc} \quad (5.14.)$$

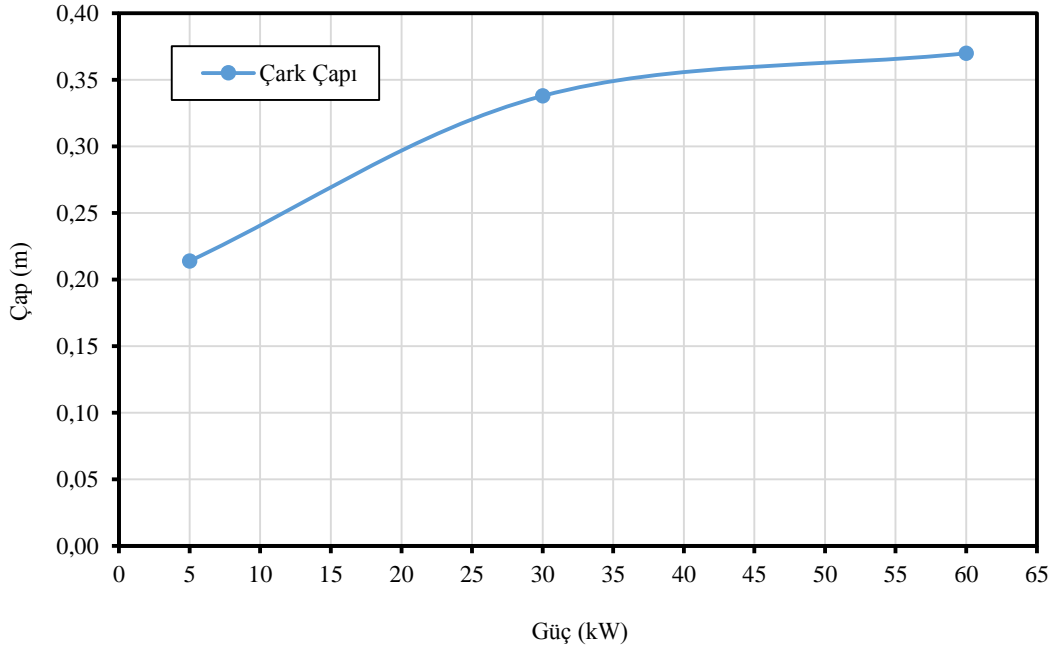
Eşitlik 5.14. kullanılarak ısı değiştirici maliyeti, € para biriminde hesaplanmaktadır. Burada M_{hexc} ısı değiştirici kütlesini (kg) ifade etmektedir.

5.2.1. Türbin maliyet hesabı

Türbin maliyetinin hesabında bağımsız değişken çark çapıdır. Radyal türbin çark çapının gücüne bağlı değişimi (Eşitlik 5.15.), türbin üreticisinin verileri kullanılarak elde edilmiştir [35] (Şekil 5.5.). Belirlenen net güç üretimleri için gerekli türbin çapları, elde edilen bağıntı ($R^2 = 1$) ile hesaplanmıştır.

$$d_{\text{çark}} = -7 \cdot 10^{-5} * W_{\text{exp}}^2 + 0,0074 * W_{\text{exp}} + 0,1786 \quad (5.15.)$$

Yukarıdaki eşitlikte W_{exp} (kW) türbin gücüdür.



Şekil 5.5. Türbin çark çapının güç ile değişimi [35]

Eşitlik 5.12. kullanılarak türbin maliyetleri hesaplanmış ve Tablo 5.7.'den görüleceği gibi artan güç ihtiyacına göre türbin maliyeti de yükselmiştir. Türbin, ORC sistemindeki en yüksek maliyetli ana bileşen olduğundan, toplam sistem maliyetindeki payı da diğer bileşenlere göre daha fazladır.

Tablo 5.7. Radyal türbin için çark çapları ve maliyetler

Net Güç Kazancı [kW]	Türbin Gücü [kW]	Gerekli Çark Çapı [m]	Maliyet [€]
5	7	0,227	7519
10	14	0,268	10663
15	21	0,303	13725

5.2.2. Pompa maliyet hesabı

Pompa maliyetinin hesabında, pompa gücüne bağlı olarak verilen bağıntı (Eşitlik 5.13.) kullanılmıştır. Tablo 5.8.'den belirlenen ORC net güç üretimleri için gerekli pompa gücü arttıkça maliyetin de attığı görülmektedir.

