

T.C.
ISPARTA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

DOKTORA TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

MİKRO ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNDE KULLANILAN
RADYAL TÜRBİNİN MODELLENMESİ, NÜMERİK VE
TERMODİNAMİK ANALİZİ

Fatih YİĞİT

Danışman
Prof. Dr. Ahmet KABUL

ISPARTA - 2023

© 2023 [Fatih YİĞİT]

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER	i
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
1.1. Yerinde Enerji Üretimi.....	3
1.2. Organik Rankine Çevrimi	5
1.2.1. ORC ısı kaynakları	6
1.2.1.1. Jeotermal kaynaklar	7
1.2.1.2. Güneş enerjisi ile ısı üretimi	8
1.2.1.3. Atık ısı.....	9
1.2.2. ORC akışkanları	10
1.2.3. ORC’lerde genişleme elemanları	14
1.2.3.1. Radyal türbinler.....	14
1.2.3.2. Eksenel türbinler	15
2. KAYNAK ÖZETLERİ	18
3. MATERYAL VE YÖNTEM	28
3.1. Organik Rankine Çevrimi	28
3.1.1. ORC termodinamik analizi	29
3.1.1.1. Kütle dengesi.....	29
3.1.1.2. Enerji dengesi.....	30
3.1.1.3. Entropi üretimi	30
3.1.1.4. Ekserji yok oluşu.....	31
3.1.1.5. İkinci yasa verimi.....	32
3.1.1.6. Pompanın termodinamik analizi	34
3.1.1.7. Buharlaştırıcı termodinamik analizi	35
3.1.1.8. Türbin termodinamik analizi.....	36
3.1.1.9. Yoğusturucu termodinamik analizi	36
3.2. Boyut Analizi ve Türbin Seçimi	38
3.3. Radyal Türbin Tasarımı	41
3.3.1. Rotor modelleme.....	42
3.3.2. Nozul modelleme	48
3.3.3. Gövde modelleme	50
3.3.4. Radyal türbinlerde kayıp korelasyonları	52
3.3.4.1. Rotor giriş kayıpları	54
3.3.4.2. Sürtünme kayıpları	55
3.3.4.3. Rotor uç açıklık kayıpları.....	56
3.3.4.4. Akış sürtünme kaybı	57
3.3.4.5. Rotor çıkış kayıpları.....	58
3.3.4.6. Nozul sürtünme kayıpları.....	58
3.4. Nümerik Analiz.....	58
3.4.1. Üç boyutlu model oluşturma.....	59
3.4.2. Üç boyutlu modelin meshlenmesi	61
3.4.3. Modelin analiz edilmesi	64

4. BULGULAR VE TARTIŞMA	67
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	103
KAYNAKLAR	110
EKLER	116
EK A. Termik Makineler İçin N_s - D_s Grafiği.....	117
EK B. Kullanılan Akışkanlar ve Özellikleri	118
ÖZGEÇMİŞ	119



ÖZET

Doktora Tezi

MİKRO ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİNDE KULLANILAN RADYAL TÜRBİNİN MODELLENMESİ, NÜMERİK VE TERMODİNAMİK ANALİZİ

Fatih YİĞİT

Isparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ahmet KABUL

Bu tez çalışmasında, yerinde enerji üretiminde kullanılan organik Rankine çevrimi (ORC) sistemleri incelenmiştir. Çalışmada, ORC türbinlerinde kullanılan radyal türbin tasarımı ve analizi yapılmıştır. Türbin tasarımında rotor giriş açısı, devir sayısı, akışkan ve giriş sıcaklığı gibi faktörlerin türbin verimini etkisi araştırılmıştır. Rotor giriş açısının artmasıyla rotor giriş hızları arttığı ancak açı yaklaşık 78 dereceyi aştıktan sonra türbin giriş hızlarında düşüş olduğu belirlenmiştir. Bununla birlikte türbin devir sayısının yaklaşık 3 katına çıkarılmasında rotor giriş açısı sadece %3 değişirken, türbin veriminin %12 kadar arttığı hesaplanmıştır. Ayrıca düşük devirlerde büyük rotor giriş ve çıkış yarıçapları kullanılması gerektiği, türbin devir sayısı arttıkça rotor boyutlarının küçüldüğü belirlenmiştir. Devir sayısının 40 000'den 120 000'e çıkarılmasıyla rotor yarıçapları ortalama %66.7 azaldığı tespit edilmiştir. Türbin giriş sıcaklığının 90 °C'den 180 °C'ye çıkartılmasıyla türbin giriş yarı çapının yaklaşık %18.1 arttığı ortaya koyulmuştur. Ayrıca türbin devir sayısının artışı türbin güç üretimine etkisi, genişleme oranının değişimine kıyasla daha az olduğu tespit edilmiştir. Genişleme oranı 8 iken devir sayısının 40 000'den 120 000'e çıkarılmasıyla ısı verimin yaklaşık %2, devir sayısı 80 000 rpm'de iken genişleme oranının, 2'den 11'e yükseltilmesiyle ısı verimin yaklaşık %141 arttığı hesaplanmıştır.

ORC'de kullanılan farklı akışkanlar (R245fa, R123, R365mfc, R1234yf, R1233zd (E) ve R1234ze (E)) için yapılan parametrik çalışmalar, sistem performansının akışkan türüne göre değiştiğini ortaya koymuştur. En yüksek güç üretimi R1233zd(E) akışkanıyla, en düşük güç üretimi ise R123 akışkanıyla elde edilmiştir.

Yapılan üç boyutlu nümerik analizler ile tasarlanan türbinin akış hızı, basınç değişimi ve oluşan türbülanslar üzerine incelemeler gerçekleştirilmiştir. Türbülanslar ve basınç değişimleri türbin verimini etkileyen faktörler olarak belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: ORC, Enerji verimliliği, Radyal türbin, Termodinamik analiz, Nümerik analiz

2023, 120 sayfa

ABSTRACT

Ph.D. Dissertation

MODELLING, NUMERICAL AND THERMODYNAMIC ANALYSIS OF RADIAL TURBINE USED IN MICRO ORGANIC RANKINE CYCLE

Fatih YİĞİT

**Isparta University of Applied Sciences
The Institute of Graduate Education
Department of Energy Systems Engineering**

Supervisor: Prof. Dr. Ahmet KABUL

This thesis investigated Organic Rankine Cycle (ORC) systems used for on-site power generation. The study focused on the design and analysis of radial turbines used in ORC systems. Factors such as rotor inlet angle, rotational speed, working fluid and inlet temperature were investigated to understand their effects on turbine efficiency. It was found that increasing the rotor inlet angle resulted in an increase in rotor inlet speeds. However, beyond an angle of approximately 78 degrees, a decrease in turbine inlet velocities was observed. Furthermore, while increasing the turbine speed almost tripled the speed, the rotor inlet angle changed by only 3%. Surprisingly, this change in speed resulted in a significant 12% increase in turbine efficiency. It was also found that at low speeds larger rotor inlet and outlet radii were required, while increasing speed resulted in a reduction in rotor dimensions. Increasing the speed from 40 000 to 120 000 rpm resulted in an average reduction in rotor radii of approximately 66.7%. In addition, increasing the turbine inlet temperature from 90 °C to 180 °C resulted in an approximate 18.1% increase in the turbine inlet radius. The effect of turbine speed on power generation was found to be less significant compared to changes in expansion ratio. For example, increasing the speed from 40 000 to 120 000 rpm at an expansion ratio of 8 resulted in an approximate 2% increase in thermal efficiency. However, at 80 000 rpm, increasing the expansion ratio from 2 to 11 resulted in a remarkable 141% increase in thermal efficiency. In the ORC system, the performance varied depending on the working fluid used (R245fa, R123, R365mfc, R1234yf, R1233zd(E) and R1234ze(E)). The highest power output was obtained with R1233zd(E), while the lowest power output was obtained with R123. Three-dimensional numerical analyses were performed to investigate the turbine flow velocity, pressure changes and turbulence. Turbulence and pressure changes were identified as significant factors affecting turbine efficiency.

Key Words: ORC, Energy efficiency, Radial turbine, Thermodynamic analysis, Numerical analysis

2023, 120 pages

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamı tamamlama sürecinde bilgi ve deneyimleri ile rehberlik ederek tezimin her aşamasında sağladığı büyük destekler için, motivasyonumu kaybettiğim her anda yeniden çalışma hevesimi tazelediği için ve eşsiz uzmanlığıyla düşüncelerimi şekillendirmeme, sorunları çözmeme ve araştırma sürecinde en iyi sonuçları elde etmeme yardımcı olduğu için tez danışmanım sayın Prof. Dr. Ahmet KABUL'e, teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca çalışmamın birçok aşamasında bana verdiği desteklerden dolayı sayın hocalarım Prof. Dr. Reşat SELBAŞ, Prof. Dr. Mustafa Reşit USAL ve Dr. Öğr. Üyesi Yasin Furkan GÖRGÜLÜ'ye teşekkürü borç bilirim.

Doktora çalışmam süresince hem motivasyon hem de çalışmalarım için gerekli olan donanımlara erişimimi sağladığı için değerli dostum Öğr. Gör. Dr. Remzi GÜRFİDAN'a şükranlarımı sunarım.

Sonsuz destek ve sevgisiyle bana her zaman ilham kaynağı olan kıymetli eşim ve oğluma, sabır, fedakârlık ve anlayışla tüm tez çalışma sürecim boyunca beni cesaretlendirdikleri, motive ettikleri ve her zaman yanımda olduklarını hissettirdikleri için, minnettarım.

Fatih YİĞİT
ISPARTA, 2023

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Elektrik üretim sistemleri.....	4
Şekil 1.2. Organik rankine çevrimi	6
Şekil 1.3. ORC’lerde kullanılabilir organik akışkanlar T-s diyagramındaki doyma eğrilerine göre türleri.....	11
Şekil 1.4. Akışkan türlerinin tarihsel gelişimi.....	13
Şekil 1.5. Soğutucu akışkanların sınıflandırması	13
Şekil 1.6. ORC Genişleme elemanlarının sınıflandırılması	14
Şekil 1.7. Radyal türbinlerin genel gösterimi	15
Şekil 1.8. Eksenel türbinlerin genel gösterimi	15
Şekil 3.1. Organik Rankine çevrimi ve akış kontrol noktaları	33
Şekil 3.2. Pompa	34
Şekil 3.3. Buharlaştırıcı.....	35
Şekil 3.4. Türbin.....	36
Şekil 3.5. Yoğuşturucu	37
Şekil 3.6. Radyal türbin gövde, nozul, rotor ve difüzör bileşeni genel gösterimi.....	42
Şekil 3.7. Radyal türbin yarıçap ve giriş çıkış hız üçgenlerinin gösterimi	43
Şekil 3.8. Radyal türbinler için spesifik hız-verim ve özgül hız grafiği	44
Şekil 3.9. Nozul (stator) kanat yapısı ve uzunlukların genel gösterimi	50
Şekil 3.10. Maksimum toplamdan statik verimliliğe eğrisi boyunca radyal türbin kayıplarının tahmini dağılımı	54
Şekil 3.11. Rotor kanat ucu boşluk kaybı	56
Şekil 3.12. Rotor üç boyutlu model ve kanat özellikleri.....	60
Şekil 3.13. Stator üç boyutlu model ve kanat özellikleri	60
Şekil 3.14. Gövde üç boyutlu modeli.....	61
Şekil 3.15. Rotor geometrisi mesh modeli	63
Şekil 3.16. Stator geometri mesh modeli	63
Şekil 3.17. Gövde geometrisi mesh modeli	64
Şekil 3.18. Rotor, Stator ve volute için tanımlanmış yüzeyler ve isimleri.....	65
Şekil 3.19. CFX-Pre genel görünüş ve geometri akış giriş çıkış bölgeleri	66
Şekil 4.1. Rotor giriş açısının değişiminin giriş hızları üzerine etkisi	69
Şekil 4.2. Türbin devir sayısının rotor giriş açısı ve türbin verimi üzerine etkisi.....	70
Şekil 4.3. Türbin devir sayısının değişimi ile rotor giriş çıkış yarıçapları değişimi ..	71
Şekil 4.4. Türbin devir sayısının, türbin giriş hızları üzerine etkisi.....	72
Şekil 4.5. Türbin giriş sıcaklığı ile türbin boyutlarının değişimi	73
Şekil 4.6. Türbin giriş sıcaklığı ile akış hızlarının değişimi	74
Şekil 4.7. Farklı devir sayılarında ORC ısı veriminin genişleme oranı ile değişimi	75
Şekil 4.8. Farklı devir sayılarında ikinci yasa veriminin genişleme oranı ile değişimi	76
Şekil 4.9. Farklı devir sayılarında ORC ısı verimi ve Carnot veriminin genişleme oranı ile değişimi	77
Şekil 4.10. Farklı devir sayılarında türbin izantropik veriminin genişleme oranı ile değişimi.....	78
Şekil 4.11. Farklı devir sayılarında türbin güç üretimi ve pompa güç tüketiminin genişleme oranı ile değişimi	79
Şekil 4.12. Devir sayısı ve genişleme oranı türbin güç üretimine etkisi.....	80

Şekil 4.13. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kapasitelerinin genişleme oranının ile değişimi.....	81
Şekil 4.14. Ekserji yok oluşunun genişleme oranının ile değişimi	82
Şekil 4.15. Toplam ekserji yok oluşunun genişleme oranının ile değişimi.....	83
Şekil 4.16. Entropi üretiminin genişleme oranının ile değişimi.....	84
Şekil 4.17. Farklı devir sayılarında 1 kW türbin gücü için kütleli debinin genişleme oranının ile değişimi	85
Şekil 4.18. Farklı aşırı kızdırma sıcaklıklarında türbin gücünün genişleme oranının ile değişimi.....	86
Şekil 4.19. Farklı aşırı kızdırma sıcaklıklarında buharlaştırıcı kapasitesinin genişleme oranının ile değişimi	87
Şekil 4.20. Farklı aşırı kızdırma sıcaklıklarında yoğuşturucu kapasitesinin genişleme oranının ile değişimi	88
Şekil 4.21. Farklı aşırı kızdırma sıcaklıklarında sistem veriminin genişleme oranının ile değişimi	89
Şekil 4.22. Farklı aşırı kızdırma sıcaklıklarında sistem ikinci yasa veriminin genişleme oranının ile değişimi	90
Şekil 4.23. Farklı akışkan türleri için genişleme oranının değişiminin türbin güç üretimi üzerine etkisi	91
Şekil 4.24. Farklı akışkan türleri için genişleme oranının değişiminin buharlaştırıcı kapasitesi üzerine etkisi	92
Şekil 4.25. Farklı akışkan türleri için genişleme oranının değişiminin yoğuşturucu kapasitesi üzerine etkisi	93
Şekil 4.26. Farklı akışkan türleri için genişleme oranının değişiminin verim üzerine etkisi	94
Şekil 4.27. Farklı akışkan türleri için genişleme oranının değişiminin ikinci yasa verimi üzerine etkisi	95
Şekil 4.28. Farklı akışkan türleri için genişleme oranının değişiminin toplam ekserji yok oluşu üzerine etkisi	96
Şekil 4.29. Farklı akışkan türleri için genişleme oranının değişiminin toplam entropi üretimi üzerine etkisi	97
Şekil 4.30. Akışkanın tüm türbin boyunca hız dağılımı	98
Şekil 4.31. Türbinde meydana gelen türbülansların gösterimi	99
Şekil 4.32. Akışın türbin boyunca basınç dağılımı	100
Şekil 4.33. Nozul kanadı basınç dağılımı	101
Şekil 4.34. Türbin rotoru boyunca basınç dağılımı.....	102

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 1.1. Jeotermal kaynak sıcaklığına bağlı olarak kullanılan santral türleri ve ortalama verimlilikleri.....	7
Çizelge 1.2. Atık ısı kategorilerine göre ısı kaynakları ve ortalama sıcaklık aralığı	10
Çizelge 1.3. Sıcaklığa göre kullanılan akışkan türleri ve akışkana ait kritik sıcaklıklar.....	12
Çizelge 1.4. Farklı genişleme elamanlarının birbiri ile kıyaslanması.....	16
Çizelge 3.1. Tez çalışması kapsamında kabul edilen parametre değerleri.....	52
Çizelge 4.1. Analiz için kullanılan değerler	68
Çizelge 4.2. Her bir elemanın toplam ekserji yok oluşundaki yüzdesi.....	83



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	Alan (m ²)
ALT	Atmosferik yaşam süresi
B	Kanat yüksekliği (m)
BK	Tıkanma faktörü (-)
C	Mutlak akış hızı (m/s)
ç	Çıkış
CFC	Kloroflorokarbonlar
CHP	Kombine ısı ve güç
C _{nozzle}	Nozul akor uzunluğu (m)
CO ₂	Karbondioksit
C _p	Sabit basınçta özgül ısı kapasitesi (J/kg-K)
CSP	Konsantre güneş enerjisi toplayıcı
d	Çap (m)
d _{hyd}	Hidrolik çap (m)
DPG	Dağıtılmış güç üretimi
ds	Özgül çap (-) (ds entropi değişimi)
dT	Sıcaklık değişimi
E	Enerji (kJ)
EES	Mühendislik denklem çözücüsü
ER	Genişleme Oranı (-)
Ex	Ekserji (kJ/s)
f	Sürtünme katsayısı (-)
FEA	Sonlu elemanlar analizi
g	Giriş
GA	Genetik algoritma
GRA	Gri ilişki analizi
GWP	Küresel ısınma potansiyeli
h	Entalpi (J/kg)
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HC	Hidrokarbonlar
HCFC	Hidrokloroflorokarbonlar
HFC	Hidroflorokarbonlar
HFO	Hidrofloroolefinler
hub	Rotor çıkış göbeği
hyd	Hidrolik
i	giriş
k	Kayıp katsayısı (-)
k	Kayıp katsayısı (-)
l	Uzunluk (m)
L	Kayıp
l _{hyd}	Hidrolik uzunluk (m)
m [·]	Kütleli debi (kg/s)
m	Meridional direction
Ma	Mach sayısı (-)
Ns	Özgül hız (-)
ODP	Ozon tükenme potansiyeli
ORC	Organik Rankine döngüsü
O _{throat, nozzle}	Nozul boğaz genişliği (m)

P	Basınç (Pa)
PCF	Perflorokarbonlar
PEM	Polimeryakıt hücresi
PF	performans faktörü
Q	Isı (kJ)
R	Gaz sabiti (J/kg-K)
r	Yarıçap (m)
RANS	Reynolds-ortalama Navier-Stokes
rc	Ortalama eğrilik yarıçapı (m)
Re	Reynolds sayısı (-)
RIT	Radyal girişli türbin
RPM	Dakikada devir sayısı
RR	Bağıl pürüzlülük (m)
S	Entropi (J/kg-K)
s	Isentropic
S	Entropi (kJ/kg.K)
SC	Girdap katsayısı (-)
SF	Şekil faktörü (-)
sis	Sistem
S _{nozzle}	Nozul kanat aralığı (m)
t	Kanat kalınlığı (m)
T	Sıcaklık (K)
U	Rotor kanat hızı (m/s)
u	Mutlak
W	Bağıl akış hızı (m/s), İş (W)
WHR	Atık ısı geri kazanımı
x	Kuruluk (-)
Z	Kanat Sayısı (-), Sıkıştırılabilirlik faktörü (-)
Δh_{actual}	Gerçek özgül entalpi değişimi (J/kg)
Δh_{ideal}	İdeal özgül entalpi değişimi (J/kg)
$\Delta T_{superheating}$	Aşırı ısıtma derecesi (K)
1-5	Türbin boyunca incelenen noktalar
6-7	Çevrim boyunca incelenen noktalar
α	Radyal açıya göre mutlak akış açısı (degree)
β	Radyal açıya göre bağıl akış açısı (degree)
ε	Açıklık , Boşluk (m)
η	Verim (-)
μ	Dinamik viskozite (Pa-s)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
σ	Katılık (-)
υ	İzentropik hız oranı (-)
φ	Akış katsayısı (-)
ψ	Yük katsayısı (-)
ω	Dönme hızı (RPM)

1. GİRİŞ

Günümüzde insanoğlunun modern yaşam tarzı, daha fazla ürün ve enerji tüketimine dayanmaktadır. İnsanlar, seyahat etmek, sosyal hayat kurmak, evlerini ısıtmak, soğutmak ve aydınlatmak gibi birçok günlük yaşam aktiviteleri için daha fazla enerjiye ihtiyaç duymaktadırlar. Bu yeni yaşam tarzı ile doğan fazla tüketimi karşılamak için sanayi, ulaşım, iletişim, sağlık ve diğer sektörlerdeki süreçlerde kullanılan enerji miktarı da giderek artmaktadır. Dünya genelinde artan enerji talebine karşı enerji arzının yeterli olmaması, insanoğlunu yeniden bir enerji krizi ile karşı karşıya bırakmaktadır.

Dünya nüfusu ve ekonomik aktivite arttıkça, enerji talebi de artmaya devam etmekte ve bu durum enerji kaynaklarının daha hızlı tüketilmesine neden olmaktadır. Öte yandan petrol, doğal gaz ve kömür gibi fosil yakıtların kaynakları sınırlıdır ve bu kaynakların tükenmesiyle birlikte enerji arzı da azalmaya devam etmektedir (Konak, 2019). Enerji arzında yegâne problem fosil yakıtların tükenmesi değil aynı zamanda fosil yakıtlara sahip ülke ve bölgelerdeki politik ve jeopolitik faktörlerdir. Enerji kaynaklarına olan erişim ve kontrol, politik ve jeopolitik faktörler tarafından etkilenmektedir. Fosil enerji kaynaklarına sahip ülkelerin izlediği küresel politikalar enerji kaynaklarının arzı konusunda çeşitli sorunları ortaya çıkarmaktadır. Çeşitli araştırmalar enerji kaynaklarının kullanımının bugünkü trend ile devam etmesi durumunda 2050 yılına kadar bugün ihtiyaç duyulan enerjinin yaklaşık %70 bugün çevreye yayılan sera gazlarının ise yaklaşık %60 kadar artacağını ileri sürmektedir (Anonim, 2018). Öngörülen bu sera gazı artışı beraberinde ortalama küresel sıcaklığı 2050 yılına kadar yaklaşık 6 °C kadar daha arttıracığı tahmin edilmektedir. Bu sorunların engellenmesi veya ortadan kaldırılabilmesi için küresel çapta birçok eylem hayata geçirilmeye çalışılmaktadır. Bunların başında fosil enerji kaynakları yerine alternatif enerji kaynaklarının kullanımını yaygınlaştırmak gelmektedir. Böylece çevresel sorunların azaltılması planlanmaktadır. Öte yandan mevcut enerji kaynaklarının kullanımda verimlilik çok daha büyük bir öneme sahiptir. Yakın gelecekte tümüyle alternatif enerji kaynaklarına geçişin kolay ve ekonomik olmadığı ortadadır. Alternatif enerji kaynaklarına geçiş sürecinde ve sonrasında enerji verimliliği büyük öneme sahiptir. Mevcut olan enerji kaynaklarının en verimli şekilde dönüştürülmesi ve kullanılması ile çevresel etkiler en aza indirilebilir (Uzun ve

Değirmen, 2018). Enerji kaynaklarının dönüşümü sürecinde olduğu kadar enerji tüketim sürecinde de enerji verimliliği ile sağlanabilecek enerji tasarrufu oldukça önemlidir.

Tüm bunların yanı sıra fosil kaynakların kullanımı ile ortaya çıkan çevresel etkiler gün geçtikçe artmakta ve tamiri zor hasarlar meydana getirmektedir. Özellikle küresel ısınmaya doğrudan katkı sağlayan sera gazı salınımları temelde fosil kaynakların kullanılması ile ortaya çıkmaktadır. Küresel ısınma beraberinde meydana gelen iklim değişikliği, enerji üretimi ve tüketimiyle doğrudan ilişkilidir (Kuşkaya ve Bilgili, 2019). Fosil yakıt tüketimi, sera gazı emisyonlarının ana kaynaklarından biridir ve iklim değişikliği sorununu daha da kötüleştirmektedir. İklim değişikliği ile ortaya çıkan doğal afetler ve küresel felaketler insanoğluna büyük zararlar vermektedir. İklim değişikliği sonucu olarak buzulların erimesi, deniz seviyelerin yükselmesi sonucunda tatlı su kaynaklarının azalmasına sebep olmaktadır ve bu durum, çok yakın gelecekte büyük bir su krizini ortaya çıkmasını kaçınılmaz kılmaktadır.

Endüstriyel proseslerden, konfor şartlarını sağlamaya kadar birçok alanda temel girdi olan enerji çoğunlukla elektrik enerjisi olarak kullanılmaktadır. Elektrik enerjisi ikincil bir enerji kaynağı olmakla birlikte birincil enerji kaynaklarının dönüştürülmesi ile elde edilir. Fosil kaynakların sahip olduğu kimyasal enerji, yanma sonucu ısı enerjisine ardından çeşitli çevrimlerle (rakine, brayton, otto, diesel çevrimleri gibi) mekanik enerjiye ve jeneratör vasıtasıyla elektrik enerjisine dönüştürülürler.

Dünya elektrik enerjisi tüketimi, birçok faktöre bağlı olarak değişkenlik gösterir. Ekonomik büyüme, nüfus artışı, sanayileşme, iklim koşulları, teknolojik ilerlemeler ve enerji politikaları gibi etmenler, dünya elektrik enerjisi tüketimini etkileyen ana faktörlerdir. Dünya genelinde elektrik enerjisine olan talep her geçen gün artmaktadır. Bu konuda yapılan çeşitli araştırmalar sonucunda, küresel elektrik talebi büyümesinin 2023 yılında %2.6 olması beklenirken, 2024-2025 yıllarında ortalama %3.2'ye yükseleceği ön görülmektedir. Bu öngörüye göre meydana gelecek olan talep artışı, salgın öncesi 2015-2019 döneminde gözlemlenen %2.4'lük talep artış oranının oldukça üzerindedir. Çeşitli senaryolara göre, 2025 yılına kadar elektrik enerjisine olan talep 2022 seviyelerine göre 2 500 TWh artacaktır; bu artış miktarı ile önümüzdeki üç yıl boyunca her yıl eklenen elektrik tüketiminin İngiltere ve Almanya'nın toplam tükettiği

elektrik miktarına eşit olduğu anlamına gelmektedir. Elektrik enerjisi talebindeki artışın yarısından fazlasının Çin'den kaynaklı olması beklenmektedir (Anonim, 2023a).

Türkiye elektrik enerjisi tüketimi 2022 yılında bir önceki yıla göre %1.2 oranında azalarak 328.8 TWh, elektrik üretimi ise bir önceki yıla göre %2.6 azalarak 326.1 TWh olarak gerçekleşmiştir. Türkiye Ulusal Enerji Planı çalışmasının sonuçlarına göre elektrik tüketiminin 2025 yılında 380.2 TWh, 2030 yılında 455.3 TWh, 2035 yılında ise 510.5 TWh seviyesine ulaşması beklenmektedir (Anonim, 2023b).

1.1. Yerde Enerji Üretimi

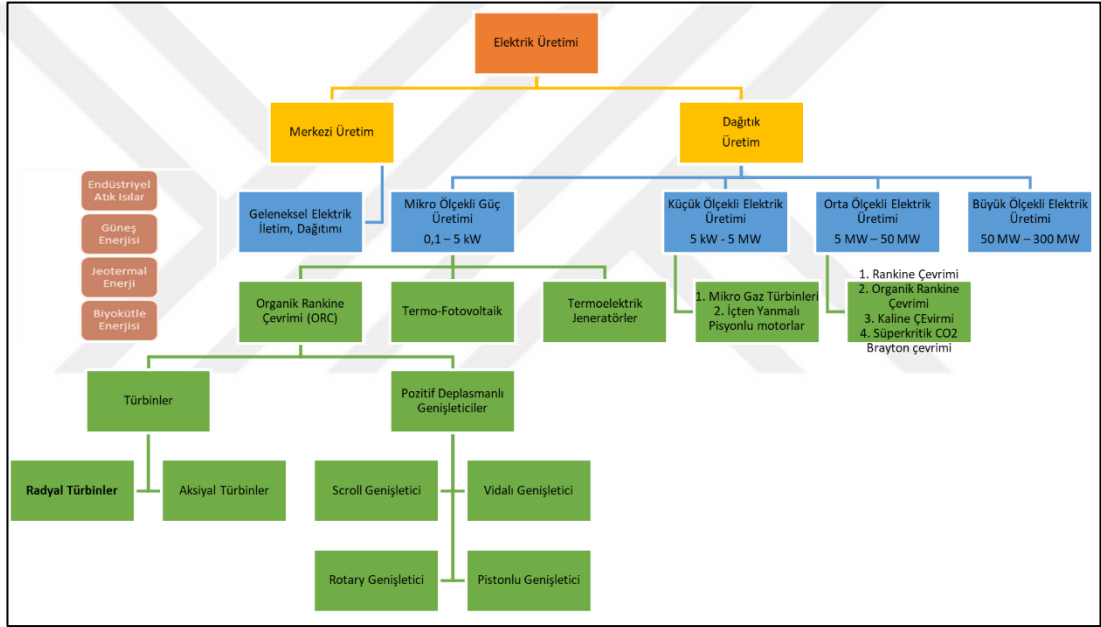
Elektrik enerjisi üretildikten sonra tüketim noktalarına ulaştırılması gerekmektedir. Elektrik enerjisinin iletimi ve dağıtımı sırasında bazı kayıplar meydana gelmektedir. Bu kayıplar temelde iletim kayıpları, dağıtım kayıpları ve teknik kayıplar olarak sınıflandırılırlar.

Elektrik enerjisi, yüksek gerilimli hatlarda taşınır ve bu hatlardaki direnç, indüktans ve kapasitans gibi faktörler, elektrik akımının enerji kaybına neden olur. Enerjinin iletimi sırasında meydana gelen bu kayıplara *iletim kayıpları* denir. Elektrik enerjisi, iletim sonrasında nihai tüketiciye ulaştırılması için trafo merkezlerinde düşük gerilime dönüştürülür ve dağıtım hatları aracılığıyla tüketicilere ulaştırılır. Dağıtım hatlarında aynı şekilde direnç, indüktans ve kapasitans gibi faktörler, elektrik akımının enerji kaybetmesine neden olur ve bu kayıplara *dağıtım kayıpları* denir. Bunların dışında elektrik iletim ve dağıtım sistemlerinin işletmesi sırasında meydana gelen işletme kayıpları *teknik kayıplar* olarak adlandırılır (Meral vd., 2009). Bunlar, sistemlerin bakımı, onarımı, güncellenmesi ve diğer işletme faaliyetleri sırasında meydana gelen kayıplardır. Enerji iletim dağıtımında meydana gelen kayıpların yanı sıra kaçak kullanım (faturalandırılmayan kullanım) enerji kayıpları kapsamında değerlendirilmektedir.

Elektrik iletim ve dağıtımındaki bu kayıplar, enerji verimliliğini azaltır ve enerji kaynaklarının daha fazla kullanılmasına neden olur (Meral vd., 2009). Bu nedenle,

kayıpları minimize etmek için teknolojik çözümler geliştirilerek ve enerji tasarrufu sağlayan sistemler kullanılarak kayıplar en aza indirilmeye çalışılmalıdır.

Elektrik iletim ve dağıtımındaki kayıpları minimize etmek için uygulanan basit ama etkili çözümlerin başında dağıtık enerji üretimi gelmektedir. Elektrik enerjisi üretimi merkezi bir yerden yapılarak tüketicilere dağıtılabileceği gibi dağıtık olarak (farklı yerlerde üretilerek) tüketiciye daha kısa mesafelerden ulaştırılabilir. Yerinde enerji üretimi olarak adlandırılan bu süreç uzun iletim hatlarında meydana gelen kayıpları ortadan kaldırdığı için enerji tasarrufu sağlamaktadır. Şekil 1.1’de merkezi ve dağıtık enerji üretim sistemlerinin sınıflandırılması gösterilmiştir.



Şekil 1.1. Elektrik üretim sistemleri

Yerinde enerji üretimi, bir yapı veya tesiste enerji ihtiyacının karşılanması için bölgede mevcut olan yenilenebilir enerji kaynaklarından (güneş, rüzgâr, hidroelektrik, biyokütle vb.) ya da atık ısıdan yararlanılarak elektrik ve/veya ısı ihtiyacının karşılanmasına olanak sağlar (Kaplan ve Büker, 2019). Böylelikle enerji ihtiyacının karşılanmasında merkezi enerji üretimine olan bağımlılığı azaltır. Yerinde enerji üretimi ile enerji tüketildiği yerde üretilir ve iletim kayıplar ortadan kaldırılmış olur. Böylece enerjinin üretildiği süre boyunca, enerji üretimi ile tüketimi arasındaki mesafeler azaltılarak, enerji verimliliği artırılmış olur. Enerjinin verimli olarak dönüştürülmesi ve kullanılması, enerji tasarrufunu artırarak, enerji maliyetlerini düşürür ve çevresel faydalar sağlar. Tüm bunların yanı sıra yerinde enerji üretimi,

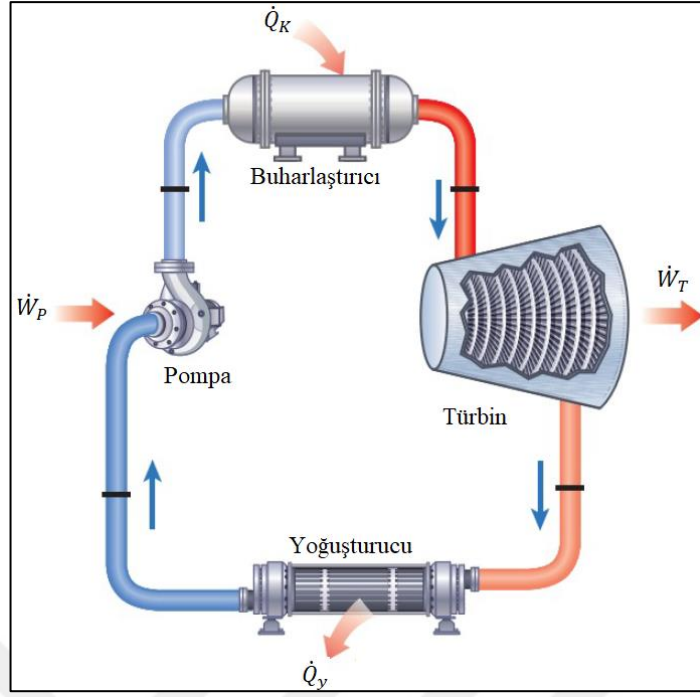
enerji ihtiyacının karşılanmasında sürdürülebilir, yenilenebilir kaynaklardan elde edilen enerjinin kullanılmasına olanak tanımasından ötürü fosil yakıtlardan kaynaklanan emisyonların azaltılmasına yardımcı olarak, çevresel açıdan daha sürdürülebilir bir enerji tedarikine yönelik önemli bir adımdır.

Dağıtık sistemin temel yaklaşımı olan yerinde enerji üretiminde, güneş toplayıcıları ile sağlanabilecek düşük sıcaklıklı ısı kaynakları veya atık ısı kaynaklarının kullanımı ile enerji ihtiyacının karşılanmasını mümkün kılan Organik Rankine Çevrimleri (ORC) yaygın bir kullanıma sahiptir. Herhangi bir proses sonrası açığa çıkan düşük sıcaklıklı atık ısılar çeşitli yöntemlerle geri kazanılarak ORC ile elektrik enerjisine dönüştürülebilirler. Böylelikle çevreye atılacak olan ısı geri kazanılarak enerji tasarrufu sağlanabilir ve çevresel etkilere sahip olan fosil kaynakların kullanımı azaltılabilir. ORC'ler eklendikleri sistemlerde atık ısının verimli şekilde yeniden kullanılabilmesine olanak sağlar ve enerji verimliliğini arttırmada büyük önem taşırlar (Imran, 2016).

Çeşitli ısı kaynaklarına uyarlabilirlik, düşük karmaşıklık, otomatik kontrol ve dağıtılmış güç üretimi ORC teknolojisini düşük-orta sıcaklıktaki atık ısıdan enerji üretimi için ideal bir seçenek haline getirmektedir (Vélez vd., 2012). ORC teknolojisinin potansiyel uygulamaları arasında biyokütle, güneş, jeotermal, okyanus termal enerjisi ve çeşitli termal proseslerden atık ısı geri kazanımı yer almaktadır (Tchanché vd., 2011). Hükümetlerin, gelecekte enerji ve çevre alanındaki düzenlemelerin CO₂ emisyonları ve enerji verimliliğine daha fazla odaklanacağı düşünüldüğünde ORC alanında daha fazla araştırma ve geliştirme yapılacağı ön görülmektedir.

1.2. Organik Rankine Çevrimi

Organik Rankine çevrimleri temelde Rankine çevrimlerine çok benzerdir. ORC'ler Rankine çevrimleri gibi buharlaştırıcı (kazan), genişletici (türbin), yoğunlaştırıcı ve pompadan oluşmaktadır. ORC'lerde Rankine çevriminden farklı olarak çevrimde su yerine daha düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen çeşitli organik akışkanlar (hidrokarbonlar, soğutucu akışkanlar, eterler ve siloksanlar) bulunmasıdır. Şekil 1.2'de ORC çevrimi ve sistem elemanları gösterilmiştir.



Şekil 1.2. Organik rankine çevrimi

ORC çevrimlerinde, çalışma akışkanı, buharlaştırıcıda ısıtılarak çevrim içerisindeki en yüksek sıcaklıkta ve yüksek basınçta buhar haline gelir ve türbine sevk edilir, burada sıcaklık ve basınçtan kaynaklı sahip olduğu yüksek entalpi ile türbin kanatlarını döndürür ve mekanik enerji oluşumunu sağlar. Türbin çıkışında basıncı ve sıcaklığı düşmüş olarak yoğusturucuya gönderilir. Yoğusturucuda ısını atarak sıvı haline gelen akışkan pompa ile yeniden basınçlandırılarak buharlaştırıcıya gönderilir.

1.2.1. ORC ısı kaynakları

ORC'ler düşük ve orta sıcaklıklı ısı kaynaklarının elektrik enerjisine dönüşümünde kullanılan çevrimlerdir. ORC'lerde Rankine çevrimlerinden farklı olarak düşük/orta sıcaklıklarda yüksek basınçlarda buhara dönüşebilen organik akışkanlar kullanılmaktadır. ORC'lerin düşük/orta sıcaklıklı kaynakları elektrik enerjisine dönüştürebilmeleri enerji verimliliğini arttırmada önemli rol oynamaktadır. ORC çevrimlerinde düşük/orta sıcaklıklı kaynaklardan ısı değiştiricileri ile alınan ısı, organik akışkanın buharlaştırılması için kullanılmaktadır. ORC çevrimlerinde yer alan buharlaştırıcılar, ısı alınacak kaynağın türüne ve sıcaklığa göre çeşitli tasarımlarla imal edilirler. ORC çevrimleri için en sık kullanılan ısı kaynakları;

- Jeotermal kaynaklar
- Güneş enerjisi
- Endüstriyel Proses sonucu açığa çıkan atık ısılar

Şeklinde sınıflandırılabilirler.

1.2.1.1. Jeotermal kaynaklar

Yer Yüzeyinden derinlere indikçe dünyanın merkezinde bulunan magmadan ötürü sıcaklık artmaktadır. Dünyanın merkezinden yayılan ve jeotermal enerji olarak adlandırılan bu enerji, ısıtma ve/veya elektrik üretimi için kullanılabilir. Yeryüzünün bölgesel olarak kalınlıkları ve yüzeyden merkeze doğru olan kırıkların farklılıklarından ötürü yüzeye ulaşan sıcaklıklar çeşitlilik göstermektedir. Dünyanın merkezindeki ısı enerjisi, yer altı suları ile kırıklar boyunca yeryüzüne ulaşmaktadır. Jeotermal kaynak yeryüzüne doğrudan çıkabileceği gibi çeşitli sondaj çalışmaları ile bu kaynaklara ulaşılabilir. Dünyanın merkezindeki ısıdan kaynaklı enerjinin yaklaşık 4.10^{13} W olduğu tahmin edilmektedir ve bu enerji dünyanın toplam enerji tüketiminin üç katından fazladır (Barbier vd., 2002).

Jeotermal kaynaklar farklı sıcaklıklara sahip olmalarından ötürü sağlık turizmi, mahal/sera ısıtma veya elektrik enerjisi üretimi gibi çeşitli amaçlarla kullanılmaktadır. Elektrik enerjisi üretiminde kaynak sıcaklığına bağlı olarak çeşitli santral türleri kullanılmaktadır. Çizelge 1.1’de kaynak sıcaklığına bağlı olarak kullanılan santral türleri ve ortalama verimlilikleri verilmiştir.

Çizelge 1.1. Jeotermal kaynak sıcaklığına bağlı olarak kullanılan santral türleri ve ortalama verimlilikleri

Kaynak Sıcaklığı (oC)	Jeotermal Santral Türü	Ortalama Verimlilik (%)
240 – 320	Double Flaş	35 – 45
180 – 300	Kuru Buhar	50 – 65
200 – 260	Single Flaş	30 – 35
125 – 165	Basic ORC	25 – 45

Sıcaklığa göre jeotermal kaynaktan alınan akışkan çeşitli yöntemlerle buhara dönüştürülür ve bir buhar türbini kullanılarak elektrik enerjisi üretilir. Buhar türbini sonrasında çıkan akışkanın sıcaklığına göre bu ısı bir ORC’de kullanılabilir. Kaynak

sıcaklığının doğrudan buhar üretimi ile kullanılmasının verimli olmadığı durumlarda ısı değiştiricileri ile jeotermal kaynaktaki ısı alınarak bir ORC çevriminde akışkanın buharlaştırılmasında kullanılabilir.

1.2.1.2. Güneş enerjisi ile ısı üretimi

Güneşte birleşme reaksiyonları sonucu açığa çıkan enerji dünya ve diğer gezegenlere ısıyım yoluyla ulaşmaktadır. Dünyaya ulaşan ısıyım enerjisi ilk olarak dünyanın dış kısmını kaplayan atmosfer tabakasıyla karşılaşır ve tabakada yer alan çeşitli maddelerle çarpışarak bir kısmı geri yansırken bir kısmı enerjisini maddeye aktadır bir diğer kısmı ise yayılı veya direk olarak yeryüzüne ulaşır. Yeryüzüne ulaşan yayılı veya direk ısıyım toplayıcılar vasıtasıyla bir akışkan veya maddeye ısı olarak depo edilir (Cengiz ve Mamiş, 2015).

Güneş enerjisi, çeşitli türlerde tasarlanmış toplayıcılar ile ısı enerjisi şeklinde akışkanlara aktarılır ve istenilen amaç için kullanılabilir. Toplayıcılar düşük, orta ve yüksek sıcaklık uygulamaları için farklı şekillerde tasarlanmaktadır. Toplayıcılar genellikle, düzlemsel toplayıcı, vakum tüplü toplayıcılar, parabolik toplayıcılar, çanak tipi toplayıcılar ve heliostat toplayıcılar şeklinde imal edilmektedir. Toplayıcı türü ve güneş ısıyım miktarına bağlı olarak ısı kaynağının sıcaklığı farklılık göstermektedir (Livatyalı ve Yıldırım, 2012).

Düzlemsel toplayıcılar, en yaygın güneş toplayıcı türüdür ve tipik olarak konut veya ticari sıcak su ve alan ısıtma uygulamaları için kullanılır. Sıcaklık aralığı ortalama olarak 30 °C ila 80 °C arasındadır (Kılıç, 2015).

Vakum tüplü toplayıcılar, yapısı sayesinde gelen ısıyımı boru merkezinde konumlandırılmış akışkana aktadır. Merkezde yer alan akışkan ile dış ortam arasında vakumlanmış bir bölge bulunduğundan iletim ve taşınım yoluyla oluşan ısı kaybı ihmal edilebilecek düzeydedir. Isı kaybı sadece ısıyım yoluyla gerçekleştiğinden yüzeyler, gelen ısıyımı soğuracak ancak ısıyım yapmayacak şekilde renklendirilmektedir. Vakum tüplü toplayıcılar düzlemsel toplayıcılara kıyasla oldukça yüksek verimlere sahiptir ve sıcaklıkları 150 °C'ye kadar ulaşmaktadır (Delcea ve Bitir-Istrate, 2021).

Konsantre güneş enerjisi (CSP) toplayıcılarında, yüksek sıcaklıklar üretmek amacıyla güneş ışığını küçük bir alana odaklamak için aynalar veya lensler kullanır. Parabolik toplayıcılar, çanak tipi toplayıcılar ve heliostat toplayıcılar CSP toplayıcılar olarak sınıflandırılırlar ve sıcaklık aralığı 500 °C'ye kadar ulaşabilir (Delcea ve Bitir-Istrate, 2021).

ORC'lerde çoğunlukla parabolik güneş toplayıcıları kullanılmaktadır. Parabolik toplayıcının merkezine konumlandırılmış olan boru içerisinde ORC çevriminde kullanılan organik akışkan doğrudan geçirilerek güneşten gelen enerjiyi alması sağlanabilir. Böylece toplayıcı verimliliğine bağlı olarak gerekli sıcaklıktaki organik akışkan buharı elde edilir ve türbine gönderilir. Türbinde genişleyerek iş üreten akışkan pompaya gönderilmeden önde yoğunlaştırıcıda ısısını atarak yoğunlaşır ve ardından yeniden parabolik toplayıcıya sevk edilir.

1.2.1.3. Atık ısı

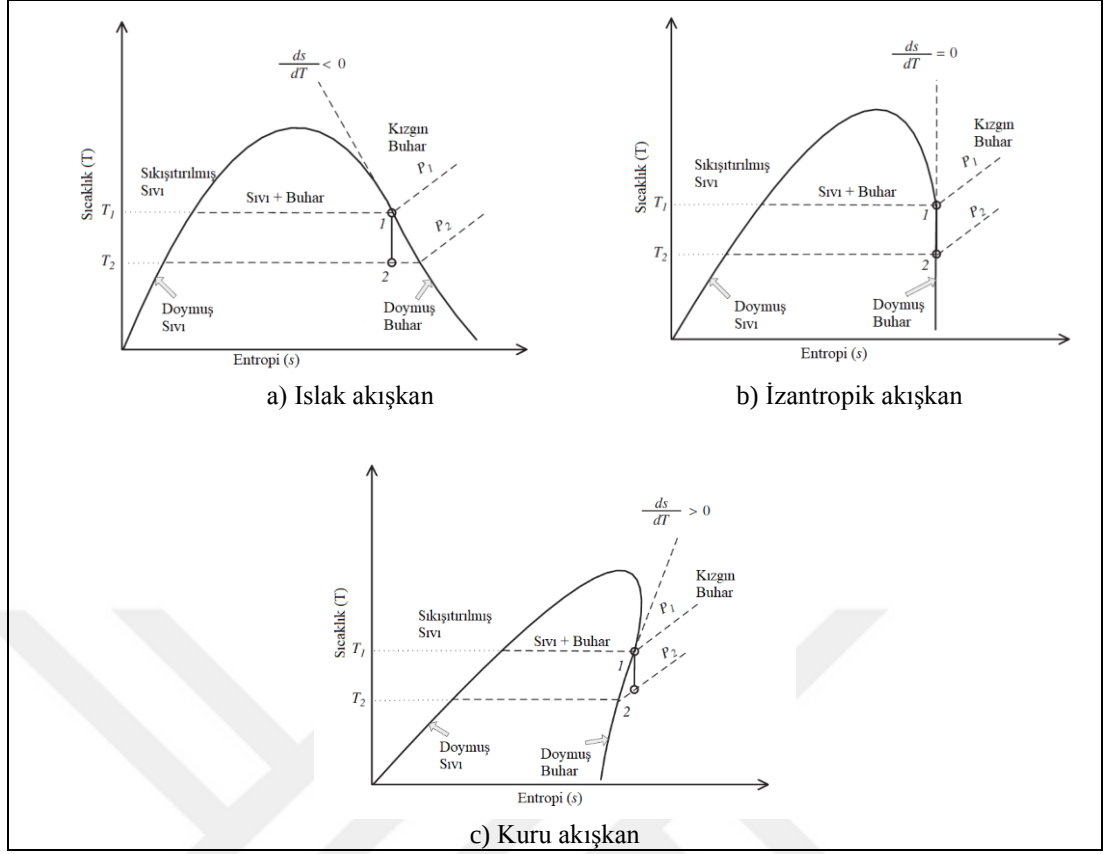
Atık ısı, elektrik üretimi veya çeşitli prosesler gibi ısı kullanımı gerektiren süreçlerin sonunda ortaya çıkan ısıyı ifade etmektedir. Çeşitli işleri gerçekleştirmek için kullanılan ısı ilgili süreci tamamladıktan sonra çevreye atılmaktadır. Çevreye atılan ısının toplam tüketime oranı çeşitli sektörleri arasında büyük farklılıklar göstermekte olup, ortalama yaklaşık %10'dur. Bu ısının sıcaklığı da ilgili sürece bağlı olarak yaklaşık 50 °C ila 1 000 °C arasında geniş bir aralıkta değişmektedir. %10 gibi yüksek bir oranda enerjinin kullanılmadan çevreye atılması verimlilik anlamında büyük bir kaybı göstermektedir (Tokgöz ve Özgün, 2019; Karanfil vd., 2020). Çevreye atılan bu ısı enerjisi, sıcaklığına bağlı olarak çeşitli ihtiyaçları karşılamak için geri kazanılarak kullanılabilir. Özellikle düşük/orta sıcaklıklı atık ısılar ORC çevriminde kullanılarak elektrik enerjisine dönüştürülebilir ve enerji verimliliğine katkı sağlayabilirler. Ürün ya da elektrik üretim süreçlerinde çevreye atılan ısılar, yine bu üretimlere katkı sağlamak amacıyla geri kazanılarak birim enerji maliyetleri en aza indirilebilir. Atık ısının çeşitli yöntemlerle geri kazanılması ile sağlanacak verimlilik artışı daha az yakıt tüketimini beraberinde getireceğinden çevresel zararlarında önüne geçecektir. Çizelge 1.2'de kategorilerine göre atık ısı kaynakları ve bu kaynakların sahip olduğu ortalama sıcaklık aralıkları verilmiştir (Tamburini vd., 2022).

Çizelge 1.2. Atık ısı kategorilerine göre ısı kaynakları ve ortalama sıcaklık aralığı (BCS inc., 2008)

Kategori	Isı Kaynağı	Sıcaklık Aralığı
Yüksek Sıcaklık (>650)	Katı Atık	650-1000
	Dumanlı Yakma Fırınları	650-1450
	Nikel arıtma fırını	1370-1650
	Cam eritme fırını	1000-1550
	Alüminyum arıtma fırınları	650-760
	Bakır yansımali fırını	900-1100
	Bakır arıtma fırını	760-815
	Çinko arıtma fırını	760-110
	Çimento fırını	620-730
	Hidrojen Tesisleri	650-1000
Orta Sıcaklık (230—6509)	Buhar kazanı egzozu	230-480
	Gaz türbini egzozu	370-540
	Kurutma ve pişirme fırınları	230-600
	Katalitik krakerler	425-650
	Pistonlu motor egzozları	315-600
	Kurutma ve pişirme fırınları	230-600
	Katalitik krakerler	425-650
	Tavlama fırını soğutma sistemleri	425-650
Düşük Sıcaklık (<230)	Proses buhar kondensatı	50-90
	Soğutma suyu: İçten yanmalı motorlar	66-120
	Sıcak işlenmiş sıvılar ve katılar	32-232
	Tavlama fırınları	66-230
	Kurutma, pişirme ve kurlleme fırınları	93-230
	Kaynak ve enjeksiyon kalıplama makineleri	32-88
	Rulmanlar	32-88
	Hava kompresörleri	27-50

1.2.2. ORC akışkanları

ORC’lerde çalışma akışkanı seçimi, sistemin verimliliğini, net güç çıkışını, ısı eşanjörlerinin ve genişleticilerin boyutunu, çevreyi ve maliyeti doğrudan etkilediği için oldukça önemlidir (Bao ve Zhao, 2013). Çalışma akışkanları, T-s diyagramlarındaki doymuş buhar çizgisinin eğimine göre; ıslak ($ds/dT < 0$), izentropik ($ds/dT \approx 0$) ve kuru ($ds/dT > 0$) akışkanlar olmak üzere üç gruba ayrılabilir. Türbin çıkışında, türbin kanatlarının zarar görmemesi için akışkanın kuruluk derecesinin %85’in üzerinde olması gerekmektedir. Türbin çıkışındaki kuruluk değeri sınırı için, ıslak akışkanlar büyük risk oluştururken, izantropik ve kuru akışkanlarda bu risk daha azdır ve ORC’ler için kuru veya izantropik akışkanların tercih edilmesi gerekmektedir. Şekil 1.3’te doymuş buhar çizgisinin eğimine göre; sırasıyla ıslak, izentropik ve kuru akışkanların sıcaklık-entropi (T-s) diyagramları gösterilmektedir.



Şekil 1.3. ORC’lerde kullanılabilen organik akışkanlar T-s diyagramındaki doyma eğrilerine göre türleri

ORC’lerde kullanılabilen organik akışkanlar T-s diyagramındaki doyma eğrilerinin durumunun yanı sıra atomik yapılarına göre, hidrokarbonlar (HC’ler), perflorokarbonlar (PCF’ler), kloroflorokarbonlar (CFC’ler), hidroflorokarbonlar (HFC’ler), hidrokloroflorokarbonlar (HCFC’ler), hidrofloroolefinler (HFO’lar), siloksanlar, alkoller, eterler ve CO₂ gibi bazı inorganikler olarak sınıflandırılırlar. Son yıllarda HFO’lar düşük küresel ısınma potansiyeli (GWP) ve ozon tabakasını inceltme potansiyeli (ODP) ile ön plana çıkmaktadır. Öte yandan HCFC’lerin sahip oldukları yüksek ODP nedeniyle Montreal Protokolü ile kullanımı yasaklanmıştır. ORC için akışkan seçerken dikkate alınması gereken akışkan özellikleri aşağıdaki gibi sıralanabilir (Quoilin vd., 2010);

- Termodinamik performans,
- İzentropik doyma buhar eğrisi,
- Donma, kaynama ve kararlılık sıcaklığı, buharlaşma ısı ve yoğunluk,
- Çevresel etki ve güvenlik, düşük ODP, düşük GWP,
- Kabul edilebilir buharlaşma basıncı,

- Pozitif yoğunlaşma gösterge basıncı,
- Yüksek buhar yoğunluğu,
- Düşük viskoziteli,
- Yüksek sıcaklık kararlılığı,
- Kolay bulunabilirlik ve düşük maliyet.

Organik akışkanın fiziksel özellikleri net güç çıkışını, ekserjetik verimliliği, termal verimliliği, türbin genleşme oranını, aşırı ısıtma için minimum sıcaklığı ve bileşenlerin boyutunu doğrudan etkiler (Toffolo vd., 2014; Sarkar, 2017).

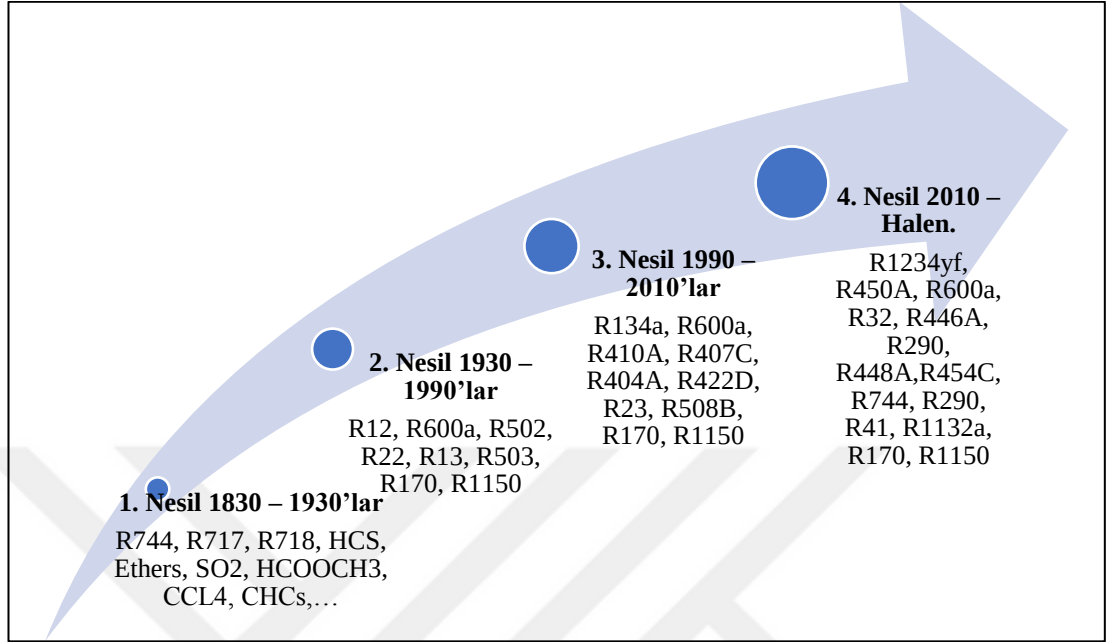
ORC çevriminde kullanılacak olan kaynak sıcaklığı, organik akışkanın belirlenmesinde büyük öneme sahiptir. Kaynak sıcaklığı kullanılacak olan organik akışkanın kritik sıcaklığının üzerinde olduğunda çevrim transkritik veya süper kritik çevrim halini alabilir. Ancak ORC'ler çoğunlukla subkritik olarak çalışmaktadır. Çizelge 1.3'te kaynak sıcaklığına göre kullanılan akışkan türleri ve akışkana ait kritik sıcaklıklar verilmiştir.