Tablo 5.8. Pompa maliyetleri

Net Güç Kazancı [kW]	Pompa Gücü [kW]	Maliyet [€]
5	0,44	165
10	0,88	196
15	1,33	218

5.2.3. Yoğuşturucu maliyet hesabı

Yoğuşturucunun maliyet hesabı, ısı değiştirici kütlelerinin bağımsız değişken olduğu bağıntıyla (Eşitlik 5.14.) yapılmıştır. Net güç artışıyla beraber artan yoğuşturucu kütlesi, maliyet artışına sebep olmuştur (Tablo 5.9.).

Tablo 5.9. Yoğuşturucu maliyetleri

Net Güç Kazancı [kW]	Gerekli yoğuşturucu kütlesi [kg]	Maliyet [€]
5	30	400
10	51	505
15	66	580

5.2.4. Buharlaştırıcı maliyet hesabı

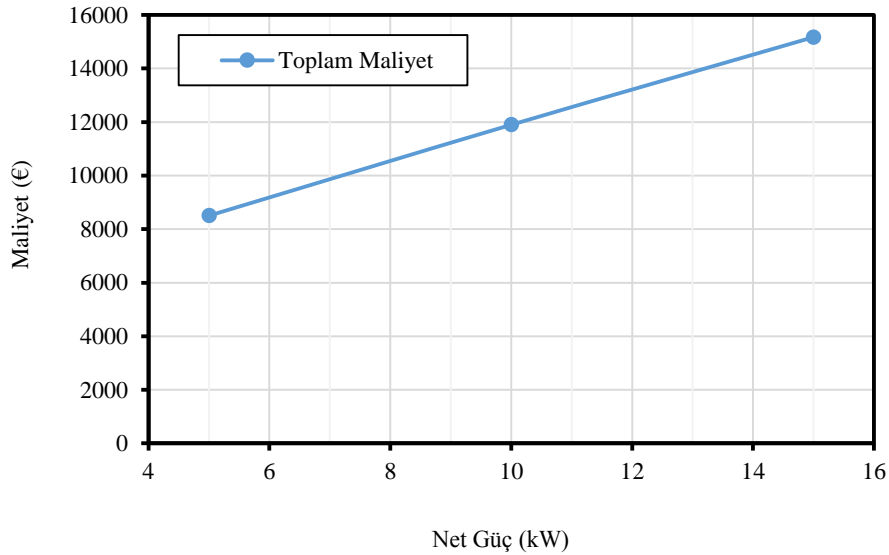
Buharlaştırıcı maliyet hesabı yapılırken, ısı değiştirici kütlelerinin bağımsız değişken olduğu Eşitlik 5.14. kullanılmıştır. Yapılan hesapların sonucu Tablo 5.10.'da verilmiştir.

Tablo 5.10. Buharlaştırıcı maliyetleri

Net Güç Kazancı [kW]	Buharlaştırıcı Kütlesi [kg]	Maliyet [€]
5	33,9	420
10	56,7	533
15	79,4	647

5.2.5. Toplam maliyetin hesaplanması

Sitemin ana bileşenlerinin maliyetleri toplandığında, ORC'nin yaklaşık toplam maliyeti elde edilir. Burada verilen maliyetlere, mühendislik hizmetleri, işçilik, akışkan, sistemdeki borular ve diğer yardımcı donanımın maliyetleri dahil edilmemiştir.



Şekil 5.6. Toplam maliyetin net güç ile değişimi

Şekil 5.6.'daki net güce bağlı maliyet değişim grafiği incelendiğinde, sistemin toplam maliyetinin güç ile doğrusal arttığı açıktır. Maliyetteki güce bağlı bu artış göz önünde bulundurularak, öncelikle ORC sisteminin araçlardaki kullanım amacı ve buna bağlı olan net güç ihtiyacı belirlenmelidir. Net güç kazancı 5 kW, 10 kW ve 15 kW olan ORC sistemlerinin toplam maliyeti sırasıyla 8504 €, 11897 € ve 15170 € olarak hesaplanmıştır.

Geri kazanılan net gücün 15 kW olması durumunda, ORC sistem bileşenlerinin maliyetleri incelendiğinde; türbin maliyetinin toplam maliyetin yaklaşık %90'ını oluşturduğu görülmektedir. Buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve pompanın toplam sistem maliyetine etkileri ise sadece %10'dur. Buradan anlaşılacağı gibi ORC sisteminde türbin maliyetlerini düşürmek, yüksek olan sistem maliyetlerini de aşağıya çekecektir.