Çizelge 1.3. Sıcaklığa göre kullanılan akışkan türleri ve akışkana ait kritik sıcaklıklar

Düşük Sıcaklık (<150)		Orta Sıcaklık (150-250)		Yüksek Sıcaklık (>250)	
Akışkan	Kritik Sıcaklık	Akışkan	Kritik Sıcaklık	Akışkan	Kritik Sıcaklık
B2	78.11	RE347	160.2	N-Heptane	267.0
Propane	96.68	HFE7000	164.46	Cyclohexane	280.5
R134a	101.1	Novec649	168.66	Benzene	288.9
R245	107	SES36	177.5	Octamethyltrisiloxane (MDM)	291.1
R152a	113.3	R123	183.7	N-Octane	296.2
Ammonia	132.3	HFE7100	195.3	Toluene	318.6
i-Butane	134.8	Hexane	234.6	Decamethyltetrasiloxane (MD2M)	325.8
R236ea	139.29	N-Pentane	196.5	Dibromomethane (R-30B2)	337.8
RE-134	147	Methanol	240.2	N-Propylbenzene	365
n-Butane	152.3	Ethanol	240.8	N-Butylbenzene	388
R25fa	154.1	Hexamethyldisiloxane (MM)	245.4	Tribromomethane (R-20B3)	422.9

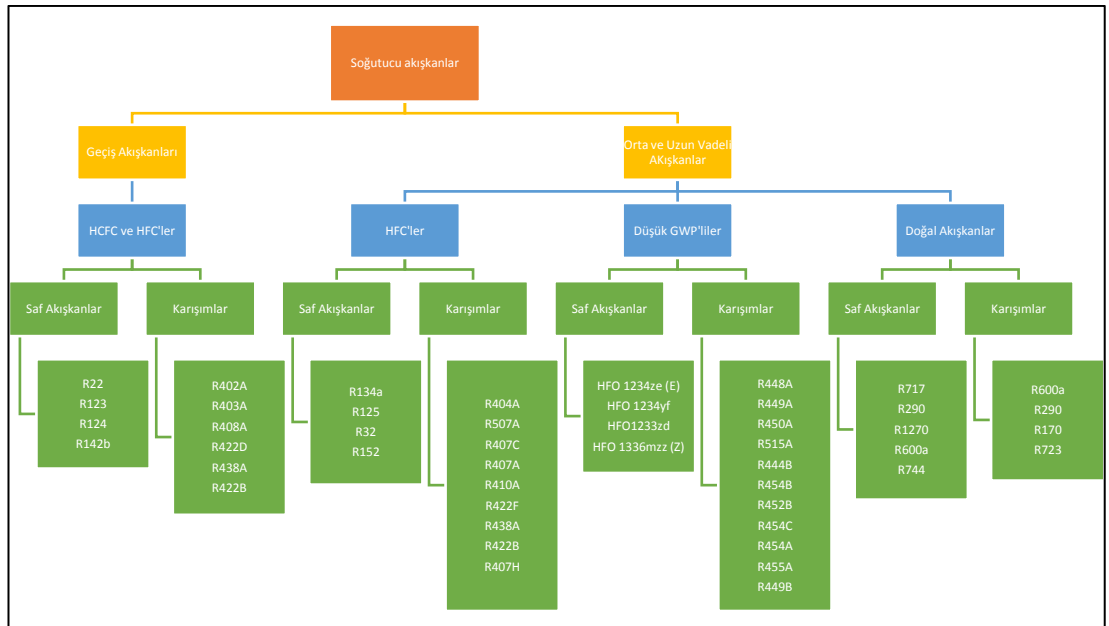
Şekil 1.4'de Organik akışkanların tarihsel süreçleri gösterilmiştir. Akışkanların çevreye verdiği zararların ortadan kaldırılması için sürekli olarak yeni akışkan türlerinin geliştirmek adına çalışmalar sürdürülmektedir. İlk olarak 1830'larda ortaya çıkarılan soğutucu akışkanlar, bu akışkanların çevresel zararları fark edilmeye başlandıkça değiştirilmiştir. Her yeni nesil akışkanda bir önceki nesil akışkanın

eksiklikleri giderilmeye çalışılmış ve daha çevreci, daha yüksek verimli akışkanlar böylelikle ortaya çıkmıştır.



Şekil 1.4. Akışkan türlerinin tarihsel gelişimi (Demirci vd., 2020)

Şekil 1.5’te akışkanların çevresel zararları ve diğer etkileri göz önüne alınarak sınıflandırma yapılmıştır. Bu sınıflandırmada akışkanların özelliklerine göre geçiş akışkanları ve orta-uzun vadeli akışkanlar kategoriler halinde gösterilmiştir.



Şekil 1.5. Soğutucu akışkanların sınıflandırması (Anonim, 2023c)

1.2.3. ORC’lerde genişleme elemanları

ORC’lerin performansını etkileyen bir diğer parametre ise sistemde yer alan genişleme elemanlarıdır. ORC’lerde çeşitli genişleme elemanları kullanılmaktadır ve çalışma şartlarına bağlı olarak kullanılan türü ve performansı farklılıklar göstermektedir (Breeze, 2014). ORC’lerde çalışma prensiplerine göre, türbinler (dinamik genişletici), pozitif deplasmanlı genişleticiler ve ejektörler olmak üzere üç çeşit genişletme elemanı vardır. Şekil 1.6’da genişletici elemanlarının türleri gösterilmiştir.



Şekil 1.6. ORC Genişleme elemanlarının sınıflandırılması

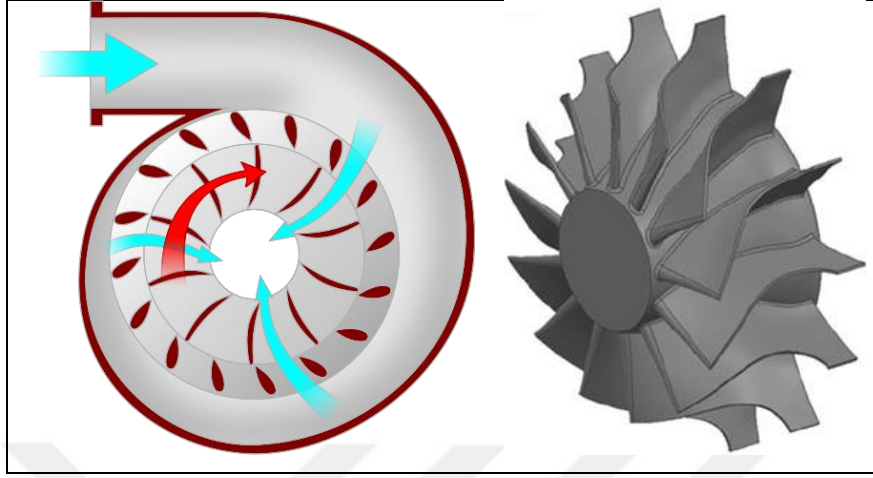
Genişleme elemanı olarak türbinlerin kullanması durumunda, yüksek basınç ve sıcaklıktaki akışkanın enerjisi, türbin kanatlarında akışkanın hız değişimi ile kinetik enerjiye, türbin kanatlarının hareketiyle de mekanik enerjiye dönüşür. Radyal ve eksenel türbinler olmak üzere iki tür türbin vardır. Genellikle, eksenel türbinlerin kapasitesi radyal türbinlerden daha büyüktür.

Pozitif deplasmanlı genişleticilerin çalışma prensibi türbinlerden farklıdır. Enerji dönüşümü, genişleticilerdeki kapalı hacmin değişimine dayanır. Pozitif deplasmanlı genişleticiler çok çeşitli konfigürasyon ve geometrilere sahiptirler.

1.2.3.1. Radyal türbinler

Radyal türbinlerin çalışma prensibi ve temel yapısı santrifüj kompresörlere benzerdir. Türbin çarklarında enerjinin güce dönüştürüldüğü sürekli bir akışkan akışı vardır. Radyal türbinlerdeki ana akış yönü radyaldır ve bu nedenle bu tür türbinleri radyal türbin olarak adlandırılır. Radyal türbin, bir stator ve bir rotor (pervane ve şaft) içeren

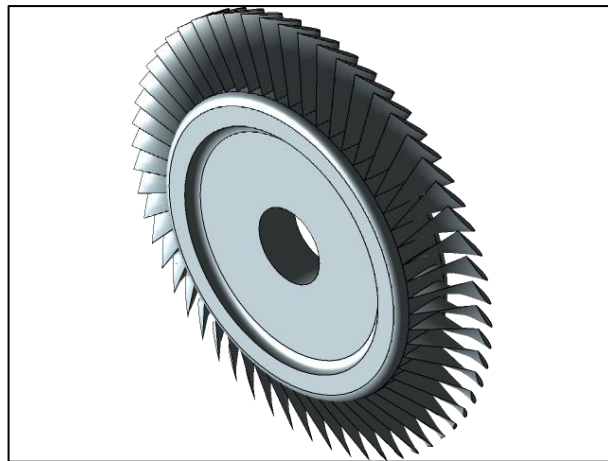
bir dış gövdeden oluşur (Fiaschi vd., 2012). Bu tez kapsamında radyal türbin detaylıca incelenecektir. Şekil 1.7’de örnek bir radyal türbin görseli verilmiştir.



Şekil 1.7. Radyal türbinlerin genel gösterimi

1.2.3.2. Eksenel türbinler

Eksenel türbinlerin temel çalışma prensibi radyal türbinlere benzer olmakla birlikte çalışma akışkanlarının akış yönü ekseneldir, yani akış yönü türbinlerin rotoruna paraleldir. Eksenel türbinlerin akış hızı genellikle radyal türbinlerden daha büyük olmasına karşın genişleme oranı genellikle radyal türbinlerin daha küçüktür. Şekil 1.8’de örnek bir eksenel türbin görseli verilmiştir.



Şekil 1.8. Eksenel türbinlerin genel gösterimi

Genişleme elemanlarının yukarıda bahsedildiği gibi çeşitli türleri mevcut olup çalışma şartlarına göre verimlilikleri değişiklik göstermektedir. Bu nedenle ORC sistemi

tasarlarken genişletici elemanın doğru belirlenmesi sistem verimliği açısından büyük önem taşımaktadır. Ayrıca genişletici türlerinin birbirlerine kıyasla bazı üstünlük ve eksiklikleri mevcuttur. Çizelge 1.4’de genişletici türlerinin kıyaslanması verilmiştir.

Çizelge 1.4. Farklı genişleme elemanlarının birbiri ile kıyaslanması

Genişletici Tipi	Türbin	Scroll	Vidalı	Kanatlı	Pistonlu
Güç	Yüksek/orta	Orta/düşük	Orta	Düşük	Orta
Akışkan hızı	Çok yüksek	Düşük	Orta	Düşük	Orta
Teknik Karmaşıklık	Çok yüksek	Yüksek	Yüksek	Düşük	Yüksek
Devir sayısı	Çok yüksek	Düşük	Düşük	Düşük	Orta
Gürültü	Yüksek	Düşük	Orta	Düşük	Yüksek
Islak Buhar Koşullarında Çalışma	Hayır	Evet	Evet	Evet	Hayır
Maliyet	Yüksek	Orta	Yüksek	Çok düşük	Orta
Bakım Giderleri	Çok Yüksek	Orta	Yüksek	Çok Düşük	Orta
Dayanıklılık	Yüksek	Orta	Yüksek	Orta	Orta
İç Mekanik Sürtünmeler	Düşük	Orta	Orta	Orta	Yüksek

Temel çalışma parametreleri, giriş sıcaklığı ve basıncı, aşırı kızdırma sıcaklığı, genişleme oranı ve çalışma sıvısı gibi birçok parametre, genişleme cihazlarının ve ORC sistemlerinin performansı üzerinde doğrudan etkilidir. ORC sisteminin tasarımında, bu parametreler termodinamik optimizasyon yöntemi kullanılarak dikkatlice belirlenmelidir. Optimum parametreler, genişleme cihazlarının türüyle ilgilidir ve bu nedenle, genişleme cihazlarının türüne ilk aşamada karar verilmelidir.

Genleşme cihazlarının ana termodinamik parametreleri belirlendikten sonra, yapı parametrelerinin optimizasyonu, genişleme cihazlarının yüksek performansını elde etmek için oldukça önemlidir. Çalışma akışkanı, dönüş hızı, ısı transferi, sızıntı, akış dağılımı ve yapı parametreleri göz önünde bulundurularak bütünleşmiş simülasyon modelleri kurulmalı ve çözülmelidir. Örneğin, optimum dönüş hızı pozitif deplasmanlı genleştiriciler için düşük devirlerde iken türbinler için oldukça yüksek devirlerdedir. Pozitif deplasmanlı genleştiriciler için kaçak akış, emme akışı ve boşaltma akışı (akış kayıplarına, basınç titreşimlerine ve gürültüye yol açar) ana odak noktalarıdır. Türbinler için, çarklardaki hız ve basınç dağılımları türbinlerin performansını etkileyen en önemli faktördür (Zhao vd., 2019).

Bu tez çalışmasında, ORC’lerin performansında büyük öneme sahip genişletici elemanlardan olan radyal türbinin tasarımı ve incelemesi yapılmıştır. Radyal türbin tasarımı için kullanılan boyutsuz parametreler araştırılmış ve tasarımda kullanılacak olanlar belirlenmiştir. Çalışmada Mühendislik Denklem Çözücü (EES) ve üç boyutlu

analiz imkanı sunan Ansys CFX kullanılmıştır. EES’de hesap edilen termodinamiksel ve boyutsuz parametreler ile türbinin performansı ve ORC performansına etkisi araştırılmıştır. Bu bağlamda yerinde enerji üretimi sağlayabilecek mikro ölçekli bir ORC için ortalama 1 kW güç üretim kapasitesine sahip radyal türbin tasarımı ve performans incelemesi gerçekleştirilmiştir. Kabul edilen başlangıç değerleriyle türbinin boyutları ve giriş-çıkış akış özellikleri belirlemiştir. Tasarlanan türbin boyutları sabit tutularak farklı akışkanların kullanılmasının ORC performansı üzerine etkisi incelenmiştir. Ayrıca türbin giriş sıcaklığı, türbin giriş-çıkış basınç oranı gibi termodinamiksel değerler parametrik olarak değiştirilmiş ve ORC performansının değişimi incelenmiştir. Elde edilen bulgulara göre belirtilen şartlarda ORC’nin en iyi performans gösterdiği durumlar ortaya koyulmuştur.

2. KAYNAK ÖZETLERİ

Rahbar ve diğerleri yaptıkları çalışmada, sabit genişletici verimliliğinin yerine, her bir döngü işletme koşulları ve çalışma akışkanı özellikleri için benzersiz olan dinamik verimliliğin kullanıldığı optimize bir modelleme yaklaşımı sunmuşlardır. ORC'nin boyutu ve performansı dikkate alınarak, model, genişletici toplam boyutu ve döngü net elektrik güç çıkışı üzerinde önemli etkileri olan ana girdi değişkenlerini belirlemek için kullanmışlardır. Bu parametreleri daha sonra altı organik akışkan için çevrim net elektrik güç çıkışı/türbin toplam boyut oranını (amaç fonksiyonu) maksimize etmek için DIRECT algoritması kullanılarak optimizasyon sürecine dahil etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre, dinamik verimlilik yaklaşımının farklı çalışma akışkanlarının türbin verimlerinde önemli farklılıklar ortaya koyduğunu göstermişlerdir. R245fa ve izobutan arasındaki türbin verimlilikleri arasında %6.13'lük maksimum fark olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca optimizasyon sonuçlarına göre, döngü net elektrik güç çıkışı ve türbin toplam boyutu sırasıyla 90.3 kW ve 157.2 mm olan izobutan tarafından 0.5748 kW/mm maksimum güç elde edildiğini göstermişlerdir (Rahbar vd., 2015a).

Rahbar ve diğerleri 2015 yılında yaptıkları çalışmada, etkili ve kompakt bir küçük ölçekli radyal türbin geliştirmek için, ortalama çizgi modellemeyi gerçek gaz formülasyonu ve GA (genetik algoritma) optimizasyon teknikleriyle birleştirdikleri, bütünlük bir matematiksel yaklaşım sunmuşlardır. Bu yöntemde, ortalama çizgi modellemesi, gerçek gaz formülasyonu ile birleştirilerek parametrik çalışmalar yapmak için kullanmış ve türbin verimliliği üzerinde önemli etkiye sahip olan ana değişkenleri belirlemişlerdir. Bu değişkenleri daha sonra GA'da türbin performansını optimize etmek için kullanmışlardır. Verimlilik açısından küçük ölçekli radyal türbin performansını optimize etmek için sekiz organik akışkan incelenmiştir. Ulaştıkları sonuçlara, tasarladıkları radyal türbin verimliliklerinin, diğer genişleticilerin bildirilen verimlilik değerlerinden daha yüksek olduğunu göstermişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre, R152a, yedi derece (K) aşırı ısınma ile en yüksek verimliliği (%84) olduğunu ortaya koymuşlardır. Öte yandan aşırı ısınma olmadığı takdirde, isobutan akışkanının verimlilik (%83.82), rotor boyutu (66.3 mm) ve giriş sıcaklığı (89.2 °C) açısından en uygun özellikleri sergilediğini ifade etmişlerdir (Rahbar vd., 2015b).

Al Jubori ve arkadaşları 2017 yılında, küçük ölçekli bir ORC radyal-girişli türbinin ortalama çizgi tasarımı, üç boyutlu HAD analizi, optimizasyonu ve ORC sistemi modellemesini kapsayan etkili bir metodoloji sunmuşlardır. Üç boyutlu HAD analizi ve çok amaçlı bir optimizasyon algoritması ANSYS®17 CFX ve k-omega SST türbülans modeli ile 3D RANS'a dayalı Tasarım Keşfi kullanılarak gerçekleştirmişlerdir. Türbin kanat geometrisinin optimizasyonu, kanat açılarını ve kalınlık dağılımını temsil etmek için B-splines tekniğine dayanarak, her ikisi için de 20 tasarım noktası kullanılarak yapmışlardır. Tasarım parametreleri arasında bıçak kanat sayısı ve rotor uç boşluğu yer vermişlerdir. İzantropik verimlilik ve güç çıkışı, izopentan ve R245fa olmak üzere iki organik çalışma akışkanı ile optimizasyon amaçları olarak kullanmışlardır. R245fa ile optimize edilmiş geometrinin sonucunda, temel tasarımla karşılaştırıldığında maksimum 5.415 kW güç çıkışına sahip bir baz çizgisinde, türbin ve çevrimin termal verimlerinin sırasıyla %13.95 ve %17.38 daha yüksek olduğunu göstermişlerdir (Al Jubori vd., 2017).

Guillaume ve diğerleri 2017 yılında, R245fa ve R1233zd olmak üzere iki çalışma akışkanı için bir radyal akış türbinli ORC sisteminin performansını deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Deneylerinde ısı kaynağını, ORC çevrimine bağlı bir elektrikli yağ kazanı kullanılarak simüle etmişlerdir. Türbin tarafından sağlanan elektrik gücü, jeneratör tarafından maksimum 3.5 kW'lık bir sınırlamayla üretmişlerdir. Basınç oranı, dönme hızı, giriş sıcaklığı ve türbinin kütleli akış hızını değiştirerek çeşitli yağ sıcaklıkları ve akış hızları için durağan durumdaki ölçümler yaparak türbin-jeneratör setinin performansı değerlendirmişlerdir (Guillaume vd., 2017).

Han ve diğerleri 2017 yılında yaptıkları çalışmada, düşük sıcaklık kaynaklı (80-300 °C) Organik Rankine Çevriminin (ORC), belirli bir sıcaklık kaynağına dayanarak, altı çeşit kuru çalışma akışkanıyla radyal akışlı türbinin tasarım koşullarını belirlemişlerdir. Başlangıç tasarım parametrelerinin seçim prosedüründe, v_2/v_1 'in artışı kontrol etmek için organik çalışma akışkanlarının özellikleri göz önünde bulundurulması gerektiğini ifade etmişlerdir. v_2/v_1 'in artışının büyük bir göreceli hız oranına ve radyal-akışlı türbinin kötü performansına neden olabileceğini belirtmişlerdir. Çalışmalarında, R123 akışkanının kullanıldığı durumda çevrim ideal verimliliği, minimum çevrim termal verimliliği ve çevrim net gücünün sırasıyla %8.33 ve 67.24 kW ile en düşük verimlilik olduğunu hesaplamışlardır. R600a kullanıldığı

durumda en yüksek çevrim termal verimliliği ve çevrim net gücü sırasıyla %9.17 ve 74.59 kW ulaştığını ortaya koymuşlardır. Elde ettikleri sonuçlarla R600 ve R600a ile ORC sistemlerinin, daha küçük geometrik boyutları ve belirli sıcaklık kaynağıyla daha iyi termal eşleşmesi olan daha iyi çevrim performansına sahip olduğunu göstermişlerdir (Han vd., 2017).

Rahbar ve diğerleri 2017 yılında yapmış oldukları çalışmada, küçük ölçekli bir radyal giriş türbini (RIT) geliştirmek için etkili ve kapsamlı bir metodoloji önermişlerdir. Önerdikleri metodoloji, 1 boyutlu modelleme, 3 boyutlu aerodinamik inceleme ve yapısal analiz, öncü teknikle üretim ve doğrulama için deneysel testlerden oluşmaktadır. Önerilen 1-D modelleme, türbin girdi tasarım değişkenlerinin parametrik çalışmalarına dayalı olarak türbinin birincil geometrisini ve performansını belirlemede kullanmışlardır. Ancak HAD analizi ile, sadece 3 boyutlu akışkan akış davranışını yakalayarak daha gerçekçi türbin performansı sağlamakla kalmayıp aynı zamanda türbin geometrisi parametrelerinin parametrik çalışmaları yardımıyla türbin verimliliğini artıran daha verimli türbin geometrisinin elde edilebileceği göstermişlerdir. Türbin verimliliği 1-B modelleme ile %81.3'ten HAD analiz ile %84.5'e yükseltmişlerdir. HAD modelinin doğruluğu, stereolitografi tekniği ile üretilen RIT üzerinde deneyler yapılarak değerlendirmişlerdir. HAD modeli, test edilen çok çeşitli çalışma koşulları için türbin verimliliğini ve gücünü sırasıyla $\pm$ %16 ve $\pm$ %13 doğrulukla tahmin edebilmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre, önerdikleri metodolojinin etkinliğini ve HAD modelinin küçük ölçekli RIT'lerin analizleri için kıyaslama modeli olarak kullanılabileceğini ortaya koymuşlardır. Ayrıca, bu tür uygulamalar için, yeni üretim tekniğinin ve kullanılan malzemenin, tasarım kararlarına ve HAD modelinin makul bir doğrulukla makul bir maliyetle ve zamanında doğrulanmasına yardımcı olan prototipler üretmek için çok etkili olduğu göstermişlerdir (Rahbar vd., 2017).

Alshammari ve diğerleri 2018 yılında yaptıkları çalışmada, sabit çalışma koşullarında işleyen ağır hizmet tipi bir dizel motorunda atık ısı geri kazanım sistemi (WHRS) olarak küçük ölçekli bir organik Rankine çevrimi (ORC) sisteminin yakıt verimliliği üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. ORC sisteminin türbini için sıfırdan tasarlayarak özellikle bu WHR uygulaması için kullanılan bir radyal akış türbin üretmişlerdir. Çeşitli ORC birimi çalışma koşullarının test edildiği kısmi motor

yüklerinde ORC'nin maksimum termal verimliliği yaklaşık %4.3 civarında olduğunu belirlemişlerdir. Bununla birlikte maksimum üretilen güç, 20 000 dev/dak ve 5.9 basınç oranında 6.3 kW olduğunu ifade etmişlerdir. Deneysel çalışmalarında izantropik verimin, 20 000 dev/dak'da %35.2'ye ve 15 000 dev/dak'da %27'ye ulaştığını ortaya koymuşlardır. Elde ettikleri sonuçları, aynı tasarım dışı koşulları kullanarak HAD sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonuçlarında toplam verimlilikte maksimum %1.15 sapma olduğunu hesaplamışlardır (Alshammari vd., 2018).

Ding ve diğerleri yaptıkları çalışmada, Organik Rankine Çevrimi (ORC) sisteminin bir exergoenvironmental modeli kurmuşlardır. Ayrıca çelik veya bakır malzemeden imal edilen ORC bileşenlerinin her biri için çalışma akışkanının çevresel etkisi, ilgili bileşenin ekserji yok oluşuna göre ORC'deki bileşenler üzerinde dağıtılmıştır. Çalışma akışkanı olarak R134a, R227ea, R152a ve R245fa seçmişlerdir. Çalışma akışkanının ve bileşenlerin çevresel etkileri analiz etmişler ve bileşenlerin exergoenvironmental etki faktörleri tartışmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre R134a, R227ea, R152a ve R245fa'nın çevresel etkileri, sırasıyla, toplam sistem çevresel etkisinin %13.76, %26.04, %2.62 ve %14.77'si olduğunu ortaya koymuşlardır. Çalışma akışkanı sızıntısından kaynaklanan çevresel etki, sırasıyla çalışma akışkanının çevresel etkilerinin %67.52, %75.62, %35.71 ve %68.34'ü olduğunu ifade etmişlerdir. R245fa ile çalışan ORC sisteminin, minimal exergoenvironmental etkiye sahip olduğunu belirlemişlerdir (Ding vd., 2018).

Mounier ve diğerleri yaptıkları çalışma ile küçük ölçekli türbinler için özel olarak tasarlanmış yeni boyutsuz bir performans haritası önermişlerdir. Haritayı deneysel olarak doğrulanmış bir 1D kod kullanılarak oluşturmuş ve küçük ölçekli ORC uygulamalarına uyarlamışlardır. Basınç oranının haritanın şekli üzerinde güçlü bir etkiye sahip olduğu öne sürüldüğünden, basınç oranını hesaba katan yeni bir polinomik uygunluk önermişlerdir. Türbin kayıplarının analizi aracılığıyla, verimlilik haritasını şekillendiren temel olguları açıklamışlardır. Harita üzerindeki geometrik bağımlılıkların hassasiyet analizi, çapa / uç yarıçap oranının büyük bir etkisi olduğunu göstermişler ve sundukları haritanın N_s - D_s yüzeyinin orijinalinden daha küçük olmasını açıklamışlardır. Yeni haritayı, deneysel olarak doğrulanmış 1D modelle

karşılaştırıldığında, tahmin hatasının %4'ün altında olduğunu belirtmişlerdir (Mounier vd., 2018).

Bekiloğlu ve diğerleri yaptıkları çalışmada, ORC için 28 adet hidrokarbon (HC), hidroflorokarbon (HFC) ve hidrofloroolefin (HFO) çalışma akışkanı, üç farklı ısı kaynağı sıcaklığı (90, 120 ve 150 °C) için kullanmışlardır. Dinamik türbin aşama verimliliği analizlerine eklemek için kayıp hesaplamalarıyla bir 1-D radyal-inflow türbin (RIT) ORC tasarımına dahil etmişlerdir. Minimum net güç çıkışı başına termal iletkenliğe ve maksimum performans faktörüne (PF) sahip bir ORC tasarlamak için çok amaçlı genetik algoritma optimizasyonu kullanmışlardır. Özgül hız, kondensasyon basıncı, türbin aşamasındaki basınç oranı, aşırı ısınma derecesi ve buharlaştırıcıda pinch noktası sıcaklık farklarını karar değişkenleri olarak belirlemişlerdir. Çalışmanın sonunda Pareto sınırı elde etmişler ve bir karar verme yöntemi (TOPSIS) her çalışma akışkanı için en uygun çözümü seçmek için kullanmışlardır. R1234yf, R1234ze(e) ve izobutan sırasıyla 90, 120 ve 150 °C ısı kaynağı sıcaklıklarında optimum çalışma akışkanları olduğunu tespit etmişlerdir. Her bir çözüm için türbin geometrisi, akışkan hızları ve türbin dönme hızı hesaplamışlardır (Bekiloğlu vd., 2019).

Kim vd. (2019) yaptıkları çalışmada, radyal-giriş türbinler üzerinde hem RTDM hem de RITAL kullanılarak bir deney gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak, RTDM ve RITAL türbinlerinin çıkış gücü ve verimliliği sırasıyla 36.04 kW, %80.03 ve 35.03 kW, %76.01 olarak bulmuşlardır. Deneysel sonuçlar, RTDM türbinin performansının neredeyse RITAL türbiniyle aynı olduğunu göstermektedir. Ayrıca, deneysel verilere dayalı olarak iki gizli katmanlı derin sinir ağı kullanarak performans tahmini analizi yapmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre, RTDM türbini ve RITAL türbini için minimum ortalama karekök hatalarını sırasıyla yaklaşık 1.81 ve 1.65 olarak tahmin etmişlerdir. Derin sinir ağı, organik Rankine çevrimi için deneylerin eğilimlerini tahmin edebildiğini ifade etmişlerdir.

Wu ve diğerleri yaptıkları çalışmada, ORC'de kullanılabilir bir radyal girişli türbin için sayısal model oluşturmuş ve sayısal sonuçlarla deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. İlk olarak, kanat açılarının nozul performansı üzerindeki etkisi incelemişler ve belirli açı aralıklarında açılarının azalmasıyla hız katsayısının arttığını ortaya koymuşlardır. Ancak, giriş açısı 30°'yi aştığında nozul verimliliği keskin bir

şekilde azaldığını ifade etmişlerdir. İkinci olarak, rotor verimliliği üzerinde bıçak profili etkisi araştırmışlar ve t arttıkça, rotor verimliliğinin önce arttığını, sonra hızla azaldığını göstermişlerdir. $t = 1.95$ olduğunda rotor verimliliği, orijinal rotorun verimliliğine göre %1 arttığını belirlemişlerdir. Son olarak, türbin performansı sayısal olarak araştırmışlar ve türbinin toplam-statik verimliliğinin orijinal türbine göre %1.7 arttığını ortaya koymuşlardır (Wu vd., 2019).

Wang vd. (2019) yaptıkları çalışmada, bir ORC radyal-giriş türbini için bir boyutlu tasarım yapmıştır. Tasarladıkları türbinin memesi, rotoru ve volüti dahil olmak üzere tam bir üç boyutlu modeli geliştirmiş ve performansı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile tahmin etmişlerdir. Çalışma akışkanlarının özelliklerini tahmin etmek için Peng-Robinson denklemi kullanmışlardır. Simülasyon, sayısal sonuçların tasarıma iyi bir şekilde uyum sağladığını göstermiştir. Ek olarak, R245fa ve R245fa/R134a arasındaki performans karşılaştırması yapmışlardır. R245fa ve R134a'nın 7:3 oranında karıştırıldığında, türbinin güç çıkışı ve izentropik verimliliği sırasıyla saf R245fa'ya göre %9.3 ve %2.5 daha yüksek olduğunu ayrıca, R245fa/R134a kullanarak radyal türbinin tasarım dışı performansı sayısal olarak ortaya koymuşlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre dönme hızının %95'ten %115'e değişmesi durumunda radyal-giriş türbinin izentropik verimliliğinde çok az değişiklik olduğunu göstermişlerdir. Bununla birlikte, basınç oranının türbin verimliliği üzerinde büyük bir etkisi olduğunu ortaya koymuşlardır. Ön tasarım ve sayısal simülasyona dayanan performans tahmin yöntemi, zeotropic karışım akışkanlar kullanarak radyal-giriş türbini için gelecekteki optimal tasarım uygulamalarında kullanılabilir olduğunu ifade etmişlerdir.

Wu vd. (2020), kendi geliştirdikleri yüksek hızlı radyal-giriş türbini ve R245fa çalışma akışkanı temel alarak düşük sıcaklık atık ısı güç üretimi için organik Rankine çevrimi (ORC) test düzeneği oluşturmuşlardır. Deney aracılığıyla farklı işletme yük gücünün ORC sistemi performansı üzerindeki etkisi incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar, türbinin izentropik verimliliği, çıkış gücü, elektrik gücü, termal verimlilik ve sistem ekserji verimliliği değerlerinin tümünün optimum yük gücü olan 1.7 kW'da maksimum değerlere ulaştığını göstermişlerdir. Bu koşulda, elektrik gücü, termal verimlilik ve sistem ekserji verimliliği sırasıyla 1.424 kW, %2.52 ve %8.09 olduğunu ifade etmişlerdir. Ayrıca gri ilişki analizi (GRA) ile elektrik gücünün yük gücü ile en yakın

ilişkiye sahip olduğu ve gri ilişki derecesinin 0.632 olduğu sonucuna varmışlardır. Son olarak ekerji analizine göre, buharlaştırıcı en yüksek ekserji kaybına sahip bileşen olduğunu ortaya koymuşlardır.

Xia vd. (2020) yılında yaptıkları çalışmada, genetik algoritma kullanılarak farklı karışımlar için ORC sisteminin sistem optimizasyonu gerçekleştirmiş ve optimal karışım çalışma akışkanı ve türbinin başlangıç tasarım parametreleri elde etmişlerdir. Zeotropic karışım ORC radyal-giriş türbininin termal tasarımı gerçekleştirmiş ve tasarlanan türbinin üç boyutlu akış karakteristiği HAD simülasyonu ile incelemişlerdir. Aynı zamanda, türbin mili için helisel oluk conta tasarlanmış ve HAD yöntemiyle analiz etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre, karışım ORC radyal-giriş türbinin %83.71 izentropik verimlilikle iyi bir şekilde tasarlandığını ve HAD sonuçlarının temel olarak termal tasarım sonuçlarıyla eşleştiğini göstermişlerdir. Ayrıca, helisel oluk conta için yapılan HAD simülasyonunun tasarlanmış değere göre %5.83 sapma gösterdiğini ve helisel oluk contanın istenen sızdırmazlık performansına sahip olduğu ifade etmişlerdir.

Al Jubori ve arkadaşları 2020 yılında yapmış oldukları bir çalışmada, küçük ölçekli organik Rankine çevrimi güç uygulamaları için bir radyal akışlı türbin geliştirmek için yenilikçi bir tam tasarım yöntemi sunmuşlardır. Sundukları bu yöntem, bir ön tasarım (yani bir boyutsal tasarım hesaplama aşaması) ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği teknikleri kullanarak üç boyutlu akış analizini içermektedir. Organik Rankine çevriminin termodinamik analizi, tasarım yöntemi ile bütünleştirmişler ve üç boyutlu geometri modeli, termodinamik ve aerodinamik tasarıma dayanarak viskoz sayısal simülasyonlar yapmak için ANSYS-CFX yazılımına aktarmışlardır. Optimum radyal akışlı türbin tasarımını, bir üç boyutlu baskı teknolojisi kullanılarak üretmişler ve türbin tasarımını doğrulamak için off-design noktalarında deneysel testler yapılmışlardır. Tasarım ve off-design noktalarında, beş farklı organik akışkanla, dönme hızları, genişleme oranları ve giriş sıcaklıkları açısından türbinin performansı (verim ve güç) değerlendirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlara göre R600'nin bir çalışma akışkanı olarak kullanılması durumunda elde edilen en yüksek türbin verimliliğine (%78.32) ve 4.8 kW güce sahip olduğunu ve çevrimin termal verimliliğinin %9.15 olduğunu, R245fa için ise bu değer %8.045 olduğunu göstermişlerdir (Al Jubori vd., 2020).

Cappiello ve Tuccillo yaptıkları çalışmada, küçük ölçekli bir Organik Rankine Çevrimi için Radyal Türbininin tasarımını ele almışlardır. Tasarımın sınır koşullarını, kojenerasyon modunda güneş destekli bir mikro gaz türbini için sıfır-boyutlu bir model ile belirlemişlerdir. Tasarım sürecini, gerçek gaz özelliklerini hesaba katan orta çizgi tasarım kodu kullanılarak başlatmışlar ve farklı sınıfları kapsayan çeşitli çalışma akışkanları arasında soğutucu akışkanlar ve siloksanları içeren parametrik analizler yapmak için kullanmışlardır. Tasarım değişkenlerinin ve çalışma akışkanlarının türbin performansı ve türbin tasarım özellikleri üzerindeki etkisini değerlendirmek için kullanmışlardır. Sonrasında en verimli tasarımı seçerek ve bu ön tasarımlara dayalı üç boyutlu stator ve rotor geometrileri oluşturmuşlardır. Stator-rotor etkileşiminin RANS HAD tabanlı çözümüyle analiz etmişlerdir (Cappiello ve Tuccillo, 2020).

Espinosa ve diğerleri 2021 yılında yaptıkları çalışmada, akışkan olarak R245fa kullanan düşük sıcaklık uygulamaları için bir ORC radyal akış türbininin tasarımını ve metamodel tabanlı optimizasyonunu yapmışlardır. Gerçek gaz özellikleri 1D ve 3D HAD modellerinde kullanmış ve bu modeller verimlilik ve net güç tahminlerinde yakın bir uyum gösterdiğini ifade etmişlerdir. Tasarım noktasında verimliliği en üst düzeye çıkarmak için rotor Modefrontier® kullanılarak optimize etmişlerdir. Çalıştıkları optimizasyon yöntemi, HAD simülasyonlarını, Gauss radyal temel fonksiyonundan oluşturulan yanıt yüzeylerini ve NSGA II genetik algoritmasını bir araya getirmektedir. Giriş açısı (θ) ve dış kabuk eğrisinin ara kontrol noktasının X ve Y yönlerindeki yer değiştirmesini tasarım değişkenleri olarak seçmişlerdir. Tasarım ve tasarım dışı çalışma koşullarındaki performans özellikleri ve 3D akış alanı, optimizasyonun çalışılan tüm çalışma aralığında daha iyi kanat yüklemesi ve daha yüksek verimlilikle sonuçlandığını göstermişlerdir. Böylece yeni RBF tabanlı metamodel yöntemi, düşük hesaplama maliyetiyle ayrıntılı 3D akış alanını dikkate alırken radyal türbinin performansını optimize etmekte kullanılabilir olduğunu ifade etmişlerdir (Espinosa Sarmiento vd., 2021).

Li ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, 300, 350 ve 400 °C ısı kaynağı giriş sıcaklıkları ile ORC sistemi ve Radyal türbinin birleştirilmiş tasarımını non-dominant sıralama genetik algoritması kullanılarak geliştirmişlerdir. ORC termal verimliliği ve türbin performans faktörünü optimize etmeye çalışmışlardır. Çalışmalarında akışkan olarak iki siloksan karışımı, yedi saf siloksan ve dokuz saf hidrokarbon kullanmışlardır.

Ayrıca, siloksan karışımları ile saf çalışma sıvıları arasındaki termodinamik karşılaştırma ortaya koymuşlardır. Bunun yanı sıra, türbin giriş toplam sıcaklığı, toplam-statik genişleme oranı ve özgül hızın ORC termal verimliliği, türbin performansı ve türbin boyutu üzerindeki etkileri araştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlarla, türbin güç çıkışının ve döngü termal verimliliğinin genişleme oranına daha hassas olduğunu, türbin boyutunun ise türbin giriş toplam sıcaklığı ve özgül hıza daha hassas olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, Performans faktörünün türbin giriş toplam sıcaklığı, genişleme oranı ve özgül hızın artmasıyla arttığını ifade etmişlerdir. Bunun yanı sıra saf çalışma sıvılarına kıyasla, siloksan karışımlarının daha yüksek verimliliklere sahip olsa da daha büyük türbin ve ısı değiştirici boyutlarına sahip olduğunu belirtmişlerdir. Kompakt türbin ve ısı değiştiricinin tercih edildiği araç atık ısı geri kazanımı gibi uygulamalarda performans faktörünün daha yüksek ve daha küçük türbin ve ısı değiştirici boyutlarına sahip sikloheksan, toluen, m-ksilen ve heksan gibi çalışma sıvılarının kullanımının uygun olduğunu ifade etmişlerdir (Li vd., 2021).

Symes ve arkadaşları 2021 yılında bir polimer (PEM) yakıt hücresinden atık ısı geri kazanmak için bir organik Rankine çevrimi (ORC) ve radyal akış türbini tasarlamayı ve optimize etmek amacıyla çalışmışlardır. Bir ORC'nin verimliliği kaynak sıcaklığı ve türbin verimliliği tarafından önemli ölçüde etkileneceğini belirterek, yüksek yoğunluklu sıvılarla çalışan ORC'lerde yüksek verimlilik nedeniyle radyal akış türbini seçtiklerini ifade etmişlerdir. Yaptıkları çalışmada, ortalama çizgi analizinden gelen türbin tasarımı, optimize edilen makine üzerinde yürütülen hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonları ile de doğrulamışlardır. İnceledikleri 5 kW elektrik üreten yakıt hücresi için ORC kullanımıyla potansiyel olarak ek 0.7 kW üretebildiğini ortaya koymuşlardır. ORC'nin, atık ısı geri kazanımı ile, yakıt hücresine göre %14'lük bir performans artışı sağladığını belirlemişlerdir (Symes vd., 2021).

Alshammari vd. (2022), yılında laboratuvar çalışması için optimize edilmiş düşük basınçlı bir SRC test düzeneği geliştirmiştir, bu düzeneğin birleşik ısı ve güç üretimi için bir içten yanmalı motorun farklı yük koşullarını taklit etmektedir. Test verileri, %60, %70 ve %80 yükte parça yük işletimi için elde etmiş ve doğrulamışlardır. Rankine çevriminin ölçülen elektriksel verimliliği %4 ve ekserjetik verimliliği %14 olarak belirlemişlerdir, bu da organik Rankine çevrimi uygulamalarıyla rekabet

edebilecek potansiyele sahip olduğunu göstermişlerdir ayrıca testlerinde radyal giriş türbinin kullanmışlardır.

Alshammari vd. (2023) yılında yaptıkları çalışmada, sistem performansı, türbinin işletme koşullarının veya geometrik parametrelerinin değişmesiyle önemli ölçüde etkilendiğini kanıtlamıştır. Yaptıkları çalışmada, otomatik bir radyal türbin modeli sunmuşlardır. Model, tasarım noktası alt modeli, tasarım dışı alt model ve ORC-PTC alt modelini içermektedir. Radyal türbin alt modeli deneysel verilerle doğrulamışlardır. Suudi Arabistan'ın Hail şehrinde güneş ışıınımı, önerilen modelin uygulanabilirliğini araştırmak için kullanmışlardır. Sonuç olarak, türbin işletme koşullarının ve tasarım parametrelerinin güneş ORC performansını önemli ölçüde etkilediğini ortaya koymuşlardır. Buharlaştırma basıncının 100 kPa artırılması, %17.5 daha küçük bir türbine ihtiyaç olduğunu ifade etmişlerdir. Türbin basınç oranı 1.5'ten 4.5'e çıktığında, PTC verimliliği %1.7 azalırken güneş ORC verimliliği %200 arttığını belirlemişlerdir. 2022 yılı 6 Temmuz'unda Hail şehrinde, önerilen model ile öğle saatlerinde 2.15 kW maksimum net güç çıkışı ve %8.78 termal verimlilik elde etmişlerdir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Yerinde enerji üretimi, iletim ve dağıtım hatlarında meydana gelen kayıpların önüne geçerek enerji kaynağının daha verimli şekilde kullanılmasına olanak sağlamaktadır. Yerinde enerji üretiminde yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılmasının yanı sıra atık ısılardan da faydalanılabilir. Bu bağlamda atık ısı, güneş enerjisi, jeotermal enerji gibi düşük/orta sıcaklıklı ısı kaynaklarının elektrik enerjisine dönüştürmede yaygın olarak kullanılan ORC sistemleri bu tez kapsamında incelenmiştir. ORC'lerin performansına etki eden temel parametreler araştırılmış ve kaynağın sıcaklığına bağlı olarak çok farklı konfigürasyonlar olduğu tespit edilmiştir. Bu tezde ORC'lerde kullanılan genişletici türleri ve türbinler özel olarak çalışılmıştır. Yapılan ön çalışmalarla ORC türbininin türüne karar verilmiş ve kabul edilen başlangıç parametreleriyle boyutları hesaplanmıştır.

3.1. Organik Rankine Çevrimi

Organik Rankine Çevrimi (ORC), sıvı organik bir çalışma akışkanı kullanarak ısı enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren bir termal güç dönüşüm sürecidir. Bu çevrim, genellikle endüstriyel atık ısı geri kazanımı ve yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilen düşük sıcaklıkta ısı kaynaklarından elektrik üretmek için kullanılır. ORC'ler güneş, jeotermal, biyokütle ve atık ısı kaynaklarından elde edilen düşük sıcaklıkta ısıyı elektrik enerjisine dönüştürmek için kullanılabilir. ORC sistemi, pompa, buharlaştırıcı, türbin ve yoğusturucu olmak üzere dört temel elemandan oluşur. ORC çevrimlerinde, pompadan gelen yüksek basınçtaki organik akışkan, düşük veya orta sıcaklıklı bir kaynaktan alınan ısı ile buharlaştırılarak, buharın yüksek basınçlı bir türbin üzerinde genişlemesine sağlanır. Genişleme sırasında meydana gelen mekanik enerji genişleticiye bağlı jeneratörle elektrik enerjisi üretmek için kullanılır. Genişletici çıkışında düşük basınçtaki buhar yoğusturucuda sıvı hale getirilerek tekrar pompaya geri gönderilir.

3.1.1. ORC termodinamik analizi

ORC termodinamik analizi, çevrim içindeki sıvı ve buharın termodinamik özelliklerinin hesaplanması ve çevrimdeki her elemanın performansının değerlendirilmesi ile gerçekleştirilir. ORC termodinamik analizi için kullanılan temel termodinamik özellikler aşağıdaki gibidir;

- Isı kaynağından gelen ısı transferi
- Organik çalışma akışkanı özellikleri (sıcaklık, basınç, entalpi ve entropi)
- Çevrimdeki her bir eleman özellikleri (pompa, buharlaştırıcı, türbin, yoğurturucu)
- Çevrim verimliliği ve performans özellikleri (Çevrim ısı verimi, net güç, ısı çıkışı)

ORC termodinamik analizi, çevrim içindeki her bir bileşen için enerji ve ekserji denklemleri oluşturarak yapılır. Sistem elemanlarının ayrı ayrı denklemlerinin oluşturulması öncesinde genel termodinamik analiz denklemlerinin tanımlanması gerekmektedir. Termodinamik analiz sürecinde kütle dengesi, enerji dengesi, entropi üretimi, ekserji yok oluşu ve ikinci yasa verimlerinin incelenmesi gerekmektedir.

3.1.1.1. Kütle dengesi

Kütle dengesi, bir sisteme giren ve sistemden çıkan akışkanların kütlelerinin eşit olması gerektiğini ifade eder. Sisteme giren toplam madde miktarı sistemden çıkan toplam madde miktarına eşit olmak zorundadır. Genel kütle dengesi Denklem (3.1)'de gösterilmiştir.

$$\sum \dot{m}_g - \sum \dot{m}_\chi = \Delta \dot{m}_{sis} \quad (3.1)$$

Burada $\dot{m}$ kütleli debiyi, alt indisler g , χ ve sis sırasıyla giriş, çıkış ve sistemi ifade etmektedir.

3.1.1.2. Enerji dengesi

Termodinamiğin I. Yasasına göre enerji yoktan var edilemez ve var olan enerji yok edilemez, yalnızca bir formdan başka bir forma dönüşür. Bu yasa dikkate alındığında herhangi bir sisteme giren enerjilerin sistemden çıkan enerjilere eşit olması gerekmektedir. Enerji dengesi Denklem (3.2)'de gösterilmektedir. Sisteme giren ve sistemden çıkan enerjiler, iç enerji, kinetik enerji ve potansiyel enerji gibi çeşitli formlarda olabilirler.

$$\sum E_g - \sum E_{\text{ç}} = \Delta E_{\text{sis}} \quad (3.2)$$

Burada E enerjiyi ifade etmektedir.

3.1.1.3. Entropi üretimi

Her madde mutlak sıfır sıcaklıktan (0 K veya -273.15 °C) uzaklaştıkça bir titreşim yapar ve bu nedenle madde içerisindeki atomların yerleri düzensizleşir. Entropi düzensizliği bir ölçüsü olarak kabul edilmektedir. Bu düzensizliği azaltmak, entropi üretimini minimize etmek ve sistemin performansını artırmak için önemlidir. Doğada gerçekleşen her çevrim sistemin entropisinin artacağı yönde ilerler ve böylece her çevrim sonunda entropi üretim gerçekleşir. Entropi üretiminin genel formülü Denklem (3.3)'te gösterilmektedir.

$$\sum S_g - \sum S_{\text{ç}} + S_{\text{ü}} = \Delta S_{\text{sis}} \quad (3.3)$$

Burada S entropiyi, $S_{\text{ü}}$ ise entropi üretimini ifade etmektedir. Entropi yalnızca ısı ve kütle ile sistem sınırlarından geçebilir, iş ile entropi geçişi olmaz. İş en düzenli enerji biçimi kabul edildiğinden işin entropisi sıfırdır. Sistem sınırlarından ısı ve kütle ile olan entropi geçişini hesap etmek için sırasıyla Denklem (3.4) ve Denklem (3.5) kullanılır.

$$S_{\text{isl}} = \frac{\dot{Q}_{\text{isl}}}{T_{\text{isl}}} \quad (3.4)$$

$$S_{k\ddot{u}t\ddot{u}l\ddot{e}} = \dot{m}s_i \quad (3.5)$$

Denklem (3.4)'te S_{isl} ısı ile entropi geçişini, $\dot{Q}_{isl}$ ısı transfer hızını, T_{isl} ısının sahip olduğu mutlak sıcaklığı (Kevin cinsinden) ifade etmektedir. Denklem (3.5)'te yer alan $S_{k\ddot{u}t\ddot{u}l\ddot{e}}$ k\ddot{u}t\ddot{u}l\ddot{e} ile sistem sınırlarından geçen entropi miktarını ifade ederken s_i ise k\ddot{u}tlenin sahip olduğu entropiyi ifade eder ve k\ddot{u}tlenin sıcaklık, basınç, faz durumu gibi \ddot{u}zelliklerine bağlıdır.

3.1.1.4. Ekserji yok oluşu

Ekserji, enerjinin kullanılabilirliği olarak tanımlanır ve enerjinin ne kadarının kullanılabilir olduğu evre şartları ile doğrudan bağlıdır. Ekserji yok oluşu, sisteme verilen enerjinin ne kadarının işe d\ddot{o}n\ddot{u}řt\ddot{u}r\ddot{u}lebildiğini belirlemek için hesap edilir. Ekserji yok oluşu entropi \ddot{u}retimi ile doğru orantılıdır. Bir sistemin ekserji yok oluşunu belirlemenin iki yol vardır. Birincisi sistemde \ddot{u}retilen entropi miktarının ($S_{\ddot{u}}$) belirlenmesi ve sistemin bulunduğu çevrenin mutlak sıcaklığı ile çarpılması şeklinde bulunabilir (Denklem 3.6). Bir diğer yol ise Denklem (3.7)'de verilmiştir. Ekserji ifadesi E_x ile g\ddot{o}sterilmektedir.

$$E_{x,y} = T_0 S_{\ddot{u}} \quad (3.6)$$

$$\sum E_{x,g} - \sum E_{x,\} - E_{x,y} = \Delta E_{x,sis} \quad (3.7)$$

Denklem (3.6)'da T_0 çevrenin mutlak sıcaklığını ifade etmektedir. $E_{x,y}$ ifadesi yok olan ekserji miktarını temsil etmektedir. Ekserji sistem sınırlarından ısı ($E_{x,isl}$), k\ddot{u}t\ddot{u}l\ddot{e} ($E_{x,k\ddot{u}t\ddot{u}l\ddot{e}}$) ve iş ($E_{x,iş}$) ile geçebilir. Denklem (3.8), Denklem (3.9) ve Denklem (3.10) sırasıyla ısı, k\ddot{u}t\ddot{u}l\ddot{e} ve iş ile sistem sınırlarından geçen ekserji miktarını hesap etmekte kullanılabilir.

$$E_{x,isl} = \dot{Q}_{isl} \left(1 - \frac{T_0}{T_{isl}} \right) \quad (3.8)$$

$$E_{x,k\ddot{u}t\ddot{u}l\ddot{e}} = \dot{m} \text{ ve } \varepsilon = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.9)$$

$$E_{x,iş} = W \quad (3.10)$$

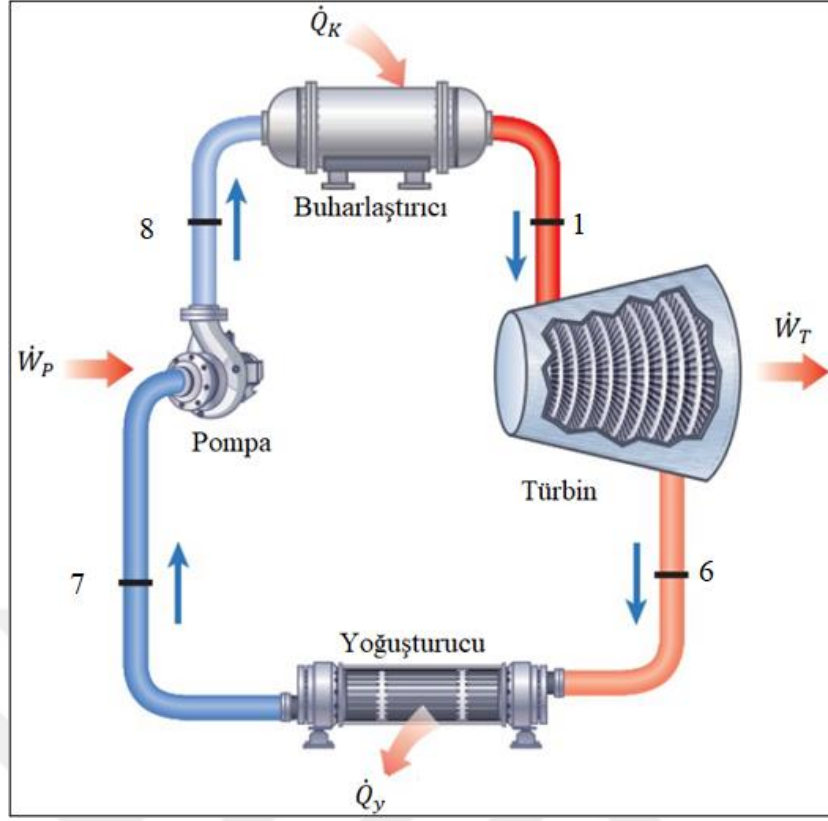
Burada h entalpiyi, h_0 ve s_0 sırasıyla çevre şartlarındaki entalpi ve entropiyi, W ise işi ifade etmektedir.

3.1.1.5. İkinci yasa verimi

Bir sistemin hesap edilen veriminin, aynı şartlar altında çalıştığı varsayılan ve entropi üretimi, sürtünme kaybı gibi kayıpların olmadığı kabul edilen ideal şartlardaki sistemin verimi ile kıyaslanmasını ifade eder. Bu yaklaşım sistem performansının aynı şartlarda olabilecek en yüksek performansa ne kadar yaklaştığının bir ölçütü olarak kullanılır. Güç üreten sistemler için ideal çevrim Carnot çevrimi olarak kabul edilmektedir. İkinci yasa verimi, sisteme verilen ve sistemden alınan ekserji miktarları dikkate alınarak da hesap edilebilir. İkinci yasa veriminin genel gösterimi Denklem (3.11)'de görülmektedir.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{gerçek}}{\eta_{carnot}} \quad (3.11)$$

Termodinamik analiz için kullanılan, kütle dengesi, enerji dengesi, entropi üretimi ve ekserji yok oluşu genel denklemleri her bir sistem elemanı için ayrı ayrı özelleştirilmesi gerekmektedir. Temelde dört elemandan oluşan ORC sisteminin akış diyagramı Şekil 3.1'de verilmiştir.



Şekil 3.1. Organik Rankine çevrimi ve akış kontrol noktaları

ORC’de yer alan türbin elemanı bu tez kapsamında daha detaylı inceleneceğinden akış sıralaması türbin girişi ile başlatılmıştır. Türbin girişi 1 noktası türbin çıkışı ise 6 noktası olarak kabul edilmiştir. Organik akışkan türbin çıkışından sonra ısısını atarak yoğuşmak üzere yoğuşturucuya gelir. Yoğuşturucuda yoğuşarak (6 – 7 noktaları arası) sıvı faza geçen akışkan pompa ile sıkıştırılarak (7 – 8 noktaları arası) buharlaştırıcıya gönderilir. Buharlaştırıcıda sıcaklığı (8 – 1 noktaları arası) yükselterek türbine tekrar gönderilir. Böylelikle çevrim tamamlanmış olur.

Çevrimin termodinamik analizlerin gerçekleştirilmesi amacıyla aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

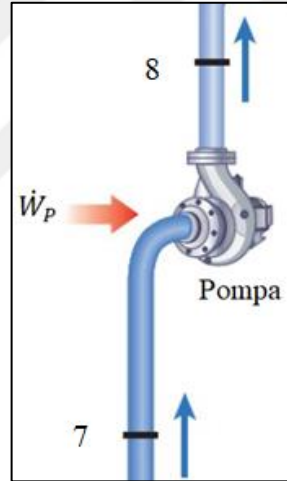
- Sistemde akış sırasında sürtünme kayıpları olmadığı,
- Sistemin sürekli akışlı bir sistem olduğu,
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda basınç kaybının olmadığı,
- Buharlaştırıcı, yoğuşturucu ve pompanın adyabatik şartlar altında çalıştığı ve çevreye ısı kaybı olmadığı,
- Sistemde herhangi bir akış (kütle) kaybı olmadığı,

- Sistemin çalıştığı çevre sıcaklığının 25 °C ve atmosferik basıncın 101.325 kPa olduğu,
- Sistem elemanlarında akışın tam gelişmiş akış olarak davrandığı kabul edilmiştir.

Bununla birlikte sistemde yer alan türbin bu tez çalışmasının konusu olduğu için buradaki kayıplar ayrıca incelenmiştir.

3.1.1.6. Pompanın termodinamik analizi

ORC’de pompa (girişi 7 noktası, çıkışı 8 noktası) ile sıkıştırma süreci için özelleştirilen kütle dengesi, enerji dengesi, entropi üretimi ve ekserji yok oluşu denklemler, Denklem (3.12) – Denklem (3.15) arasında verilmiştir.



Şekil 3.2. Pompa

$$\dot{m}_7 - \dot{m}_8 = 0 \text{ ve } \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m} \quad (3.12)$$

$$\dot{m}_7 h_7 + \dot{W}_p - \dot{m}_8 h_8 = 0 \text{ ve } \dot{W}_p = \dot{m} (h_8 - h_7) \quad (3.13)$$

$$\dot{m}_7 s_7 + \dot{S}_{ü,p} - \dot{m}_8 s_8 = 0 \quad (3.14)$$

$$\dot{S}_{ü,p} = \dot{m} (s_8 - s_7)$$

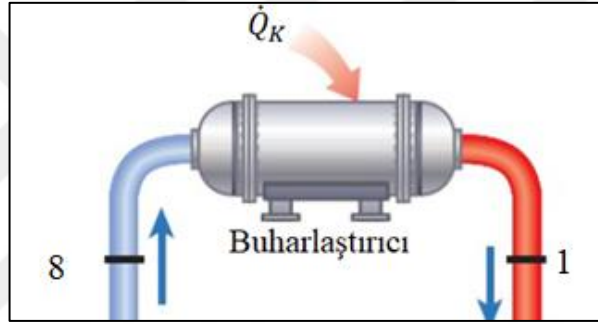
$$\dot{m}_7 \varepsilon_7 + \dot{W}_p - \dot{m}_8 \varepsilon_8 - \dot{E}_{x,y,p} = 0 \text{ ve } \dot{E}_{x,y,p} = \dot{m} (\varepsilon_7 - \varepsilon_8) + \dot{W}_p \quad (3.15)$$

Burada $\dot{W}_p$ pompa gücünü, $\dot{S}_{ü,p}$ sıkıştırma sırasında meydana gelen entropi üretimini, $\dot{E}_{x,y,p}$ ise sıkıştırma sırasında meydana gelen ekserji yok oluşunu ifade etmektedir.