5.3. Geri ödeme süresinin hesaplanması

Yapılan analizler neticesinde, geri kazanılan net güce bağlı olarak ORC sistem maliyetleri belirlenmiştir. Bu değerler göz önünde bulundurularak da ORC sistemleri için geri ödeme süreleri hesaplanmıştır. Hesaplamalarda motor devrinin 1600 dev/dak'da sabit olduğu kabul edilmiştir. Yıllık çalışma süresi; 150.000 km/yıl [10] araç kilometresi ve 90 km/h ortalama hız kabulü ile hesaplanmıştır. Dizel motorun 1600 dev/dak'daki (247 kW, 1474 Nm) özgül yakıt tüketiminin 208,8 g/kW-h ve Türkiye'deki motorin fiyatının 0,76 € [43] olduğu bilinmektedir. Bu değerler ile farklı net güçlerdeki ORC sistemleri için hesaplanan geri ödeme süreleri, Tablo 5.11.'de verilmiştir.

Tablo 5.11. ORC sistem maliyetinin geri ödenme süresi

Net Güç Kazancı [kW]	Geri Ödeme Süresi [Yıl]
5	5,5
10	3,9
15	3,3

Tablo 5.11. incelendiğinde, net güç arttıkça geri ödeme süresinin kısaldığı görülmektedir. Bunun nedeni, net güç kazancı arttıkça sistem maliyetindeki artışın, yakıt tasarrufundaki artışa göre daha az olmasıdır. Kısa vadeli düşünüldüğünde yüksek güçteki ORC sistemlerinin, orta ve uzun vadeli düşünüldüğünde ise daha düşük güçteki ORC sistemlerinin tercih edilmesi kazançlı olacaktır.

BÖLÜM 6. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Sunulan bu çalışmada, şehirlerarası yük taşımada ve iş makinalarında yaygın kullanılan, orta güçteki dizel motorlarda atık ısının geri kazanılması amacıyla, gerçekçi kısıtlarla bir ORC tasarlanmış ve termodinamik analizler yapılmıştır. Ayrıca ORC sisteminin yaklaşık kütlesi, hacmi ve maliyeti hesaplanarak, uygulamanın taşıma kapasitesine ve maliyetine etkileri değerlendirilmiştir.

Yapılan çalışmanın kapsamı, temel yaklaşımlar, kabuller, elde edilen önemli sonuçlar ve yapılan değerlendirmeler aşağıda sıralanmıştır.

1. ORC sisteminin tasarımı, mobil sistemlere entegrasyonu öngörülerek yapılmıştır. Bu nedenle, sadece egzoz gazı atık ısısından yararlanmak üzere, basit ve reküparatörsüz ORC tercih edilmiştir. Ayrıca çevrimin ana bileşenlerinin seçiminde de bu durum dikkate alınmıştır. Böylece sistemin boyutları kısıtlanmış ve mobil sistemlere uyum hedeflenmiştir.
2. ORC sistem tasarımında dikkat edilmesi gereken bir başka nokta da güvenlidir. Fabrika ve santraller gibi uygulamalardaki ORC sistemlerinde, alınacak tedbirlerle, çevrim akışkanı ve eleman boyutlandırma esnek seçimler yapılabilirken, mobil sistemlerde güvenlik önemli bir kısıttır. Bu nedenle, güvenlik kaygılarını, çevre ve insan sağlığını öncelikle; R123, R245fa ve R141b potansiyel çevrim akışkanları olarak seçilmiştir. Ayrıca mobil sistemlerdeki yüksek güvenlik kaygıları gereği, seçilen çevrim akışkanlarının kritik üstü sıcaklık ve kritik üstü basınç değerlerinin üzerine çıkılmamıştır.
3. ORC'nin termodinamik analizlerinde; sıcaklıkların ve basınçların seçimi, çevrim akışkanı ve ana bileşenlerin seçimi, bunların verimleri gibi çevrim tasarım parametreleri, gerçekçi yaklaşım ve kısıtlarla belirlenmiştir. Böylece,

analizlerden elde edilen sonuçların daha sonra yapılacak deneysel çalışmalara yön verebilecek nitelikte olması amaçlanmıştır.