Ayrıca alt indisler 7 ve 8 sırasıyla pompa giriş noktası ve pompa çıkış noktasını ifade etmektedir.

3.1.1.7. Buharlaştırıcı termodinamik analizi

Çevrimdeki buharlaştırıcı (8 noktası giriş, 1 noktası çıkış) pompadan gelen yüksek basınçtaki akışkanın sıcaklığını (T_8), türbin girişindeki sıcaklığa (T_1) yükseltmekte kullanılan ve basınç kaybı olmadığı kabul edilen sistem elemanıdır. Buharlaştırıcıda meydana gelen hal değişimi için özelleştirilen kütle dengesi, enerji dengesi, entropi üretimi ve ekserji yok oluşu denklemler, Denklem (3.16) – Denklem (3.19) arasında verilmiştir.



Şekil 3.3. Buharlaştırıcı

$$\dot{m}_8 - \dot{m}_1 = 0 \text{ ve } \dot{m}_8 = \dot{m}_1 = \dot{m} \quad (3.16)$$

$$\dot{m}_8 h_8 + \dot{Q}_b - \dot{m}_1 h_1 = 0 \text{ ve } \dot{Q}_b = \dot{m}(h_1 - h_8) \quad (3.17)$$

$$\dot{m}_8 s_8 + \frac{\dot{Q}_b}{T_b} + S_{\dot{u},b} - \dot{m}_1 s_1 = 0 \text{ ve } S_{\dot{u},b} = \dot{m}(s_1 - s_8) - \frac{\dot{Q}_b}{T_b} \quad (3.18)$$

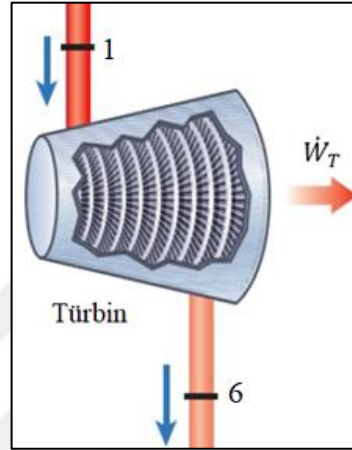
$$\dot{m}_8 \varepsilon_8 + \dot{Q}_b \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) - \dot{m}_1 \varepsilon_1 - E_{x,y,b} = 0 \text{ ve} \quad (3.19)$$

$$E_{x,y,b} = \dot{m}(\varepsilon_8 - \varepsilon_1) + \dot{Q}_b \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right)$$

Burada $\dot{Q}_b$ buharlaştırıcı kapasitesi veya buharlaştırıcıda meydana gelen ısı transfer hızını, $S_{\dot{u},b}$ buharlaştırıcıda gerçekleşen ısı transferi sırasında meydana gelen entropi üretimini, $E_{x,y,b}$ ise buharlaştırıcıda gerçekleşen ısı transferi sırasında meydana gelen ekserji yok oluşunu ifade etmektedir. Ayrıca alt indisler 8 ve 1 sırasıyla buharlaştırıcı giriş noktası ve buharlaştırıcı çıkış noktasını ifade etmektedir. Denklemden yer alan buharlaştırıcı sıcaklığı T_b ortalama buharlaştırıcı sıcaklığıdır.

3.1.1.8. Türbin termodinamik analizi

Çevrimdeki türbin (giriş 1 noktası, çıkış 6 noktası) için özelleştirilmiş kütle dengesi, enerji dengesi, entropi üretimi ve ekserji yok oluşu denklemler, Denklem (3.20) – Denklem (3.23) arasında verilmiştir. Ayrıca türbin bu bölümün ikinci kısmında detaylıca incelenecektir.



Şekil 3.4. Türbin

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_6 = 0 \text{ ve } \dot{m}_1 = \dot{m}_6 = \dot{m} \quad (3.20)$$

$$\dot{m}_1 h_1 - \dot{W}_T - \dot{m}_6 h_6 = 0 \text{ ve } \dot{W}_T = \dot{m}(h_1 - h_6) \quad (3.21)$$

$$\dot{m}_1 s_1 + S_{\dot{u},t} - \dot{m}_6 s_6 = 0 \text{ ve } S_{\dot{u},t} = \dot{m}(s_6 - s_1) \quad (3.22)$$

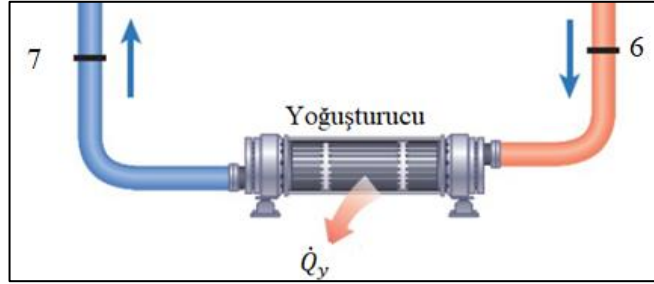
$$\dot{m}_1 \varepsilon_1 - \dot{W}_T - \dot{m}_6 \varepsilon_6 - E_{x,y,t} = 0 \text{ ve } E_{x,y,t} = \dot{m}(\varepsilon_1 - \varepsilon_6) - \dot{W}_T \quad (3.23)$$

Burada $\dot{W}_T$ türbin gücünü, $S_{\dot{u},t}$ türbinde gerçekleşen genişleme sırasında meydana gelen entropi üretimini, $E_{x,y,t}$ ise türbinde gerçekleşen genişleme sırasında meydana gelen ekserji yok oluşunu ifade etmektedir. Ayrıca alt indisler 1 ve 6 sırasıyla türbin giriş noktası ve türbin çıkış noktasını ifade etmektedir.

3.1.1.9. Yoğuşturucu termodinamik analizi

Türbinde genişleyerek iş yapan akışkanın çevrimde pompaya gönderilebilmesi amacıyla yoğuşturucuda ısını atarak yoğuşması gerekmektedir. Yoğuşturucudan çevreye ısı atılması sürecinin analiz edilebilmesi amacıyla yoğuşturucu (giriş 6 noktası, çıkış 7 noktası) için özelleştirilmiş kütle dengesi, enerji dengesi, entropi

üretimi ve ekserji yok oluşu denklemler, Denklem (3.24) – Denklem (3.27) arasında verilmiştir.



Şekil 3.5. Yoğuşturucu

$$\dot{m}_6 - \dot{m}_7 = 0 \text{ ve } \dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m} \quad (3.24)$$

$$\dot{m}_6 h_6 - \dot{Q}_y - \dot{m}_7 h_7 = 0 \text{ ve } \dot{Q}_y = \dot{m}(h_6 - h_7) \quad (3.25)$$

$$\dot{m}_6 s_6 - \frac{\dot{Q}_y}{T_y} + S_{\dot{u},y} - \dot{m}_7 s_7 = 0 \text{ ve } S_{\dot{u},y} = \dot{m}(s_7 - s_6) + \frac{\dot{Q}_y}{T_y} \quad (3.26)$$

$$\dot{m}_6 \varepsilon_6 - \dot{Q}_y \left(1 - \frac{T_0}{T_y}\right) - \dot{m}_7 \varepsilon_7 - E_{x,y,y} = 0 \text{ ve} \quad (3.27)$$

$$E_{x,y,y} = \dot{m}(\varepsilon_6 - \varepsilon_7) - \dot{Q}_y \left(1 - \frac{T_0}{T_y}\right)$$

Burada $\dot{Q}_y$ yoğuşturucu kapasitesi veya yoğuşturucuda meydana gelen ısı transfer hızını, $S_{\dot{u},y}$ yoğuşturucuda gerçekleşen ısı transferi sırasında meydana gelen entropi üretimini, $E_{x,y,y}$ ise yoğuşturucuda gerçekleşen ısı transferi sırasında meydana gelen ekserji yok oluşunu ifade etmektedir. Ayrıca alt indisler 6 ve 7 sırasıyla kondense giriş noktası ve çıkış noktasını ifade etmektedir. Denklemden yer alan buharlaştırıcı sıcaklığı T_y ortalama yoğuşturucu sıcaklığıdır ve yoğuşturucuda ısı transferi süreci sabit sıcaklıkta gerçekleştiği için yoğuşturucu basıncındaki doyma sıcaklığı olarak kabul edilir.

ORC termodinamik analizi, verimlilik ve performans özelliklerini hesaplamak için enerji denklemlerini kullanarak çevrimin ısı verimi (η_{th}) Denklem (3.28) kullanılarak hesap edilebilir.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_P}{\dot{Q}_K} \quad (3.28)$$

Burada $\dot{W}_T - \dot{W}_P$ sistemde üretilen net işi $\dot{W}_{net}$ ifade eder. Sistemin ikinci yasa verimi (η_{II}) Denklem (3.29) ile hesap edilebilir.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_{th,carnot}} \quad (3.29)$$

Burada $\eta_{th,carnot}$ carnot verimidir ve $\eta_{th,carnot} = 1 - \frac{T_y}{T_K}$ olarak hesaplanır. Carnot verimi iki sıcaklık arasında çalışan bir sistemin en yüksek verimini ifade eder.

Bunlarla birlikte sistemde yer alan pompa ve türbin için izantropik verim tanımlamalarını yapılması gereklidir. Pompa izantropik verimi, entropinin sabit kaldığı durumdaki sıkıştırma esnasındaki entalpi değişiminin, gerçek durumdaki sıkıştırma esnasında gerçekleşen entalpi değişimine oranıdır ve Denklem (3.30)'da gösterilmiştir.

$$\eta_{s,p} = \frac{h_{8s} - h_7}{h_8 - h_7} \quad (3.30)$$

Burada h_{8s} sıkıştırmanın izantropik şartlarda gerçekleştiği durumdaki pompa çıkış entalpisini ifade etmektedir. Benzer şekilde türbin izantropik verimi ise gerçek durumdaki genişleme esnasında gerçekleşen entalpi değişiminin, entropinin sabit kaldığı durumdaki genişleme esnasındaki entalpi değişimine oranıdır ve Denklem (3.31)'de verilmiştir.

$$\eta_{s,t} = \frac{h_1 - h_6}{h_1 - h_{6s}} \quad (3.31)$$

Burada h_{6s} türbinde izantropik genişleme durumdaki türbin çıkış entalpisini ifade etmektedir.

3.2. Boyut Analizi ve Türbin Seçimi

Turbo makinelerin değerlendirme, seçim ve karşılaştırma için makinenin genel performansını kolayca tanımlayabilen bir dizi boyutsuz parametre kullanılmaktadır.

Çeşitli turbo makinelerin deneysel çalışmasından elde edilen veriler, boyutsal analiz (benzerlik) kullanılarak, yönetilebilir sayıda boyutsuz parametreye indirgenir. Bu yaklaşım, geometrik olarak benzer türbinlerin performansının tahmin edilebilmesine ve mevcut tasarımları farklı boyutlarla ölçeklendirmeye olanak sağlar (Whitfield vd., 1990). Turbo makinenin performansını etkileyen parametrelerin fonksiyonel ilişkisi aşağıda gösterilmiştir (Denklem 3.32).

$$f(d_4, \omega, \dot{m}, P_{t,1}, T_{t,1}, P_{t,6}, T_{t,6}, R, \gamma, \mu) = 0 \quad (3.32)$$

Denklem (3.32)'de yer alan, d_4 rotor giriş çapı, omega (ω) dönme hızı, $\dot{m}$ kütleli debi, $P_{t,1}$ ve $T_{t,1}$ türbin girişindeki toplam basınç ve sıcaklığı, $P_{t,6}$ ve $T_{t,6}$ türbin çıkış toplam basınç ve sıcaklığı, R gaz sabitini, γ özgül ısı kapasitesi oranı ve μ dinamik viskoziteyi ifade etmektedir.

Tam gelişmiş türbülanslı bir akış kabulü ile Denklem (3.32)'de gösterilen boyutsuz parametreler kullanılarak turbo makinelerin performansının ve boyutlarının belirlenmesinde sıkça kullanılan denklemler elde edilir. Denklem (3.33) – Denklem (3.35) arasında gösterilen boyutsuz parametreler, türbin performansının tahmininde kullanılan ve Denklem (3.32)'de yer alan parametrelerin boyutsal analizi sonucu elde edilen boyutsuz parametrelerdir.

$$n_{ts} = f(\varphi, \psi, Ma) \quad (3.33)$$

$$n_{ts} = f(N_s, d_s, Ma) \quad (3.34)$$

$$n_{ts} = f(\varphi, v, Ma) \quad (3.35)$$

Burada n_{ts} , φ , ψ , N_s , d_s ve v sırasıyla türbin izantropik verimi, akış ve kademe yükleme katsayısı, spesifik hız, spesifik çap ve izentropik hız oranıdır ve Denklem (3.36) – Denklem (3.40) arasında gösterilmiştir.

Bir turbo makinenin akış katsayısı (φ), sıvı akışına izin vermedeki etkinliğinin göreceli bir ölçüsüdür ve Denklem (3.36)'da gösterilmiştir. Radyal akışlı bir türbin için kanat yükleme katsayısı (ψ), yapılan işin kanadın çevresel hızının karesine oranı olarak tanımlanır ve Denklem (3.37) gösterilmiştir. Bir türbin için spesifik hız (N_s)

değeri, birim uzunluk başının (bir metre) birim güç (bir kilovat) üretecek geometrik olarak benzer bir türbinin hızıdır. Bir türbinin özgül hızı üretici tarafından verilir (diğer derecelendirmelerle birlikte) ve her zaman maksimum verimlilik noktasını ifade eder. Spesifik hız (N_s) Denklem (3.38)'de gösterilmiştir. Spesifik çap (d_s), turbo makinede dönen bir çarkın çapı, dönme hızı ile ilgili olduğunda hacimsel debinin bir ölçüsüdür. Spesifik çap, turbo makinenin performansını karşılaştırmak için boyutsuz bir ölçek faktörü olarak kabul edilir ve Denklem (3.39)'da gösterilmiştir. Hız oranı, rotor kanat hızı ve izantropik hal değişiminde meydana gelen entalpi değişim ile bağıntılı olan boyutsuz parametredir ve Denklem (3.40)'da gösterilmiştir. Bu tez çalışmasında türbin modellemede boyutsuz parametrelerden biri olarak hız oranı (v), kademe genleşme oranı ile dönme hızını birleştirdiği için tercih edilmiştir. Hız oranı (v) kullanmanın bir diğer avantajı, türbin verimliliğinin hız oranına göre belirlenmesinde neredeyse dönme hızından bağımsız olmasıdır (Whitfield vd., 1990). Hız oranı (v) 0.6 – 0.9 arasında olmalıdır.

$$\varphi = \frac{C_{m5}}{U_4} \quad (3.36)$$

$$\psi = \frac{\Delta h_{actual}}{U_4^2} = \frac{C_{u4}}{U_4} - \varepsilon \frac{C_{u5}}{U_4} \quad (3.37)$$

$$N_s = \frac{\omega \sqrt{Q_5}}{\Delta h_{ideal}^{0.75}} \quad (3.38)$$

$$d_s = \frac{d_4 \Delta h_{ideal}^{0.75}}{\sqrt{Q_5}} \quad (3.39)$$

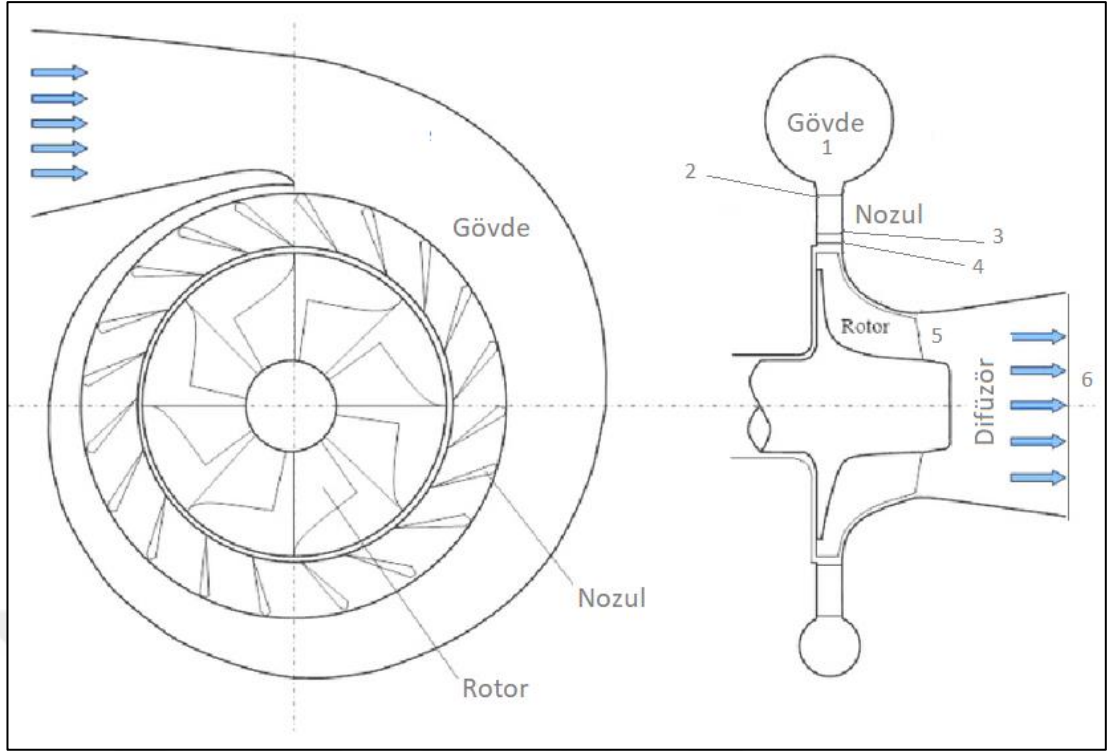
$$v = \frac{U_4}{\sqrt{2 \Delta h_{ideal}}} \quad (3.40)$$

Denklem (3.36) – (3.40) arası denklemlerde C_{m5} rotor çıkışındaki meridyonel hızı, U_4 rotor girişindeki kanat hızını, Δh_{actual} rotor giriş ve çıkış aralığındaki gerçek entalpi değişimini, $\Delta h_{ideal} = \frac{h_{01} - h_{05}}{n_{ts}}$ şeklinde hesap edilen gerçek entalpi değişimini, $Q_5 = \frac{\dot{m}}{\rho_{05}}$ rotor çıkışındaki akışın hacimsel debisini, $\varepsilon = \frac{r_5}{r_4}$ olmak üzere rotor yarıçap oranını, C_{u4} ve C_{u5} ise sırasıyla rotor giriş çıkışındaki mutlak hızın teğetsel bileşenini ifade etmektedir.

Türbin türünün belirlenmesi genellikle uygulamanın çalışma koşullarına, dönme hızı, kütle akış hızı ve güç gibi kısıtlamalara bağlı olarak gerçekleştirilir. Tasarlanması planlanan turbo makine için bu tür verileri bilmek, yukarıda belirtilen denklemler kullanarak iki boyutsuz parametrenin belirlenmesine izin verir. Belirlenen boyutsuz parametreler kullanılarak türbin türüne karar verilebilmesi çeşitli türbin performans korelasyon çizelgeleri (Ek A. termik makineler için N_s - D_s grafiği) geliştirilmiştir (Balje, 1981). Tasarım aşamasında belirlenen boyutsuz sayılar ile türbin performans korelasyon çizelgelerinden faydalanılarak optimum türbin konfigürasyonu belirlenebilir. Tasarlanması planlanan türbin türünün belirlenmesiyle birlikte türbin geometrik özelliklerinin belirlenmesi mümkün olabilir.

3.3. Radyal Türbin Tasarımı

Radyal türbin spiral (gövde), nozul, rotor ve difüzör olmak üzere dört ana bileşenden oluşur. Türbine gelen akışkan hızlandırılır ve türbinin çevresi boyunca bir gövde (1-2) ile eşit olarak dağıtılır. Gövdeden gelen akışkanın teğetsel bileşenindeki hızını arttırmak amacıyla rotora girmeden önce nozul kanatlarında gelir ve teğetsel hızı artarak rotora gönderilir (2-3). Nozul ve rotor arasındaki boş alan (3-4) bulunmaktadır (Baines, 2003). Daha sonra akışkanın kinetik enerjisi, rotorda (4-5) shaftın mekanik enerjisine dönüştürülür. Egzozun kinetik enerjisi hala yüksek ise boşa harcanan enerjiyi (5-6) geri kazanmak için bir difüzör kullanılabilir.

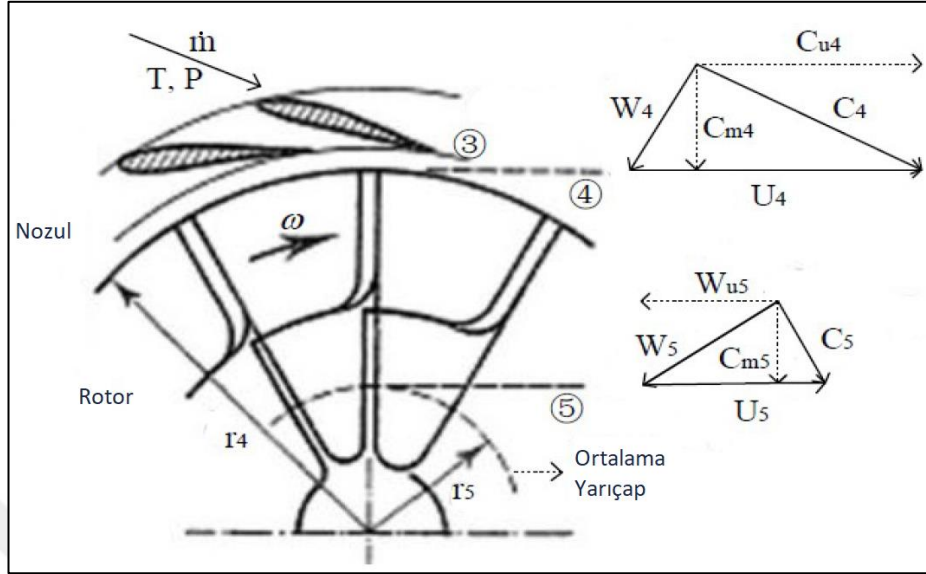


Şekil 3.6. Radyal türbin gövde, nozul, rotor ve difüzör bileşeni genel gösterimi (Jung ve Krumdieck, 2016)

3.3.1. Rotor modelleme

Rotor tasarımında öncelikle türbin rotoru boyunca tüm akışın ve türbin katanlarının davranışını incelemek yerine rotor boyunca belirlenecek belirli bir hat üzerindeki akışın davranışlarının incelenmesi tasarımda kolaylık sağlayacaktır. Türbin rotoru tasarımında ilk aşama olan ortalama doğrusal modelleme, bir dizi teorik analizlerle türbinin genel geometrik parametrelerini ve belirtilen giriş parametrelerine dayalı türbin potansiyel performansının belirlemek için kullanılır. Bu modellemede genel olarak, kütle akış hızı, dönme hızı, giriş toplam basıncı, sıcaklık ve çıkış gücü açısından temel parametreler, ortalama doğrusal modelleme çalışma noktasında bilinen parametreler olarak belirlenmektedir. Ortalama doğrusal modellemede yöntemi çalışma koşullarını (türbin girişinin toplam sıcaklığı ve basıncı, kütle akış hızı ve genleşme oranı), boyutsal olmayan parametreleri (hız oranı, özgül hız, yükleme katsayısı) ve geometri oranlarını (rotor çıkış tip ve hup yarıçapları oranı) içerir. Ortalama doğrusal modelleme yöntemi ile analitik optimizasyon şemalarını kullanarak türbin performans ölçümlerinin (yani verimlilik ve güç) optimizasyonunu yapmak mümkündür (Rahbar, 2016). Hesaplanan hız üçgenlerine ve rotorun temel geometrisine dayanarak, nozul, gövde ve difüzör gibi kalan bileşenlerin genel

özellikleri belirlenir. Şekil 3.7’de radyal türbin için yarıçap ve giriş çıkış hız üçgenleri gösterilmiştir.



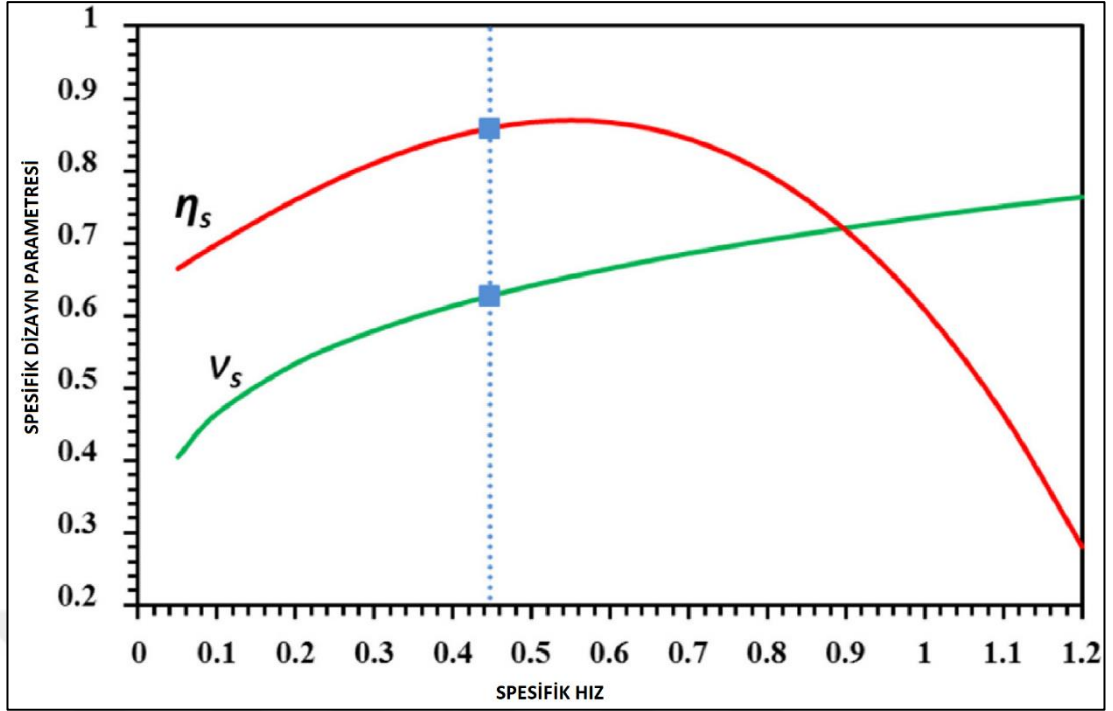
Şekil 3.7. Radyal türbin yarıçap ve giriş çıkış hız üçgenlerinin gösterimi

Şekil 3.7’de rotor çıkışı için gösterilen hız üçgeninde mutlak rotor çıkış mutlak hızı C_5 ile rotor çıkışındaki meridyonel mutlak hız C_{m5} arasında oluşan açı çıkışta bir girdap akımının oluşabileceğinin göstergesidir. Genel tasarım çalışmalarında, rotor çıkışındaki kinetik enerji kayıplarını azaltmak için bu açığı sıfıra yaklaştırmak hedeflenmektedir.

Radyal türbinler için Aungier (2006) tarafından önerilen toplam verimin, spesifik hız ile değişimini ifade eden bağıntı Denklem (3.41)’de gösterilmiştir.

$$n_{ts} = 0.87 - 1.07(N_s - 0.55)^2 - 0.5(N_s - 0.55)^3 \quad (3.41)$$

Bu denklemle birlikte başlangıçta belirlenecek olan spesifik hız (Denklem 3.38) ile türbin verimi (Denklem 3.41) yaklaşık olarak belirlenebilir. Şekil 3.8’de görüldüğü gibi radyal türbin için olası maksimum verim yaklaşık %87’dir.



Şekil 3.8. Radyal türbinler için spesifik hız-verim ve özgül hız grafiği (Pakle ve Jiang, 2019)

Şekil 3.8 dikkatli incelendiğinde izentropik hız oranı (v) 0.6 ile 0.7 arasında olduğu durumlarda türbin en yüksek verim aralığında çalışmaktadır. Benzer şekilde türbinin en yüksek verim aralığında olması için spesifik hız (N_s) değerinin 0.3 ile 0.7 arasında olmalıdır.

Spesifik hız (N_s) bilindiğinde, rotor tasarımı başlangıç değeri olarak, rotor girişindeki akışın mutlak açısı Rohlik (1968), korelasyonu kullanılarak Denklem (3.42) ile belirlenebilir.

$$\alpha_4 = 90 - (10.8 + 14.2N_s^2) \quad (3.42)$$

Δh_{ideal} izantropik hal değişimi gerçekleştiren bir genişlemede türbin giriş ve çıkışındaki kabul edilen çalışma şartlarına göre kolaylıkla bulunabilir. Denklem (3.40)'da verilen izantropik hız oranı ($v = \frac{U_4}{\sqrt{2\Delta h_{ideal}}}$) denkleminde hareketle başlangıçta kabul edilen bir izentropik hız oranı ile rotor giriş yarıçapı r_4 ve rotor girişindeki teğetsel mutlak hız C_{u4} Denklem (3.43) ve Denklem (3.44) kullanılarak bulunabilir.

$$r_4 = \frac{U_4}{\omega} \quad (3.43)$$

Burada ω türbin rotorunun devir sayısını ifade etmektedir ve küçük boyutlu radyal türbinler üzerinde yapılan çalışmalar genellikle 40 000-80 000 aralığında seçilmiştir. Ayrıca rotor devir sayısının (ω) türbin verimliliği ve gücü üzerindeki etkisi çok fazla değildir.

$$C_{u4} = \frac{U_4 n_{ts}}{2 v^2} \quad (3.44)$$

Rotor girişindeki teğetsel mutlak hız (C_{u4}) ve giriş mutlak açısı (α_4) bilinmesiyle, giriş hız üçgeninden, rotor girişindeki mutlak hız $C_4 = C_{u4} / \sin \alpha_4$ ve meridyonel mutlak hız $C_{m4} = C_4 \cos \alpha_4$ şeklinde bulunabilir.