4. Parametrik analizlerde; türbin giriş basıncı, türbin giriş sıcaklığı ve dış ortam hava sıcaklıklarının ORC verimi ve net gücüne etkileri incelenmiştir. Verimin en yüksek olduğu türbin giriş basınçları; R123 ve R245fa için 32 bar, R141b için ise 36 bar elde edilmiştir. Yapılan analizlerde, en yüksek net güç geri kazanımı R141b ile sağlanmıştır. Dış ortam sıcaklığı arttıkça, tüm ORC iş akışkanlarının net güç kazancı ve çevrim verimleri düşmüştür. Dış ortam sıcaklık değişimlerinden en az etkilenen iş akışkanı R141b olmuştur.
5. Mobil sistemlerde kullanılan dizel motorların devri sürekli değişeceğinden, ORC analizleri 4 farklı motor devri için tekrarlanmıştır. Tüm motor devirlerinde R141b en yüksek net gücü sağlamıştır ve elde edilebilecek en yüksek net güç, 2200 dev/dak'da 21,53 kW olarak belirlenmiştir. Bu şartlarda egzoz gazlarının atık ısısından, basit ORC ile 21,53 kW (dizel motorun gücü olan 261 kW'ın %8,25'i) net ek güç geri kazanılabilmektedir.
6. Bu çalışmada, uzun yol kamyonlarında kullanılan orta güçlü dizel motor verileri ile yapılan analizlerde, R123'ün ORC verimi R245fa'dan daha yüksek elde edilmiştir. Bu sonuç, GequnShu ve ark. [12]'nin, uzun yol yük kamyon motorlarında R123 ve R245fa için yaptıkları deneysel ORC performans karşılaştırması ile benzer ve uyumludur.
7. 15 kW net güçlü ORC sisteminin, yüksek tonajlı yük kamyonlarının kütle ve hacimsel taşıma kapasitelerini sadece %0,6 kadar azaltacağı hesaplanmıştır. Böylelikle ORC sistemi kullanmanın, araçlarda ihmal edilebilecek kadar az kapasite kaybına sebep olacağı görülmektedir.
8. Yapılan maliyet hesaplamalarında, ORC net gücüne (5-15 kW) bağlı olarak geri ödeme sürelerinin 5,5-3,3 yıl arasında olduğu görülmüştür. Amicabile ve ark. [16] tarafından, reküparatörsüz ve kritik altı basit ORC için yapılan hesaplarda elde edilen geri ödeme süreleri, akışkana (Etanol-R245fa) ve net güce (6,3 kW-7,52 kW) bağlı olarak 3,45 ila 4,84 yıl arasında değişmekle beraber, bu çalışmada elde edilen sonuçlara yakındır.

KAYNAKLAR

- [1] IEA World Energy Balances 2019 <https://www.iea.org/subscribe-to-data-services/world-energy-balances-and-statistics>, Erişim Tarihi:28.06.2020.
- [2] <https://www.iea.org/weo2017/#section-2>, Erişim Tarihi:28.06.2020.
- [3] Statista Global orders for new industrial trucks from 2003 to 2017 (in 1,000 units).
- [4] TÜİK Verileri http://www.tuik.gov.tr/PreTablo.do?alt_id=1051, Erişim Tarihi: 28.06.2020.
- [5] <http://www.kcorc.org/en/literature/>, Erişim Tarihi:28.06.2020.
- [6] <https://orc-world-map.org/analysis>, Erişim Tarihi:28.06.2020.
- [7] <http://www.wikizeroo.net/index.php?q=aHR0cHM6Ly9lbi53aWtpcGVkaWEub3JnL3dpa2kvT3JnYW5pY19SYW5raW5lX2N5Y2xll2NpdGVfbm90ZS1FYXJ0aC0x>, Erişim Tarihi:28.06.2020.
- [8] A review of waste heat recovery and Organic Rankine Cycles (ORC) in on-off Highway vehicle Heavy Duty Diesel Engine applications, 2017.
- [9] Single-loop organic Rankine cycles for engine waste heat recovery using both low- and high-temperature heat sources, 2015.
- [10] No Waste: waste heat re-use for greener truck, 2016.
- [11] Recovery of exhaust and coolant heat with R245fa organic Rankine cycles in a hybrid passenger car with a naturally aspirated gasoline engine, 2012.
- [12] Experimental comparison of R123 and R245fa as working fluids for waste heat recovery from heavy-duty diesel engine, 2016.
- [13] Simulation of an Exhaust Heat Driven Rankine Cycle for Heavy-Duty Diesel Engines, 2015.
- [14] Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications, 2011.