Rotor giriş yarıçapının (r_4) ve girişteki meridyonel hızın (C_{m4}) bilinmesiyle rotor giriş kanat yüksekliği (b_4), süreklilik denkleminde kütle akış hızı ile ilişkisi Denklem (3.45)'ten hesaplanabilir.

$$\dot{m} = 2\pi r_4 b_4 \rho_4 C_{m4} \quad (3.45)$$

Burada r_4 rotor giriş yarıçapını, b_4 rotor giriş kanat yüksekliğini, ρ_4 giriş basınç ve sıcaklığındaki akışkan yoğunluğunu, C_{m4} ise rotor girişindeki meridyonel mutlak hızı ifade etmektedir.

Rotor giriş hız üçgenindeki teğetsel mutlak hız (C_{u4}) ve kanat hızının (U_4) bilinmesiyle, rotor girişindeki teğetsel bağıl hız (W_{u4}) Denklem (3.46) ile bulunabilir. Rotor girişindeki meridyonel bağıl hız (W_{m4}) rotor girişindeki meridyonel mutlak hız C_{m4} eşittir.

$$W_{u4} = C_{u4} - U_4 \quad (3.46)$$

Rotor girişindeki teğetsel bağıl hız (W_{u4}) ve meridyonel bağıl hız (W_{m4}) kullanılarak rotor girişindeki bağıl hız (W_4) ve bağıl akış açısı (β_4) sırasıyla Denklem (3.47) ve Denklem (3.48) ile bulunabilir.

$$W_4 = \sqrt{W_{u4}^2 + W_{m4}^2} \quad (3.47)$$

$$\beta_4 = \arctan\left(\frac{W_{u4}}{W_{m4}}\right) \quad (3.48)$$

Bağıl akış açısının (β_4) yönü, rotor girişindeki teğetsel bağıl hız (W_{u4}) yönü ile belirlenir. Genel olarak, optimum girişi elde etmek için, β_4 açısının yönü dönme hızının tersidir.

Rotor giriş yarıçapının (r_4) belirlenmesiyle, rotor çıkış geometrisi ve çıkış hız üçgenleri bulunabilir. Radyal türbinlerde akışkan radyal yönde girip rotor boyunca hareketinden sonra eksenel yönde rotordan ayrıldığından çıkış hızı üçgeni değerlendirmek için rotor çıkış ortalaması yarıçapı, r_5 'in tanımlanması gerekir. Rotor çıkışındaki göbek yarıçapının ($r_{5,hup}$), giriş yarıçapına (r_4) oranı genellikle rotor kanatlarını merkezdeki aşırı kalabalık olmasını önlemek için sınırlıdır. Bununla birlikte uç yarıçapının rotor giriş yarıçapına oranı ($r_{5,tip}/r_4$) 0.5 – 0.8 arasında olması önerilmektedir. $r_{5,hup}$, $r_{5,tip}$ yarıçaplarının bilinmesiyle rotor çıkış alanı (A_5), kanat yüksekliği (b_5) ve rotor çıkışındaki ortalama yarıçap (r_5) belirlenebilir. Rotor çıkış alanı (A_5) hesaplanırken **BK** blok faktör 0.1 alınabilir.

$$A_5 = (r_{5,tip}^2 - r_{5,hup}^2)(1 - BK) \quad (3.49)$$

$$r_5 = \sqrt{\frac{A_5}{\pi} + r_{5,hup}^2} \quad (3.50)$$

$$b_5 = r_{5,tip} - r_{5,hup} \quad (3.51)$$

Rotor girişi için belirlenen geometrik boyutlar (b_4, r_4) ve tasarım parametreleri ile çıkış hız üçgeni ile ilgili değerler hesaplanabilir. Çıkış geometrisi ve hız üçgeninin hesaplanması için Aungier tarafından önerilen aşağıdaki Denklem (3.52)'den

faaydalanılabılır. Denklem (3.52) kullanılarak rotor çıkışındaki meridyonel mutlak hız (C_{m5}) kolaylıkla hesaplanabilir.

$$\frac{C_{m5}}{C_{m4}} = 1 + 5 \left(\frac{b_4}{r_4} \right)^2 \quad (3.52)$$

Rotor çıkışı mutlak açısı (α_5) en az kinetik enerji kaybı ve rotor çıkışında oluşabilecek ikincil akışları engellemek amacıyla sıfıra yakın olmalıdır ve tasarımlarda genellikle sıfır kabul edilir. Böylece rotor çıkış mutlak hızı C_5 , rotor çıkış mutlak meridyonel hıza C_{m5} eşit olur. Rotor çıkışındaki kanat hızı U_5 Denklem (3.53) kullanılarak hesaplanır.

$$U_5 = r_5 \omega \quad (3.53)$$

Rotor çıkışındaki bağıl meridyonel hız W_{m5} , rotor çıkış mutlak meridyonel hıza (C_{m5}) eşittir. Rotor çıkışındaki bağıl teğetsel hız W_{u5} ise rotor çıkışındaki kanat hızına U_5 eşit ve ters yöndedir. Rotor çıkışı bağıl hızı W_5 ve bağıl akış açısı (β_5) sırasıyla Denklem (3.54) ve Denklem (3.55) kullanılarak hesaplanır.

$$W_5 = \sqrt{W_{u5}^2 + W_{m5}^2} \quad (3.54)$$

$$\beta_5 = \arctan \left(\frac{W_{u5}}{W_{m5}} \right) \quad (3.55)$$

Türbinin geometrik özelliklerinden olan rotor aksiyal uzunluğu ($l_{rotor,x}$) ve rotor kanat sayısı (Z_{rotor}) Denklem (3.56) ve Denklem (3.57) kullanılarak hesaplanabilir. Ayrıca rotor kanat (t_4), kalınlığı rotor yarı çapının 0.04 katı olarak ($t_4 = 0.04r_4$) kabul edilir.

$$l_{rotor,x} = 1.5(r_{5,tip} - r_{5,hup}) \quad (3.56)$$

$$Z_{rotor} = \frac{\pi}{30} (110 - \alpha_4) \tan \alpha_4 \quad (3.57)$$

Türbin rotor çıkışındaki ortalama kanat aralığı (S_{rotor}) ve ortalama boğaz genişliği (O_{rotor}) sırasıyla Denklem (3.58) ve Denklem (3.59) kullanılarak bulunur.

$$S_{rotor} = \frac{2\pi r_5}{Z_{rotor}} \quad (3.58)$$

$$O_{rotor} = \frac{S_{rotor} C_{m5}}{W_5} \quad (3.59)$$

3.3.2. Nozul modelleme

Nozul tasarımına başlarken öncelikle nozul kanat yüksekliğinin rotor giriş kanat yüksekliğine eşit olduğu ($b_3 = b_4$) kabul edilir. Bununla birlikte akışkanın nozuldan çıkış açısının rotor giriş açısına eşit ($\alpha_3 = \alpha_4$) olması burada oluşacak kayıpların en aza indirilmesi için oldukça önemlidir. Türbin gövdesinde ve nozul ile rotor arasındaki boşlukta izantropik genişleme olduğu kabul edilirse nozul giriş ve çıkışındaki termodinamiksel özellikler, mutlak hızlar (C_2, C_3), kütlenin korunumu, momentumun korunum ilkelerine dayanarak türbin ve rotor girişindeki ($T_{t,1}, P_{t,1}, T_{t,4}, P_{t,4}$) termodinamiksel özelliklerden hesap edilebilir. Böylelikle nozul yarıçapı (r_3), nozul çıkışındaki akışın teğetsel mutlak hızı (C_{u3}) ve nozul çıkışındaki akışın meridyonel mutlak hızı (C_{m3}) sırasıyla Denklem (3.60), Denklem (3.61) ve Denklem (3.62) kullanılarak hesap edilebilir.

$$r_3 = r_4 + 2b_4 \cos \alpha_4 \quad (3.60)$$

$$C_{u3} = \frac{C_{u4} r_4}{r_3} \quad (3.61)$$

$$C_{m3} = \frac{C_{u3}}{\tan \alpha_3} \quad (3.62)$$

Burada α_3 nozul çıkışındaki mutlak açıyı ifade etmektedir. Nozul çıkışındaki teğetsel mutlak hız (C_{u3}) ve meridyonel mutlak hızın (C_{m3}) bilinmesi ile nozul çıkışındaki mutlak hız (C_3) Denklem (3.63) kullanılarak hesap edilir.

$$C_3 = \sqrt{C_{u3}^2 + C_{m3}^2} \quad (3.63)$$

Nozul girişindeki akış şartlarının tam bilinmiyor olmasından ötürü Aungier'in yaklaşımı ile nozul girişindeki akışın meridyonel mutlak hızı (C_{m2}) Denklem (3.64) kullanılarak tahmin edilebilir.

$$C_{m2} \approx C_{m3} \frac{r_3}{r_2} \quad (3.64)$$

Burada r_3 nozul çıkış yarı çapını ve r_2 rotor giriş yarıçapını ifade etmektedir. $\frac{r_3}{r_2}$ oranı 1.1 – 1.7 arasında olmalıdır. Bununla birlikte nozul giriş mutlak açısının (α_2) giriş kanat açısına (β_3) eşit olduğu kabul edilir (Wei, 2014). Nozul giriş mutlak hızının teğetsel elemanı ve rotor giriş mutlak hızı sırasıyla Denklem (3.65) ve Denklem (3.66) kullanılarak bulunabilir.

$$C_{u2} = C_{m2} \tan \alpha_2 \quad (3.65)$$

$$C_2 = \sqrt{C_{u2}^2 + C_{m2}^2} \quad (3.66)$$

Glassman vd. (1975), yapmış olduğu çalışmada nozul geometrisinin oluşturulmasında büyük önem taşıyan nozul giriş çıkış yarıçap oranı ($\frac{r_2}{r_3}$) ve nozul kanat uzunluğunun nozul kanat aralığına oranı (σ) sırasıyla 1.25 ve 1.35 olarak önerilmektedir. İlgili kabullerin yapılmasıyla nozul kanat uzunluğu (C_{nozul}), nozul kanat aralığı (S_{nozul}) ve nozul kanat sayısı (Z_{nozul}) Sırasıyla Denklem (3.67), Denklem (3.68) ve Denklem (3.69) kullanılarak hesap edilebilir.

$$C_{nozul} = \sqrt{\left| r_2^2 + r_3^2 - \sqrt{(r_2^2 + r_3^2)^2 - \left(\frac{r_2^2 + r_3^2}{\cos\left(\frac{\alpha_2 + \alpha_3}{2}\right)} \right)^2} \right|} \quad (3.67)$$

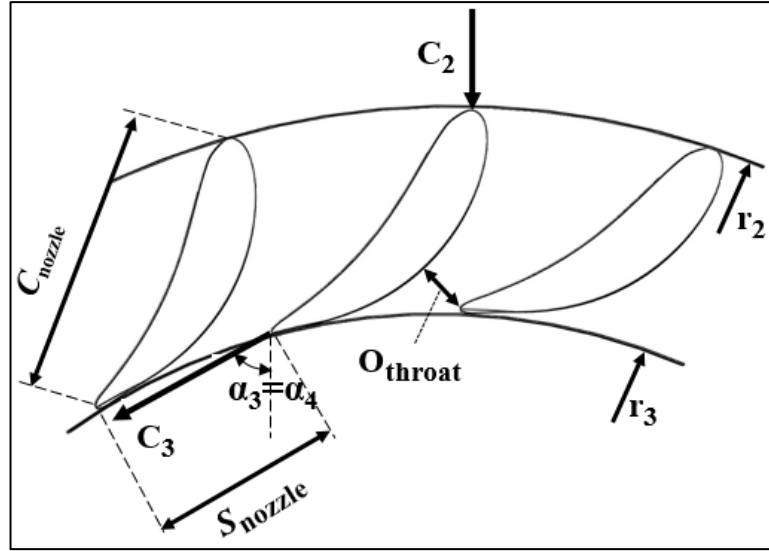
$$S_{nozul} = \frac{C_{nozul}}{\sigma} \quad (3.68)$$

$$Z_{nozul} = \frac{2\pi r_3}{S_{nozul}} \quad (3.69)$$

Bununla birlikte nozul boğaz açıklığı (O_{nozul}) ve toplam nozul akış alanı (A_{nozul}) sırasıyla Denklem (3.70) ve Denklem (3.71) ile hesaplanabilir.

$$O_{nozul} = S_{nozul} \cos \alpha_3 \quad (3.70)$$

$$A_{nozul} = O_{boğaz} b_3 Z_{nozul} \quad (3.71)$$



Şekil 3.9. Nozul (stator) kanat yapısı ve uzunlukların genel gösterimi

3.3.3. Gövde modelleme

Buharlaştırıcıdan gelen akışkanın nozul kanatlarına düzenli olarak dağılmasını sağlamak amacıyla bir gövde kullanılır. Gövde girişindeki mutlak hız (C_1) nozul girişindeki teğetsel mutlak hızın bilinmesiyle Denklem (3.72)'den hesaplanabilir. Ancak bu hesabın yapılabilmesi için r_1 değerinin Denklem (3.73) kullanılarak belirlenmesi gerekmektedir.

$$C_1 = \frac{C_2 r_2}{r_1} \quad (3.72)$$

$$r_1 = r_2 + B \quad (3.73)$$

Burada B elips şeklindeki gövdenin radyal yarı çapını ifade etmektedir. Gövde giriş alanı A_1 Denklem (3.74) kullanılarak belirlenir.

$$A_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_1 C_1} \quad (3.74)$$

A_1 'in bilinmesiyle AB değeri Denklem (3.75)'ten elde edilir.

$$A_1 = (0,75\pi + 1)AB \quad (3.75)$$

Denklem (3.75)'te **A** elips şeklindeki gövdenin aksiyal yarı aksisini ifade etmektedir. Aspect oranı **AR** = **A/B** şeklinde yazılır.

Türbin dış gövdesi için en büyük boyut ve gövdede olacak kayıplar Denklem (3.76) ve Denklem (3.77) ile bulunabilir.

$$d_{max} = 2(r_1 + r_{gövde}) \quad (3.76)$$

$$\Delta h_{loss,gövde} = \frac{k_{gövde} C_2^2}{2} \quad (3.77)$$

Gövdede meydana gelen kayıpların belirlenmesinde kullanılan **k_{gövde}** toplam basınç kaybı katsayısını ifade eder ve genellikle 0.1 olarak kabul edilir.

Türbin tasarımında temel denklemlerin bilinmesi ile birlikte başlangıçta yapılması gereken bir takım kabuller vardır. Önceki çalışmalar dikkate alınarak yapılacak olan kabuller analizin daha doğru sonuç vermesini veya sistemin daha verimli çalışmasına olanak tanır. Başlangıçta kabul edilen değerlerle hesaplanan türbin geometrisinin analizi sonucunda elde edilen veriler başlangıç kabulleri ile kıyaslanmalıdır. Kıyaslama sonucunda başlangıç kabulleri ile sonuçta elde edilen değerler arasında büyük farklar varsa kabul şartı değiştirilerek analiz tekrarlanır. Bu tez çalışması kapsamında türbin tasarımı için kabul edilen başlangıç parametreleri ve ortalama aralıkları Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Tez çalışması kapsamında kabul edilen parametre değerleri

Parametre	Birim	Aralık	Seçilen
Rotor devir sayısı	Rpm	40 000 – 120 000	80 000
Spesifik Hız oranı	-	0.6 – 0.7	0.7
Nozul giriş çıkış yarıçaplar oranı $\frac{r_2}{r_3}$ oranı	-	1.1 – 1.7	1.28
Gövde yarıçağının rotor giriş yarıçapına oranı $r_{5,hup}/r_4$	-	0.15-0.45	0.39
Uç yarıçapının rotor giriş yarıçapına oranı $r_{5,tip}/r_4$	-	0.5 – 0.8	0.55
Genişleme oranı (ER_{ts})	-	1.5 – 10	4
Türbin giriş sıcaklığı	°C		94
Türbin giriş basıncı	kPA		1000
Aşırı kızdırma derecesi	°C		5
Türbin verimi	-		0.8

3.3.4. Radyal türbinlerde kayıp korelasyonları

Türbinlerde akış boyunca çeşitli sebeplerle entropi üretimi gerçekleşir. Bu entropi üretimi kullanılabilir enerjinin kaybı anlamına geldiğinden türbinlerde akış boyunca meydana gelen entropi üretimler detaylıca incelenip en aza indirmek için çalışılmalıdır. Türbinlerde en çok gerçekleşen kayıpları rotor ve diğer elemanlarda gerçekleşen kayıplar olarak sınıflandırabilir.

Rotorda gerçekleşen kayıplar;

- Rotor girişinde oluşan kayıplar
- Geçiş kayıpları
- Uç açıklık kayıpları ve çıkış köşe kayıpları

Akış sürtünme kaybı ve çıkış kayıpları türbin rotoru dışında gerçekleşen temel büyük iki kaybı oluşturur. Böylesi sınıflandırmalar yapılıyor olsa da meydana gelen kayıplar birbirleri arasında çeşitli bağlantılara sahiptirler. Örneğin, rotor giriş kayıpları, akış sıvı alanının ortaya çıkan bozulmalar nedeniyle optimum girişten sapmanın neden olacağı geçiş kayıplarının bir kısmını hesaba katmak zorundadır. Bununla birlikte,

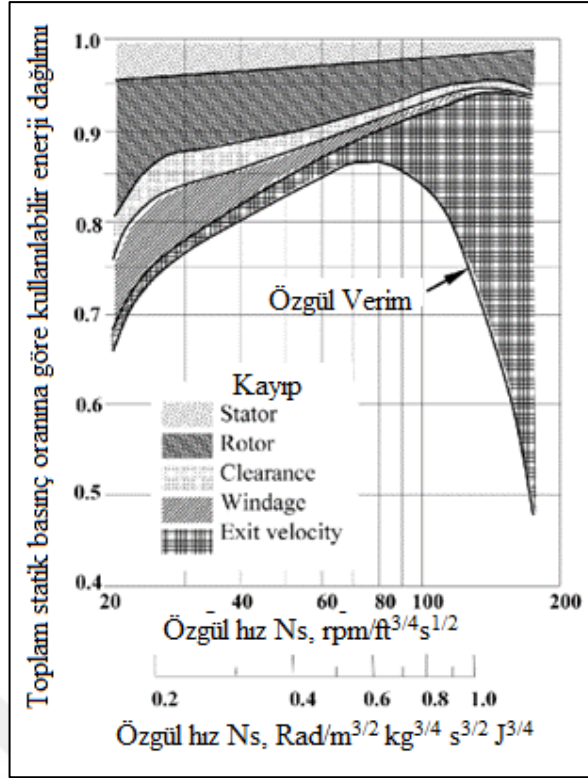
kayıp modelini çeşitli kategorilere ayırmanın yararı, oldukça karmaşık olan kayıp sürecinin yönetilebilir bileşenlere basitleştirilmesidir.

Türbinde oluşan kayıpların hesaplanması ile türbin izantropik veriminin belirlenmesi mümkündür. Türbinde meydana gelen çeşitli kayıplar entalpi kaybı olarak adlandırılır ve Δh_k ile ifade edilir. Böylece türbinin izantropik verimi Denklem (3.78) ile hesap edilebilir.

$$\eta_{ts} = \frac{\Delta h_0}{\Delta h_0 + \sum \Delta h_k} \quad (3.78)$$

Burada Δh_0 radyal türbinde meydana gelen toplam entalpi değişimini ifade eder. Radyal türbindeki kayıp korelasyonları, türbin geometrisi, termodinamik parametreler, çalışma akışkanı ve giriş çıkış hız üçgenleri gibi birçok verinin kullanılması ile bulunabilir.

Türbin tasarımını ilk aşamasında türbin verimi, izantropik hız oranı veya spesifik hız gibi kabul edilen boyutsuz parametreler dikkate alınarak belirlenir ve kabul edilen bu boyutsuz değer ile türbin geometrisi, giriş çıkış hız üçgenleri ortaya konulabilir. Başlangıçta kabul edilen bir değer üzerinden yola çıkılarak belirlenen geometri ve diğer özellikler dikkate alınarak türbinde meydana gelen kayıplar ayrı ayrı hesap edilir ve toplam türbin kaybı belirlenir. Böylelikle Denklem (3.78) kullanılarak türbin verimi kayıplar dikkate alınarak hesaplanabilir.



Şekil 3.10. Maksimum toplamdan statik verimliliğe eğrisi boyunca radyal türbin kayıplarının tahmini dağılımı (Capata ve Hernandez, 2014)

3.3.4.1. Rotor giriş kayıpları

Rotor giriş kayıpları, akışın optimum açıyla girmesinin mümkün olmadığı durumlarda türbin rotorunun kanatlarını giriş bölgesinde oluşan kayıpları temsil eder. Bu kayıpların temel sebebi rotor kanadının yüzeyinde oluşan ikincil akışlardır. İkincil akışlar optimum giriş açısının sapmasından kaynaklanmaktadır. Futral ve Wasserbauer (1965), optimum giriş açısından sapmaya bağlı entalpi kayıplarının, akışın teğetsel bileşendeki kinetik enerji değişimine eşit olduğunu ifade etmişlerdir. Böylece rotor giriş kayıpları (L_i) Denklem (3.79) olduğu gibi hesaplanabilir.

$$L_i = \frac{1}{2} W_4^2 \sin^2 \beta_4 = \frac{W_{u4}^2}{2} \quad (3.79)$$

Burada W_{u4} rotor girişindeki akışkanın teğetsel hız bileşenini ifade etmektedir ve $W_{u4} = W_4 \sin \beta_4$ şeklinde hesaplanır. Denklem (3.79)'da β_4 rotor giriş kanat açısını ifade etmektedir.

3.3.4.2. Sürtünme kayıpları

Sürtünme kayıpları akış ve rotor kanadının yüzeyindeki sürtünme kuvvetinden kaynaklı kayıplardır ve Denklem (3.80) kullanılarak hesap edilebilir.

$$L_f = \frac{1}{2} C_f \left(\frac{L_h}{D_h} \right) \left(\frac{W_4 + W_5}{2} \right)^2 \quad (3.80)$$

Denklem (3.83)'te C_f sürtünme katsayısını, L_h , D_h sırasıyla hidrolik kanat uzunluğu ve hidrolik kanat çapını ifade etmektedir. Bu denklem kullanılarak sürtünme kaybının bulunabilmesi için de C_f sürtünme katsayısını Moody diyagramı ya da Colebrook-White denklemi kullanılarak elde edilmesi gerekmektedir. Sürtünme katsayısı (C_f) Denklem (3.81) kullanılarak hesap edilir.

$$C_f = f \left(1 + 0,075 \overline{Re}^{0,25} \sqrt{\frac{D_h}{2r_c}} \right) \left(\overline{Re} \left(\frac{d_4}{2r_c} \right)^2 \right)^{0,05} \quad (3.81)$$

Burada f sürtünme faktörü Denklem (3.82) kullanılarak hesap edilir.

$$f = 8 \left(\left(\frac{8}{\overline{Re}} \right)^{12} + \left(\left(2,457 \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{\overline{Re}} \right)^{0,9} + 0,27RR} \right) \right)^{16} + \left(\frac{37530}{\overline{Re}} \right)^{16} \right)^{-1,5} \right)^{\frac{1}{12}} \quad (3.82)$$

Burada RR bağıl pürüzlülüğü ifade etmektedir ve 0,0002 m olarak kabul edilir. Denklem (3.83)'te yer alan $\overline{Re}$ ortalama Reynolds sayısını ifade etmektedir ve Denklem (3.83) ile hesaplanır.

$$\overline{Re} = \frac{\frac{U_4 b_4 \rho_4}{\mu_4} + \frac{U_5 b_5 \rho_5}{\mu_5}}{2} \quad (3.83)$$

Hidrolik yükseklik (L_h), hidrolik çap (D_h) sırasıyla Denklem (3.84) ve Denklem (3.85) ile hesap edilebilir.

$$L_h = \frac{\pi}{2} \left(\sqrt{\frac{\left(r_4 - r_{5,tip} + \frac{b_4}{2}\right)^2 + \left(\frac{b_5}{2}\right)^2}{2}} \right) \quad (3.84)$$

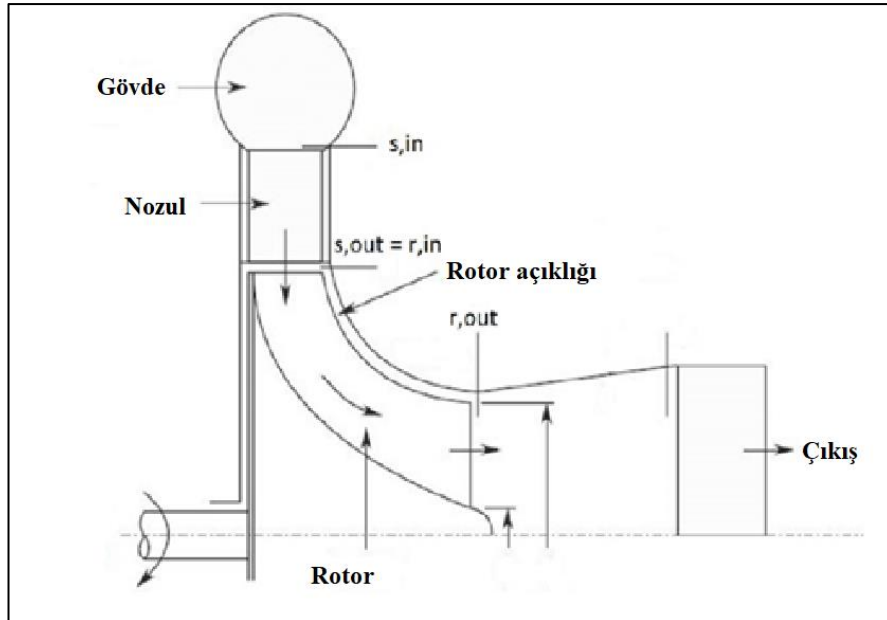
$$D_h = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{4\pi r_4 b_4}{2\pi r_4 + Z_R b_4} \right) + \left(\frac{2\pi(r_{5,tip}^2 - r_{5,hup}^2)}{\pi b_5 + Z_R b_5} \right) \right] \quad (3.85)$$

Denklem (3.86)'da r_c rotor ortalama eğrilik yarı çapını ifade eder ve Denklem (3.86) kullanılarak hesap edilebilir.

$$r_c = r_4 - r_{5,tip} + \frac{b_4 + b_5}{2} \quad (3.86)$$

3.3.4.3. Rotor uç açıklık kayıpları

Radyal türbinlerde, rotorun dönme hareketine olanak sağlamak amacıyla rotor kanadı ile dış kabul arasında bir boşluk mevcuttur. Bu boşluk aksiyal ve radyal boşluklar olarak iki kısımdan oluşur.



Şekil 3.11. Rotor kanat ucu boşluk kaybı (Dambach ve Hodson, 2001)

Radyal türbinler için yapılan önceki çalışmalarda (Krylov ve Spunde (1967); Futral ve Holeski (1970)) türbin veriminin rotor çıkış ucu boşluğunda meydana gelen

kayıplardan büyük oranda etkilendiği ortaya konulmuştur. Ayrıca bu kayıpların rotor çıkışında meydana gelen ikincil akışları ve akış ayrılmasını etkilediği önceki çalışmalarda belirtilmiştir. Rotor uç açıklık kayıplarını hesaplamak için Denklem (3.87) kullanılabilir.

$$l_{tc} = \frac{U_4^3 N_R}{8\pi} (K_a \varepsilon_a C_a + K_r \varepsilon_r C_r + K_{ar} \sqrt{\varepsilon_a C_a \varepsilon_r C_r}) \quad (3.87)$$

Burada ε_r radyal yöndeki açıklığı, ε_a ise aksiyal yöndeki açıklığı ifade etmektedir. Denklemde $C_a = \frac{1-(r_{5.tip}/r_4)}{C_{m4}.b_4}$ ve $C_r = \left(\frac{r_{5.tip}}{r_4}\right) \frac{Z_R-b_4}{C_{m5}.r_5.b_5}$ şeklinde hesap edilir. Ayrıca Denklem (3.89)'da K_a ve K_r sırasıyla aksiyal ve radyal yöndeki uç açıklıkları çıkış katsayısını, K_{ar} ise çapraz kavrama katsayısını ifade etmektedir. Yapılan önceki çeşitli çalışmalar $K_a = 0.4$, $K_r = 0.75$ ve $K_{ar} = -0.3$ kabul edilebileceğini göstermiştir (Baines, 2003). Bu tez çalışması kapsamında $\varepsilon_r = \varepsilon_a = 0.04b_5$ olarak kabul edilmiştir.

3.3.4.4. Akış sürtünme kaybı

Akış sürtünme kayıpları, türbinin arka yüzeyinde meydana gelen sürtünme kayıplarını ifade etmektedir. Rotor ile arkasındaki yüzey arasında bulunan akışkandan kaynaklı sürtünme kayıplarıdır. Akış sürtünme kaybı genellikle tork katsayısı ile ifade edilir ve Denklem (3.88) ile hesap edilebilir.

$$\tau_f = K_f \frac{1}{4} \rho \omega^2 r_4^2 \quad (3.88)$$

Burada K_f akışın Reynolds sayısına bağlı bir değişken olup; $Re < 10^5$ iken $K_f = 3.7 \frac{\left(\frac{\varepsilon_b}{r_4}\right)^{0.1}}{Re^{0.5}}$ $Re > 10^5$ iken $K_f = 0.102 \frac{\left(\frac{\varepsilon_b}{r_4}\right)^{0.1}}{Re^{0.2}}$ şeklinde hesaplanır. ε_b ifadesi rotor ile arka yüzey arasındaki boşluğu ifade etmektedir.