- [15] Experimental investigations on a cascaded steam-/organic-Rankine cycle (RC/ORC) system for waste heat recovery (WHR) from diesel engine, 2016.
- [16] A comprehensive design methodology of organic Rankine cycles for the waste heat recovery of automotive heavy-duty diesel engines, 2015.
- [17] A regenerative supercritical-subcritical dual-loop organic Rankine cycle system for energy recovery from the waste heat of internal combustion engines, 2017.
- [18] Experimental study of a small scale organic Rankine cycle waste heat recovery system for a heavy duty diesel engine with focus on the radial inflow turbine expander performance, 2018.
- [19] Thermodynamic optimization of a high-electrical efficiency integrated internal combustion engine – Organic Rankine cycle combined heat and power system, 2018.
- [20] A thermodynamic feasibility study of an Organic Rankine Cycle (ORC) for heavy-duty diesel engine waste heat recovery in off-highway applications, 2017.
- [21] Thermodynamic Performance Analysis of an Improved Two-Stage Organic Rankine Cycle, 2018.
- [22] https://energyeducation.ca/encyclopedia/Rankine_cycle, Erişim Tarihi: 28.06.2020.
- [23] 553. sayfa Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Yunus A. ÇENGEL, Michael A. BOLES Beşinci Baskı.
- [24] Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications. The University of Liège (Belgium), 2011.
- [25] Syf. 479 Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Yunus A. ÇENGEL, Michael A. BOLES.
- [26] Comparative Study of Sub-Critical and Supercritical ORC Applications for Exhaust Waste Heat Recovery, İzmir, 2018.
- [27] https://fr.wikipedia.org/wiki/Liste_de_r%C3%A9frig%C3%A9rants#cite_note-1, Erişim Tarihi:28.06.2020.
- [28] <https://sciencing.com/refrigerants-flammable-8573450.html>, Erişim Tarihi: 28.06.2020.

- [29] <http://www.businessdictionary.com/definition/ozone-depletion-potential-ODP.html>, Erişim Tarihi: 28.06.2020.
- [30] <https://ourworldindata.org/ozone-layer>, Erişim Tarihi: 28.06.2020.
- [31] <https://www.epa.gov/ghgemissions/understanding-global-warming-potentials>, Erişim Tarihi: 28.06.2020.
- [32] LİNDE Tanıtıcı Slaytı (Guide to updated EU f-gas regulation (517/2014)).
- [33] <http://exergy-orc.com/tr/uygulamalar/is-geri-kazanm-endustriyel-uygulamalar>, Erişim Tarihi: 28.06.2020.
- [34] Optimization of organic rankine cycle power systems for waste heat recovery on heavy-duty vehicles considering the performance, cost, mass and volume of the system, 2019.
- [35] https://deprag.com/fileadmin/bilder_content/emedi/broschueren_pics/emedi_druckluftmotoren/D6100/D6100en.pdf, Erişim Tarihi: 06.06.2020.
- [36] <https://www.hydra-cell.com/product/overview-diaphragm-pumps.html>, Erişim Tarihi: 06.06.2020.
- [37] <https://www.friterm.com/tr-TR/catalogue/hava-sogutmali-kondenserler/ticari-seri-kondenserler/3/10060>, Erişim Tarihi: 06.06.2020.
- [38] <https://ej-bowman.com/products/exhaust-gas-heat-exchanger/>, Erişim Tarihi: 06.06.2020.
- [39] Karayolları Trafik Yönetmeliği (Resmî Gazete Tarihi: 18.07.1997 Resmî Gazete Sayısı: 23053 mükerrer) 8. Bölüm.
- [40] <https://www.etasimacilik.com/blog/tir-kamyon-ve-kamyonet-karayollari-yuk-tasima-sinirlari>, Erişim Tarihi: 06.06.2020.
- [41] Cost to benefit ratio of an exhaust heat recovery system on a long haul truck, 2017.
- [42] On the design of waste heat recovery organic Rankine cycle systems for engines of long-haul trucks, 2017.
- [43] https://tr.globalpetrolprices.com/diesel_prices/Europe/, Erişim Tarihi: 26.07.2020.

ÖZGEÇMİŞ

Ünal NALCI, 1990 yılında Trabzon'da doğdu. İlköğretim ve Lise eğitimini Kocaeli'nde tamamladı. 2012 yılında T.C. Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Bölümünden mezun oldu. 2013-2014 yıllarında T.C. Gümrük ve Ticaret Bakanlığında Denetmen Yardımcısı olarak görev aldı. 2014 yılından itibaren T.C. Devlet Demiryolları personeli olarak Kocaeli'nde çalışmaktadır.