3.3.4.5. Rotor çıkış kayıpları

Tek kademeli radyal türbinlerde, rotor çıkışındaki akışkanın kinetik enerjisinden ötürü olan kayıplar rotor çıkış kayıpları olarak adlandırılır. Türbin çalışma şartları, akışkan türü ve akışkanın rotordan çıkış açısı ve hızı bu kayıpları doğrudan etkilenmektedir. Bu kayıpları azaltmak için türbin çıkışına yerleştirilecek bir difüzör ile rotor çıkışındaki akışkanın kinetik enerjisi, difüzörde akışkanın basıncını arttırmada kullanılabilir. Suhrmann vd. (2010), rotor çıkış kayıplarını hesaplamada Denklem (3.89)'da verilen formülü önermişlerdir.

$$l_e = \frac{C_5^2}{2} \quad (3.89)$$

3.3.4.6. Nozul sürtünme kayıpları

Nozul sürtünme kayıpları Denklem (3.92) kullanılarak hesaplanır. Bu denklemde $\bar{C}$ ortalama nozul giriş çıkış mutlak hızı ifade etmektedir. f ise sürtünme faktörünü ifade eder ve Denklem (3.90) ile hesaplanır.

$$L_{f,n} = 4f\bar{C}^2 \left(\frac{L_{h,n}}{D_{h,n}} \right) \quad (3.90)$$

Burada $L_{h,n}$ nozul hidrolik uzunluğunu $D_{h,n}$ ise nozul hidrolik çapını ifade eder ve sırasıyla Denklem (3.91) ve (3.92) kullanılarak hesaplanır.

$$L_{h,n} = r_2 - r_3 \quad (3.91)$$

$$D_h = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{8\pi r_2 b_2 \cos \alpha_2}{4\pi r_2 + \frac{4\pi r_2 b_2}{\sigma}} \right) + \left(\frac{8\pi r_3 b_3 \cos \alpha_3}{4\pi r_3 + \frac{4\pi r_3 b_3}{\sigma}} \right) \right] \quad (3.92)$$

3.4. Nümerik Analiz

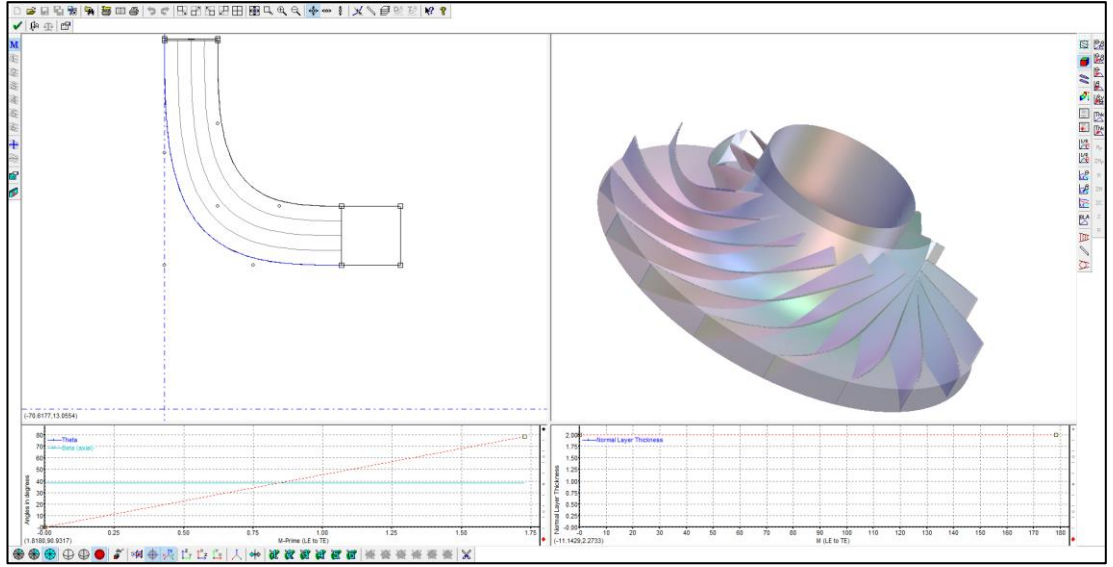
Bir türbin içinde hareket eden akışkan birden çok yönde akış eğilimi göstermektedir ve bununla birlikte akışkanın viskoz etkileri ve oluşan ikincil akışlar çeşitli türbülans

bölgeleri oluşturmaktadır. Ayrıca akışkanın basınç ve sıcaklığına bağlı olarak akış transonik ve süpersonik rejimlerde olabilir, bunun yanı sıra uç açıklığı etkileri ve nozul-rotor kanadı arasındaki sınır etkileşimleri akış davranışını daha karmaşık hale getirmektedir. Ortalama doğrusal modelleme yöntemi basit ve hızlı olmasına karşın karmaşık davranışlar gösteren akışları yorumlamakta yeterli değildir. Bu nedenle türbin içindeki akışkanın davranışlarını hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile ayrıntılı olarak değerlendirmek gerekmektedir. HAD, akış alanını tanımlayan denklemleri çözmek için çeşitli sayısal matematiksel tekniklerin kullanıldığı bir süreçtir (Japikse vd., 1994). HAD ile yapılan analizler ile türbin kanat geometrisinin iyileştirilmesini ve akışta istenmeyen durumların varlığını gözlemlemeyi kolaylaştırmaktadır. HAD ile yapılan analizler prototip üretim ve testler için harcanan zaman ve masrafı en aza indirmede büyük önem taşımaktadır.

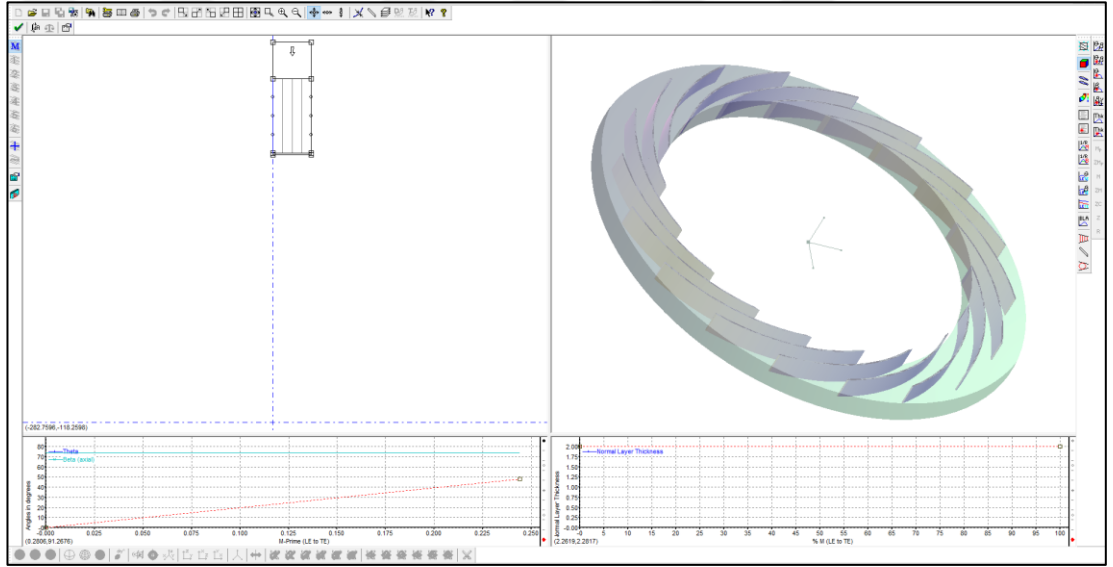
Bu bölümde, türbin geometrisi ve türbin içindeki akış ile ilgili ortalama doğrusal yaklaşım modeli ile elde edilen veriler ANSYS 2022 R1 yazılımında kullanılarak nümerik analizi gerçekleştirilmiştir. ANSYS'nin yapısal analiz, akışkanlar dinamiği ve ısı transferi gibi alanlardaki kullanım olanakları sayesinde, yapılan çalışmada nümerik analizler gerçekleştirmek için tercih edilmiştir.

3.4.1. Üç boyutlu model oluşturma

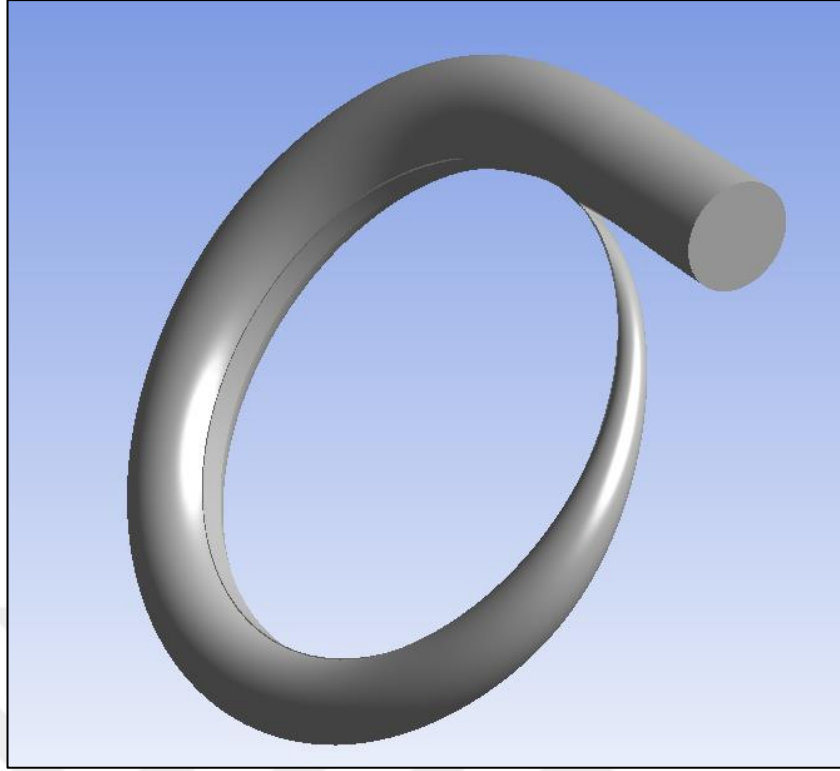
Bu tez çalışması kapsamında teorik yöntemlerle geometrik boyutları ve fiziksel özellikleri belirlenen radyal türbinin, nümerik analizinin gerçekleştirilebilmesi amacıyla ANSYS'te modeli oluşturulmuştur. Model oluşturma için ANSYS yazılımının BladeGen modülünden faydalanılmıştır. Öncesinde hesaplanan türbin geometrik özellikleri ile türbinin rotor ve stator kısımlarının ayrı ayrı üç boyutlu modelleri oluşturulmuştur. Türbin dış kısmı olan volute (gövde) geometrisi ANSYS DesingModeler kullanılarak çizilmiştir. Şekil 3.12'de türbinin hareketli kısmı olan ve mekanik işin üretildiği yer olan rotorun üç boyutlu model ve kanat özellikleri gösterilmektedir. Şekil 3.13'te türbinin sabit kanatlarından oluşan ve akışın en uygun açı ile rotora aktarılmasını sağlayan statorun üç boyutlu model ve kanat özellikleri verilmiştir. Şekil 3.14'te ise herhangi bir kanat bulundurmayan ve akışın stator kanatlarına eşit dağıtılmasını sağlayan gövde elemanının üç boyutlu modeli gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Rotor üç boyutlu model ve kanat özellikleri



Şekil 3.13. Stator üç boyutlu model ve kanat özellikleri



Şekil 3.14. Gövde üç boyutlu modeli

3.4.2. Üç boyutlu modelin meshlenmesi

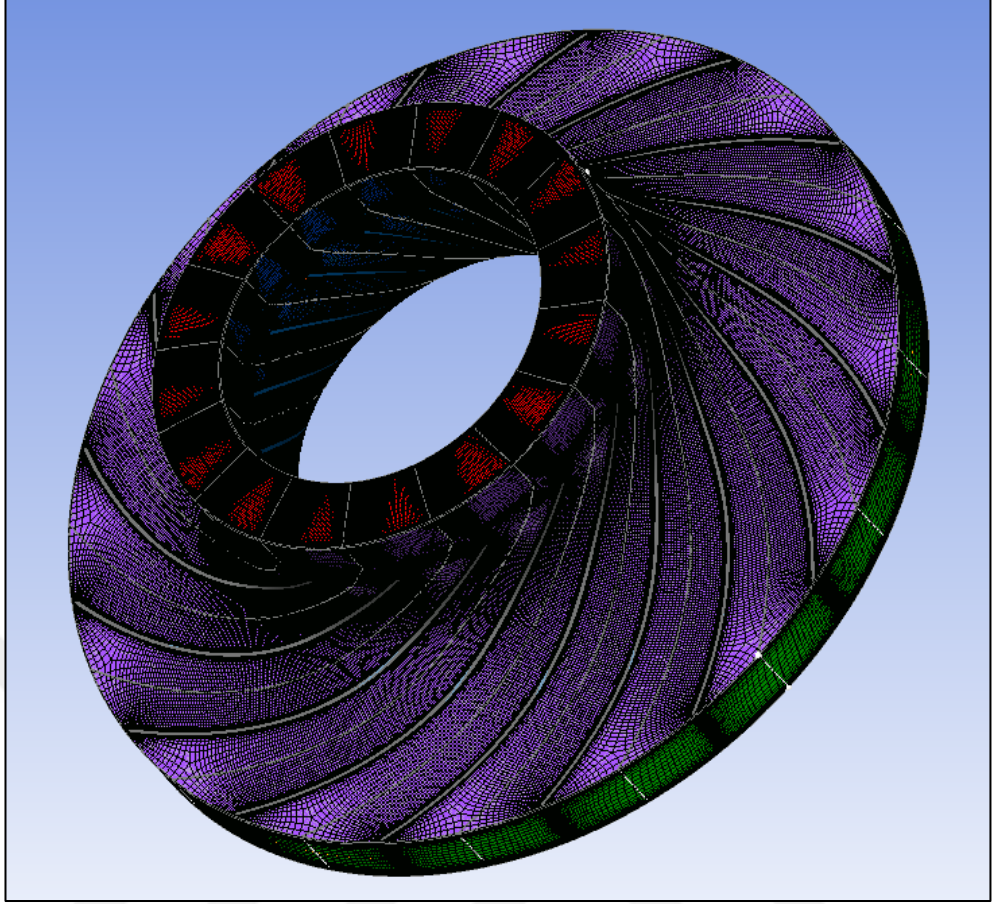
Analiz için geometri, sonlu hacimler (finite volume) yöntemiyle küçük parçalara bölünür. Bu parçalara mesh denir ve her mesh, akışkanın özelliklerini temsil eden denklem setinin  z ld    bir nokta olarak kabul edilir. Doğru bir analiz süreci için oluşturulan geometrinin mesh kalitesi kontrolü, oluşturulan meshin doğru ve hatasız olmasını sağlamak için önemlidir. Mesh kalitesi, geometrinin karma ıklı ına ve analizin gerektirdiği do rulu a göre de i ir. İyi bir mesh kalitesi, düşük hata oranı ve yüksek doğruluk sa lar. Mesh kalite kriterleri, geometriye, analiz türüne ve kullanılan meshing teknolojisine bağlı olarak de i ebilir. Örneğin, mesh boyutu, element şekli ve yükseklik genişlik oranı (aspect ratio) gibi kriterler kullanılabilir. Ansys TurboGrid, mesh kalitesini kontrol etmek için mesh boyutu, element şekli, yükseklik genişlik oranı (aspect ratio) ve yükseklik farkı (skewness) gibi bir dizi kontrol aracı sa lar ve parametreleri analiz edebilir. Ansys TurboGrid, mesh kalitesi raporları oluşturarak meshin kalitesini kontrol edilmesine olanak tanır. Bu raporlar, meshin kalitesi hakkında detaylı bilgi verir ve mesh kalitesini iyileştirmek için öneriler sunar. Mesh kalite kontrolünden sonra, olası hataları düzeltmek için mesh optimizasyonu

yapılabilir. Mesh optimizasyonu, meshin daha iyi performans sağlamak için düzenlenmesini sağlar.

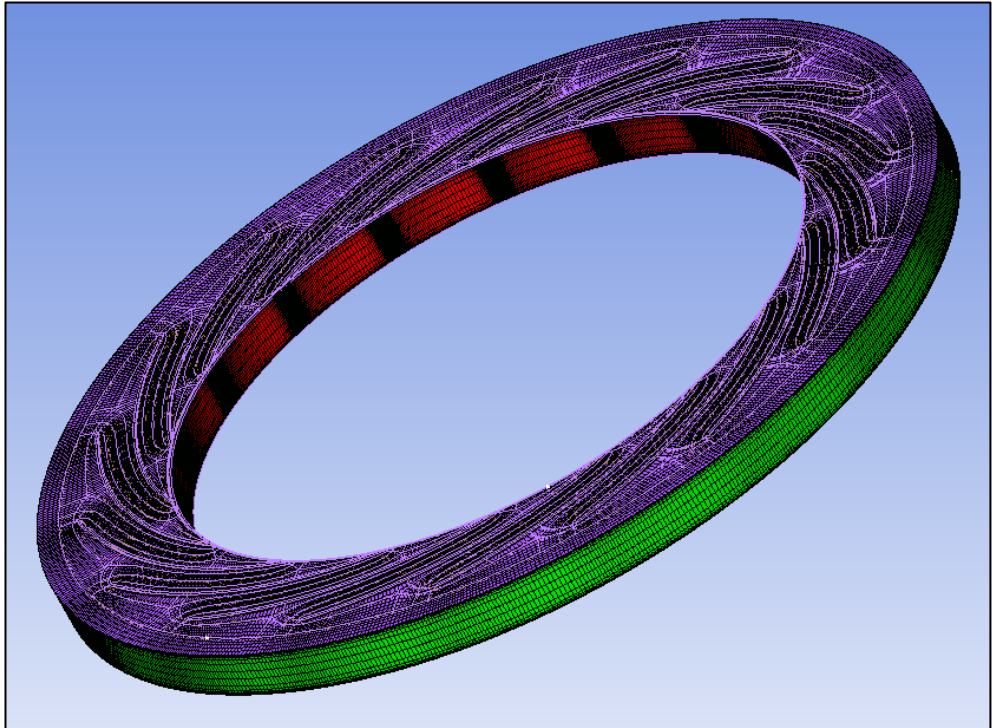
Mesh optimizasyonu yapmak için birkaç farklı teknik mevcuttur. Bu teknikler, kullanılan meshleme algoritmasına, geometriye ve analiz türüne bağlı olarak değişebilir. Bazı yaygın mesh optimizasyon teknikleri şunlardır:

- Mesh yeniden boyutlandırma: Mesh boyutunu artırma veya azaltma
- Element yeniden şekillendirme: Element şeklini ve boyutunu değiştirme
- Element yeniden dağıtım: Elementleri farklı şekillerde dağıtma
- Gradyent tabanlı optimizasyon: Gradyan değerlerini kullanarak meshi optimize etme
- Topolojik optimizasyon: Mesh topolojisini değiştirme

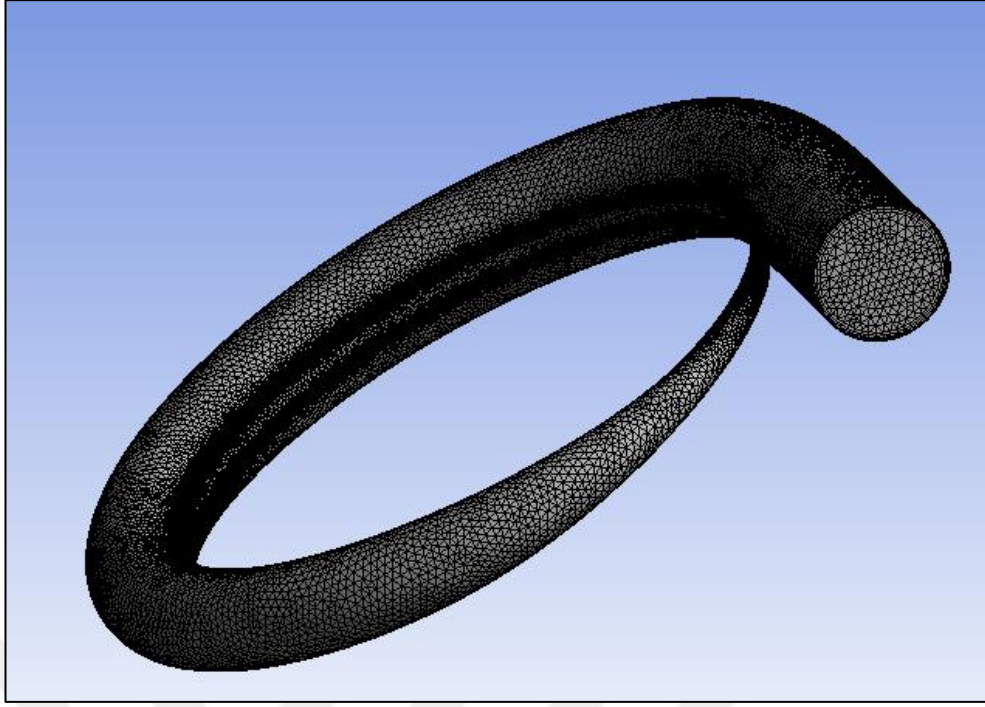
Türbinin her bir elemanının üç boyutlu modelinin oluşturulmasının ardından analizi gerçekleştirmek için geometriler meshlenmiştir. Rotor ve stator kısımlarının meshlenmesinde ANSYS TurboGrid modülü, gövde kısmının meslenmesinde ise ANSYS Mesh modülü kullanılmıştır. Rotor, stator ve gövde kısımlarının meshlenmiş geometrileri sırasıyla Şekil 3.15, Şekil 3.16 ve Şekil 3.17’de verilmiştir.



Şekil 3.15. Rotor geometrisi mesh modeli



Şekil 3.16. Stator geometri mesh modeli



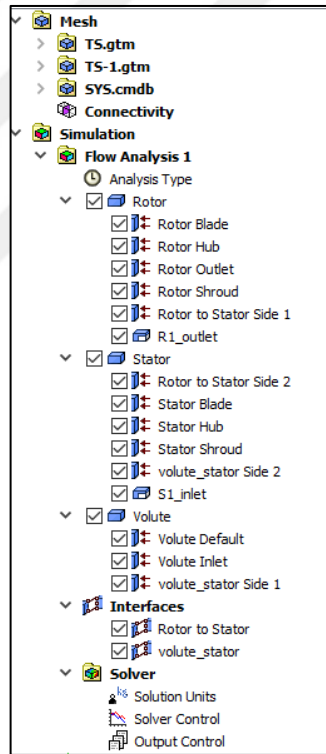
Şekil 3.17. Gövde geometrisi mesh modeli

3.4.3. Modelin analiz edilmesi

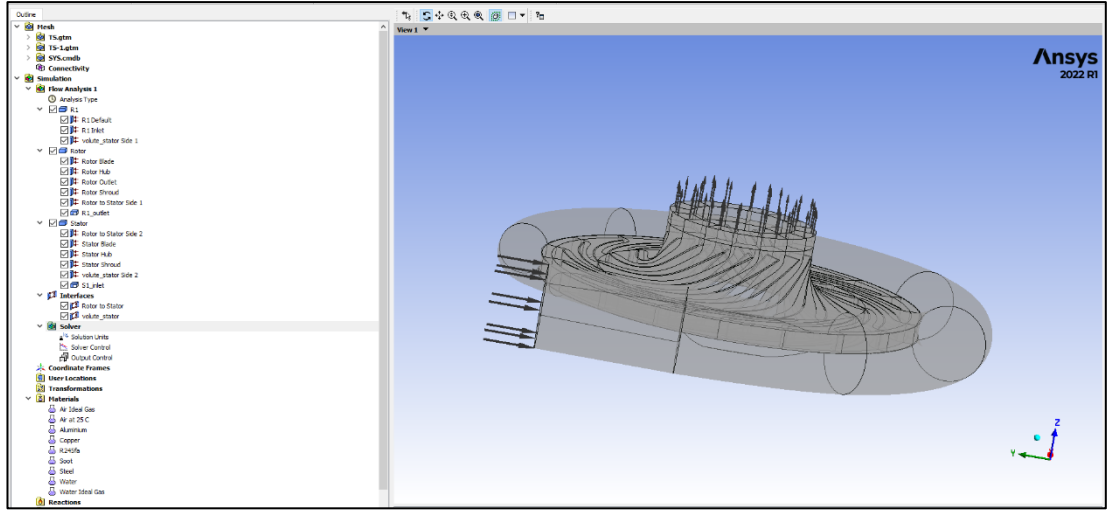
Türbinin her bir kısmı için ayrı olarak oluşturulan üç boyutlu geometrilerin meshlenmesi ile türbin modeli, analize hazır hale getirilmiştir. Türbin modelinin analizinde ANSYS CFX modülü kullanılmıştır. CFX modülü, sonlu hacimler yöntemine dayanan bir HAD çözümleyicisidir. Bu yöntem, akışkanların hareketini tanımlayan Navier-Stokes denklemlerini sayısal olarak çözmek için kullanılır. ANSYS CFX, akışkanların basınç, hız, sıcaklık, yoğunluk ve türbülans özellikleri gibi bir dizi parametreleri kullanarak analizleri gerçekleştirir. ANSYS CFX, akışkanın hareketini tanımlayan Navier-Stokes denklemlerini iteratif bir çözüm süreci ile sayısal olarak çözümler. ANSYS CFX, karmaşık akışkan davranışlarının analizini gerçekleştirmek için kullanılan birçok gelişmiş özellik ve modül içermektedir. Özellikle türbülans modelleri, ısı transferi modelleri ve kimyasal reaksiyonlar gibi alanlarda geniş bir uygulama yelpazesine sahiptir.

ANSYS CFX ile analizlerin gerçekleştirilebilmesi için hesaplama alanının dışındaki yüzeylere sınır koşulları uygulanmalıdır. Bu, akışkanın duvarlara veya giriş/çıkış bölgelerine nasıl davrandığını belirler. Sınır koşulları, gerçek koşulları simüle etmek için belirlenir. CFX-Pre ile, analiz türü (Steady State), analiz edilecek geometrinin

parçaları ve bu parçaların özellikleri (haerketli, sabit vs.), akışın akışkan türü, referans basınç, türbilans modeli (k-epsilon, shear stress transport) giriş çıkış sınır özellikleri (basınç, sıcaklık, kütleli debi vb.), parçalar arası geçiş ara yüzlerinin özellikleri (Mix-in-Plane, Frozen Rotor vb.) fiziksel özellikleri, modelde akışın giriş çıkış yüzey alanları, dönme yönü ve sayısı gibi özellikler tanımlanır ve tanımlanan bu şartlara göre analiz gerçekleştirilir. Yapılan çalışmada teorik analiz sonucunda elde edilen türbin giriş basıncı, türbin çıkış basıncı, türbin giriş sıcaklığı parametreleri CFX modelinde sürekli akışlı durum için analiz sınır koşulları olarak belirlenmiştir. CFX ile analiz için türbin geometrileri bir araya getirilmiş ve her elemanın yüzey özellikleri ve elemanların birleşme yüzeyleri tanımlanmıştır. Akışın viskozite, yoğunluk, termal iletkenlik özelliklerinin yanı sıra malzeme özellikleri CFX modülünde tanımlanmıştır. Şekil 3.18’de Rotor, Stator ve volute için tanımlanmış yüzeyler ve isimleri verilmiştir.



Şekil 3.18. Rotor, Stator ve volute için tanımlanmış yüzeyler ve isimleri



Şekil 3.19. CFX-Pre genel görünüş ve geometri akış giriş çıkış bölgeleri

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu tez çalışmasında, ortalama 1 kW güç üretim kapasitesine sahip ORC çevriminde kullanılan radyal türbinin tasarımı yapılmış ve parametrik çalışmalarla performansı ortaya koyulmuştur. Farklı giriş sıcaklıkları, basınç oranları ve akışkanların kullanılması durumlarında hem ORC'nin hem de ORC türbininin performansı belirlenmiştir.

ORC için boyutları ve türü belirlenen türbinin farklı çalışma şartlarındaki performansını ortaya koymak amacıyla parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Literatürde yer alan çeşitli çalışmalar göz önüne alınarak türbin performansına en çok etki eden parametreler belirlenmiş ve bu parametrelerin değişimi ile türbin ve sistem performansının değişimi ortaya koyulmuştur.

Tasarlanan türbinin belirli iki basınç arasında çalışmasını durumundaki performansını belirlemekten ziyade, türbin giriş ve çıkış basınç oranının değişiminin performans üzerine olan etkisinin belirlenmesinin sonraki araştırmacılar ve üreticiler için daha anlamlı veriler olduğu anlaşılmıştır. Bu bağlamda tasarlanan türbinin ve bu türbinin kullanıldığı ORC'nin performansı, türbin genişleme oranı ile değerlendirilmiştir.

Parametrik çalışmalarda ORC sisteminin entropi üretimi, ekserji yok oluşu, ısı verimi ve ikinci yasa verimi gibi termodinamiksel değerlerin değişimi grafiklerle ortaya konulmuştur. Termodinamiksel değerlerin parametrik çalışmalarla ortaya konulmasında türbin genişleme oranı, türbin devir sayısı, türbin giriş sıcaklığı ve farklı akışkanlarla değişimi aşağıdaki grafiklerde verilmiştir.

Bu tez çalışmasında ORC sisteminin termodinamik analizi yapılırken kullanılan termodinamik özellik değerleri, hesaplanan rotor geometrik özellikleri ve türbin performans değerleri Çizelge 4.1'de verilmiştir. Araştırma sonucu elde edilen bulgular ve parametrik çalışmalarda kullanılan değişkenler dışındaki tüm sabit değerler Çizelge 4.1'de yer almaktadır.

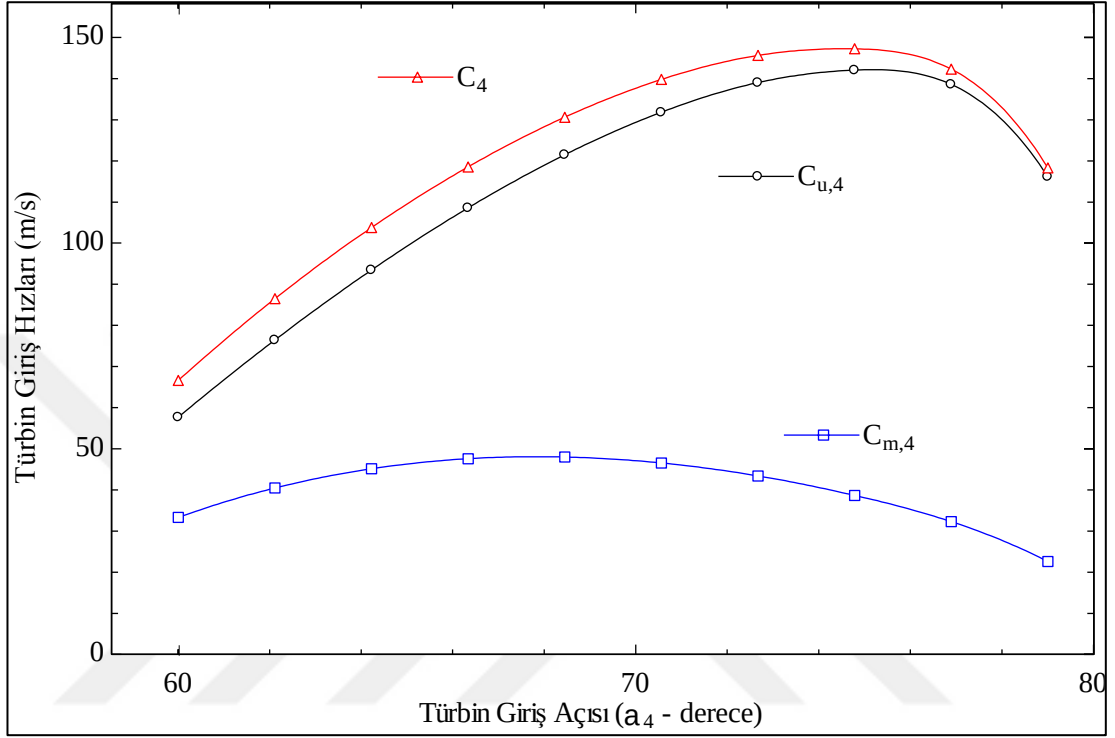
Çizelge 4.1. Analiz için kullanılan değerler

Parametre	Birim	Kullanılan Edilen Değer
Termodinamik Özellikler		
Türbin Giriş basıncı (P_1)	kPa	1000
Türbin Giriş Sıcaklığı (T_1)	°C	94.61
Türbin Çıkış basıncı (P_6)	kPa	250
Türbin Giriş Sıcaklığı (T_6)	°C	59.45
Geometrik Özellikler		
Rotor giriş yarıçapı (r_4)	m	0.019
Rotor kanat yüksekliği (b_4)	m	0.002752
Rotor çıkış tip yarıçapı ($r_{5,tip}$)	m	0.01051
Rotor çıkış hup yarıçapı ($r_{5,hup}$)	m	0.007451
Rotor çıkış alanı (A_5)	m ²	0.0001552
Rotor kanat uzunluğu (l_{rotor})	m	0.004585
Rotor kanat sayısı	-	16
Nozul giriş yarıçapı (r_2)	m	0.0246
Nozul çıkış yarıçapı (r_3)	m	0.01922
Nozul aralığı (S_{nozul})	m	0.04532
Nozul boğaz alanı (A_{nozul})	m ²	0.00006721
Akış hızları ve açıları		
Rotor giriş hızı (U_4)	m/s	160.1
Rotor giriş akış açısı (β_4)	derece	1.001
Rotor giriş mutlak hızı (C_4)	m/s	131.1
Rotor giriş bağıl hızı (W_4)	m/s	26.52
Rotor çıkış akış açısı (β_5)	derece	-70.52
Rotor çıkış mutlak hızı (C_5)	m/s	26.54
Rotor giriş bağıl hızı (W_5)	m/s	79.59
Performans Parametreleri		
Spesifik Hız	-	0.2476
Türbin Gücü	kW	1
Türbin Verimi	%	0.7904

Yapılan çalışmada R245fa soğutucu akışkanını temel alınarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Ancak farklı akışkanların kullanılması ile ilgili durumları ortaya koyabilmek amacıyla, GWP, ODP değerleri düşük yenilikçi akışkanların kullanılarak çeşitli karşılaştırmalar yapılmıştır. Böylelikle gelecekte kullanımı yaygınlaşabilecek akışkanlar için ön çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Ek B’de bu tez çalışması kapsamında kullanılan akışkanlar ve akışkanların temel özellikleri verilmiştir.

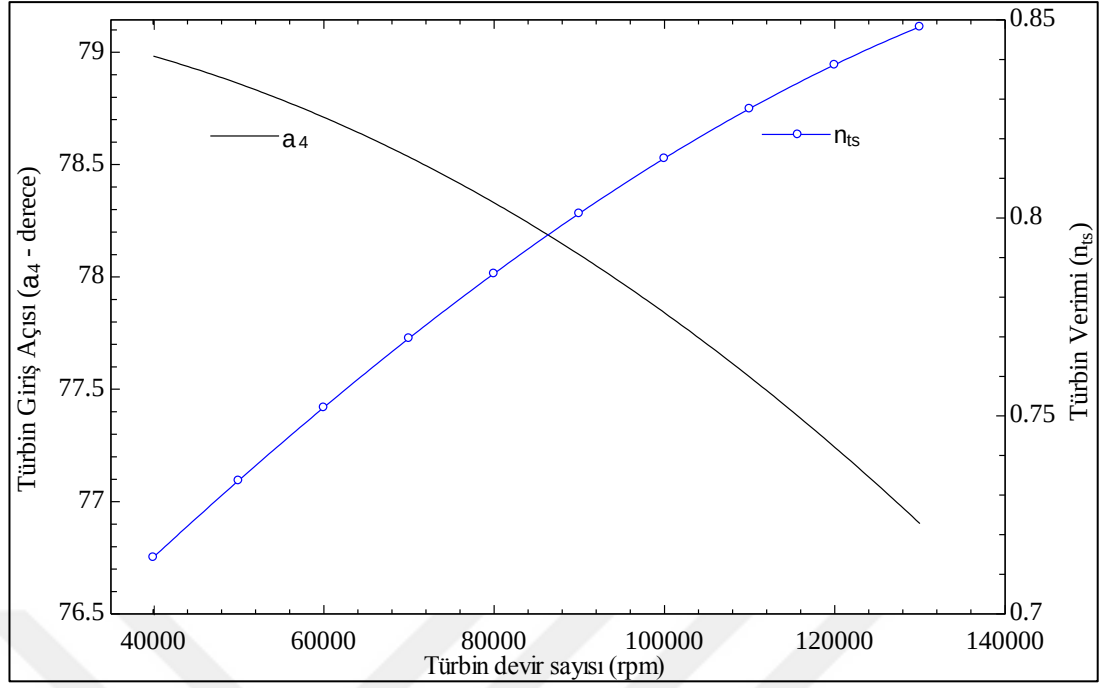
Şekil 4.1’de Rotor giriş açısının değişiminin akışkanın rotor girişindeki hızları üzerine etkisi gösterilmiştir. Rotor giriş açısının (α_4) 60 ile 80 derece arasında değişmesi durumunda, rotor girişindeki akışkan hızları C_4 , C_{u4} ve C_{m4} değişimleri görülmektedir. α_4 ’ün artmasıyla giriş hızları artış göstermektedir ancak açı yaklaşık 78 dereceyi

geçtikten sonra türbin giriş hızlarında ani bir düşüş gözlemlenmektedir. Burada 78 derece sonrasındaki düşüşte, türbinin geometrik yapısı, devir sayısı, akışkanın kütleli debisi gibi birçok parametreye bağlı olmakla birlikte en yüksek etkiyi türbin boyutları göstermektedir.



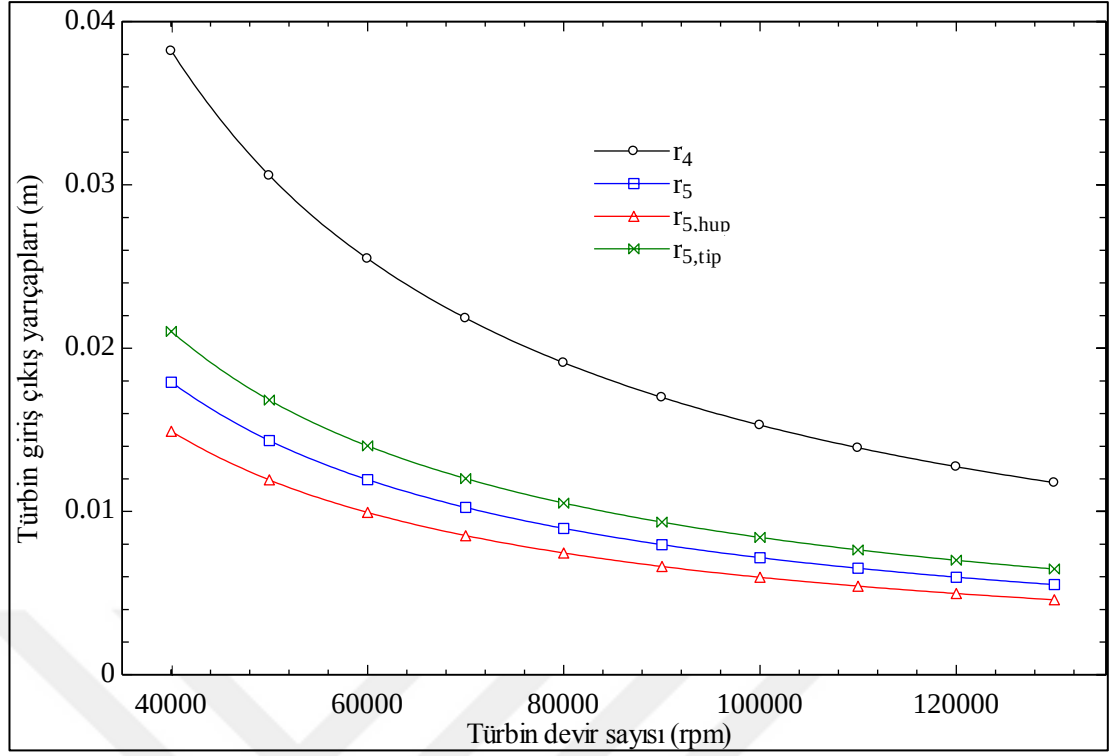
Şekil 4.1. Rotor giriş açısının değişiminin giriş hızları üzerine etkisi

Şekil 4.2’de türbin devir sayısının rotor giriş açısı ve türbin verimi üzerine etkisi görülmektedir. Türbin devir sayısının artması ile rotor giriş açısı azalırken türbin verimi artmaktadır. Türbin devir sayısının yaklaşık 3 katına çıkarılmasında rotor giriş açısı sadece %3 değişirken, türbin veriminin %12 kadar arttığı gözlemlenmiştir. Şekil 4.2’de görüldüğü gibi türbin tasarımında devir sayısı, rotor giriş açısını üzerine etkisi oldukça düşüktür ancak türbin verimi için önemli bir kriter olarak karşımıza çıkmaktadır.



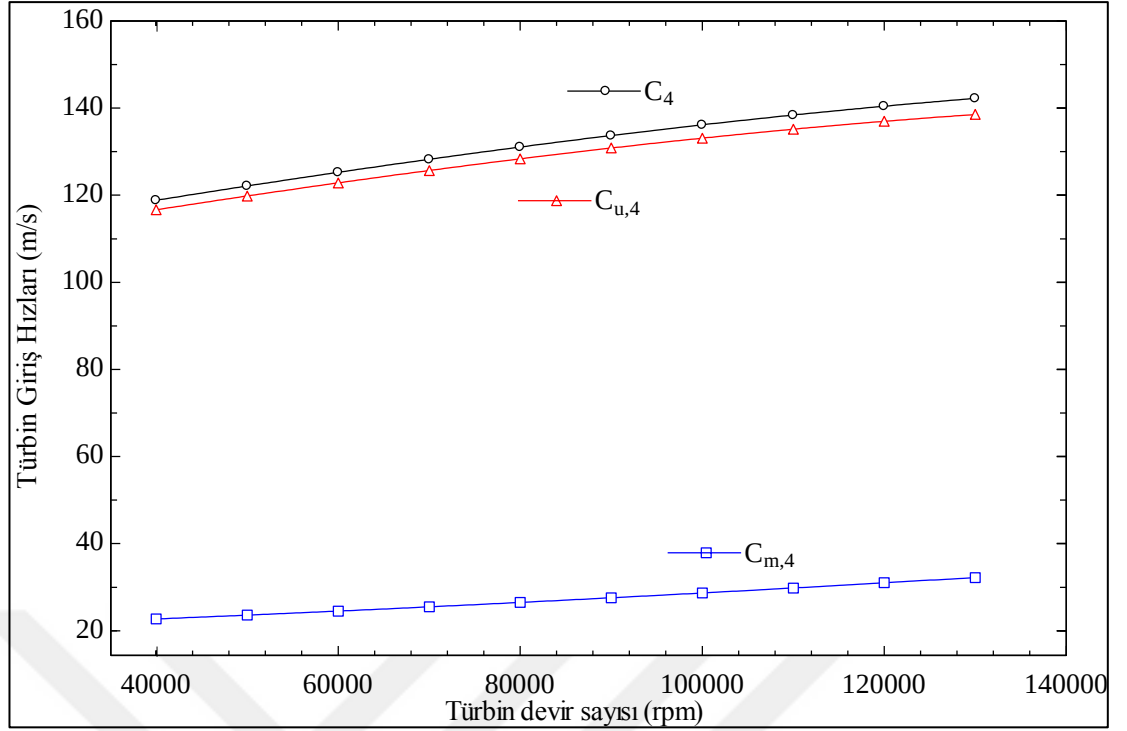
Şekil 4.2. Türbin devir sayısının rotor giriş açısı ve türbin verimi üzerine etkisi

Türbin tasarımında devir sayısı, rotor giriş açısını oldukça az etkiliyor olmasından ötürü türbin boyutlarının devir sayısı ile etkisini görmek için, rotor giriş açısı sabit kabul edilmiştir. Şekil 4.3'te türbin devir sayısının değişimi ile rotor giriş ve çıkış yarıçapların değişimi verilmiştir. Düşük devirlerde daha büyük rotor giriş ve çıkış yarıçapları kullanılması gerekirken, türbin devir sayısı arttıkça rotor boyutları da küçülmektedir. Yüksek devirlerde daha küçük rotor giriş ve çıkış yarıçaplarına ihtiyaç duyulmaktadır. Devir sayısının 40 000'den 120 000'e çıkarılması ile rotor yarıçapları ortalama %66.7 azalmıştır.



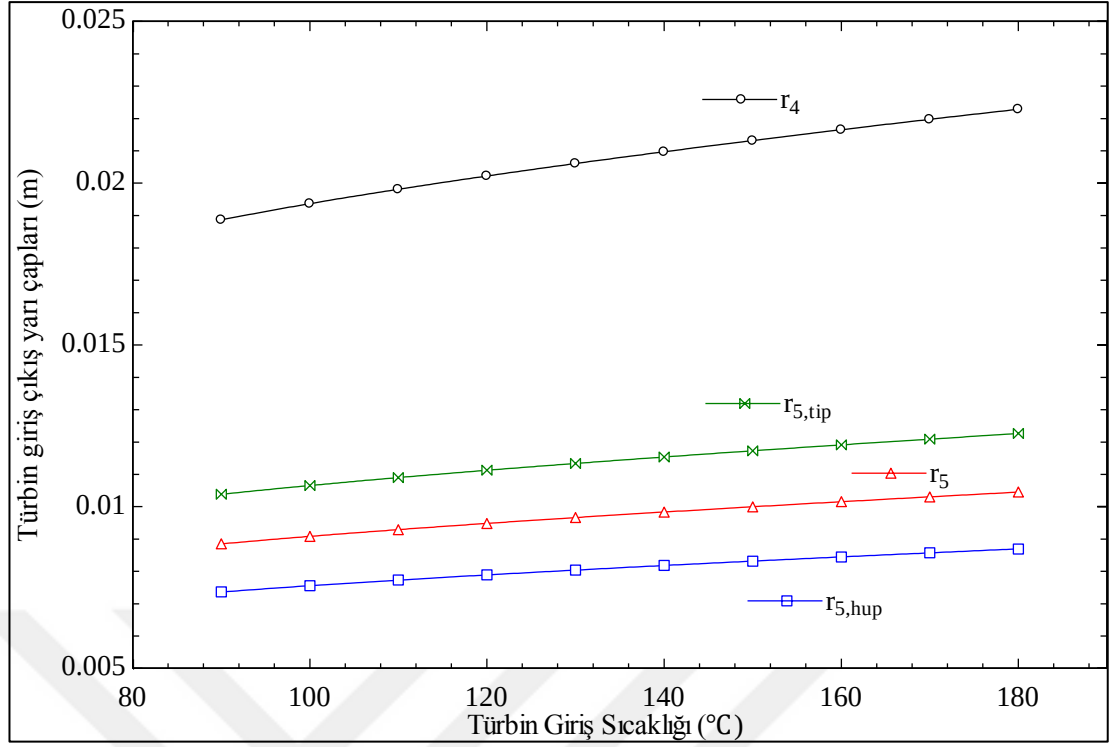
Şekil 4.3. Türbin devir sayısının değişimi ile rotor giriş çıkış yarıçapları değişimi

Şekil 4.4’de türbin devir sayısının artışı ile türbin giriş hızlarının arttığı görülmektedir. Türbin devir sayısının 40 000’den 120 000’e kadar arttırılması ile C_4 , C_{u4} ve C_{m4} hızlarının yaklaşık %17.4 arttığı gözlemlenmiştir. Giriş hızlarındaki bu artışın temel sebebi devir sayısındaki artışla meydana gelen teğetsel hız artışıdır. Devir sayısının artmasıyla türbin kanatlarının teğetsel hızı da artmaktadır.



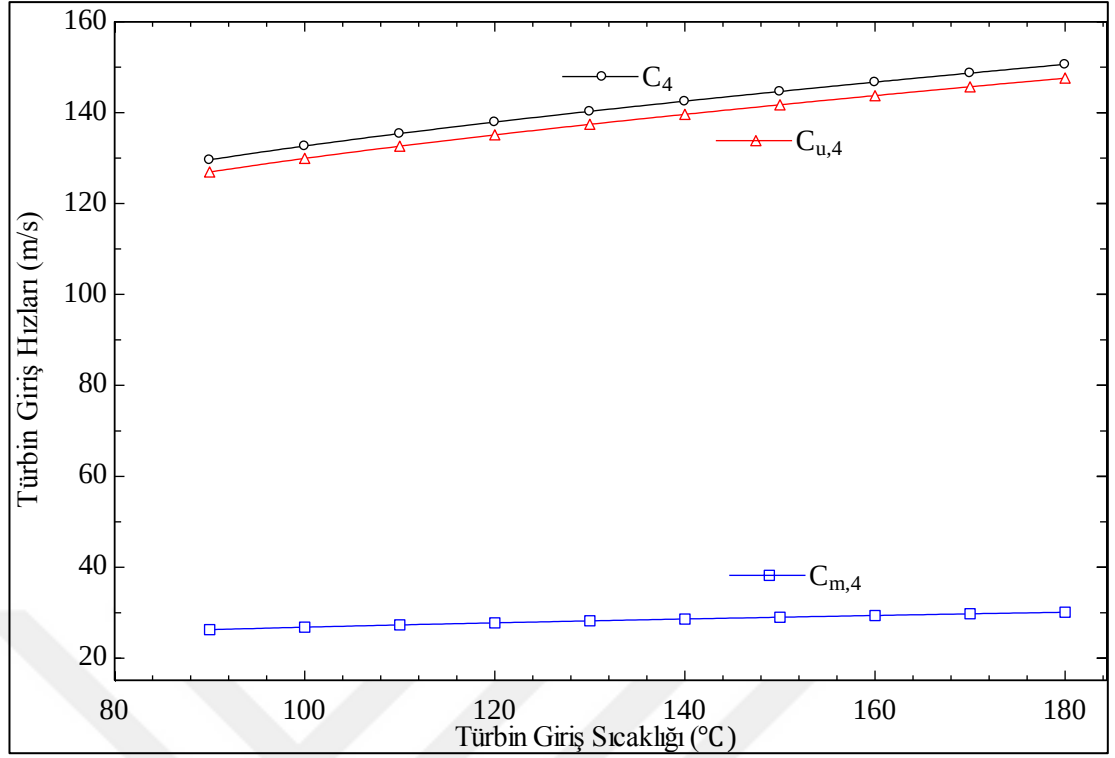
Şekil 4.4. Türbin devir sayısının, türbin giriş hızları üzerine etkisi

Türbin giriş sıcaklıklarının türbin boyutları üzerine etkisi Şekil 4.5’de gösterilmektedir. Türbin giriş sıcaklığının artması ile buhar daha büyük bir özgül hacme sahip olmakta ve türbinden aynı kütleli debinin geçebilmesi için rotor boyutlarının daha büyük olması beklenmektedir. Şekil 4.5’de görüldüğü üzere türbin giriş sıcaklıklarının artışı ile rotor giriş ve çıkış yarıçapları artmaktadır. Türbin giriş sıcaklığının 90 °C’de 180 °C’ye çıkartılması ile türbin giriş yarı çapının yaklaşık %18.1 arttığı hesap edilmiştir.



Şekil 4.5. Türbin giriş sıcaklığı ile türbin boyutlarının değişimi

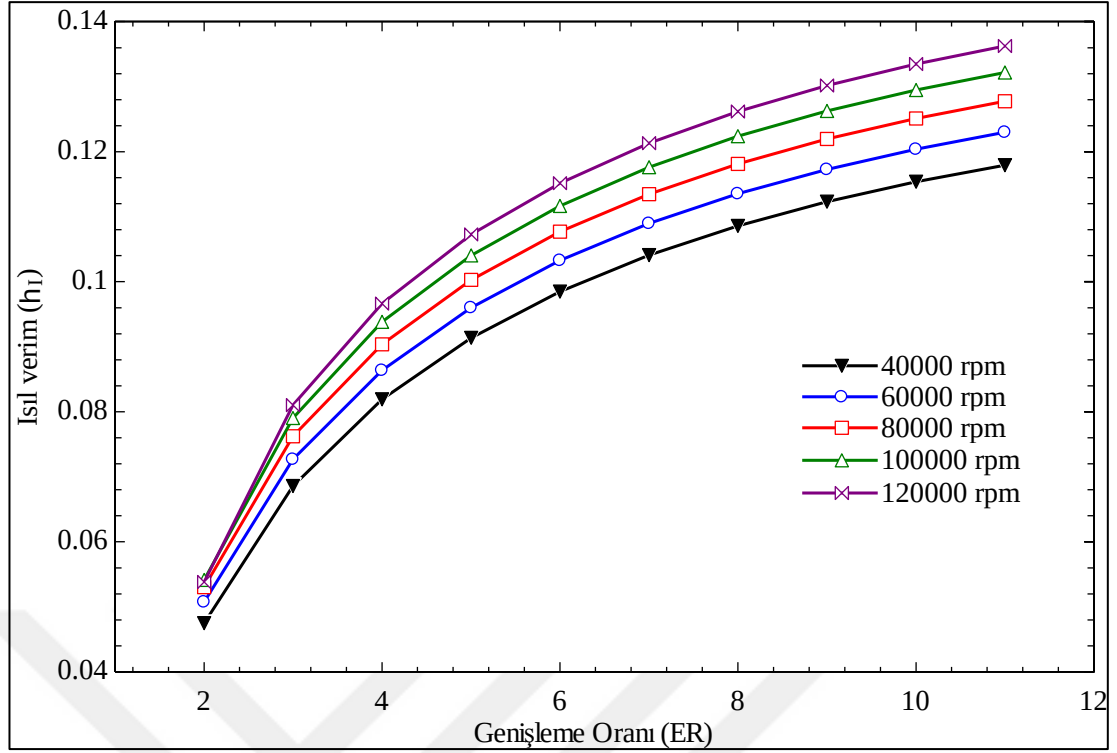
Şekil 4.6’da türbin giriş sıcaklığının, türbin giriş hızları üzerine etkisi gösterilmektedir. Türbin giriş sıcaklığının artmasıyla kinetik enerjisi artan akışkanın rotor girişindeki hızı da artmaktadır. Türbin giriş sıcaklığının 90 °C’de 180 °C’ye çıkartılması ile türbin giriş hızları C_4 hızı %16.2, C_{u4} hızı % 16.3 ve C_{m4} hızı %14.7 artış göstermiştir.



Şekil 4.6. Türbin giriş sıcaklığı ile akış hızlarının değişimi

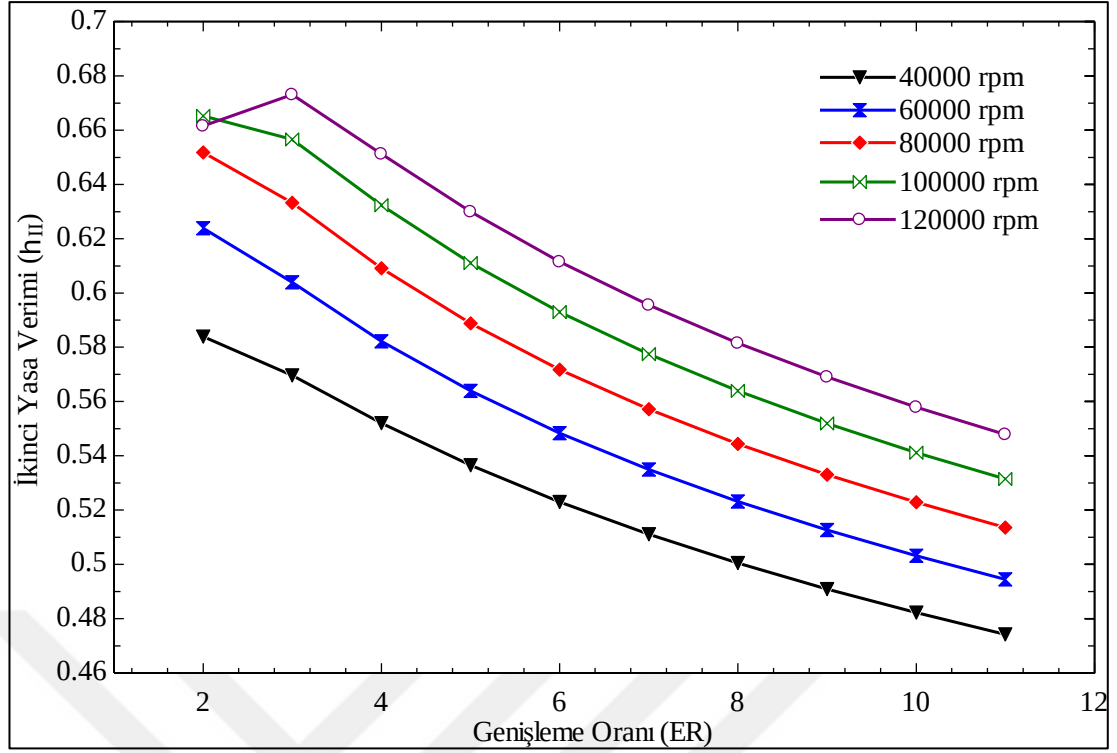
Yapılan tez çalışmasında türbin boyutlarının ve performansının belirlenmesinin ardından bu türbinin bir ORC’de kullanılması durumunda oluşabilecek durumları gözlemlemek amacıyla çeşitli parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Şekilde 4.7’de R245fa akışkanı için yapılmış olan parametrik çalışmada farklı devir sayılarında türbin genişleme oranının ORC’nin ısı verimi üzerine etkisi görülmektedir. Genişleme oranının artışı ile türbin ısı verimi artmaktadır. Genişleme oranı yaklaşık 8 olana kadar ORC ısı veriminin daha hızlı yükseldiği, sonrasında ise bu yükselişin hızının azaldığı görülmektedir. Devir sayısı 80 000 rpm’de iken genişleme oranının, 2’den 11’e yükseltilmesi ile ısı verimin yaklaşık %141 arttığı hesaplanmıştır. Ayrıca türbin devir sayısının artışı ile ısı verim artmaktadır ancak devir sayısının verim artışı üzerindeki etkisinin, genişleme oranının verim artışına etkisine kıyasla daha az olduğu belirlenmiştir. Genişleme oranı 8 iken devir sayısının 40 000’den 120 000’e çıkarılması ile ısı verimin yaklaşık %2 arttığı belirlenmiştir.



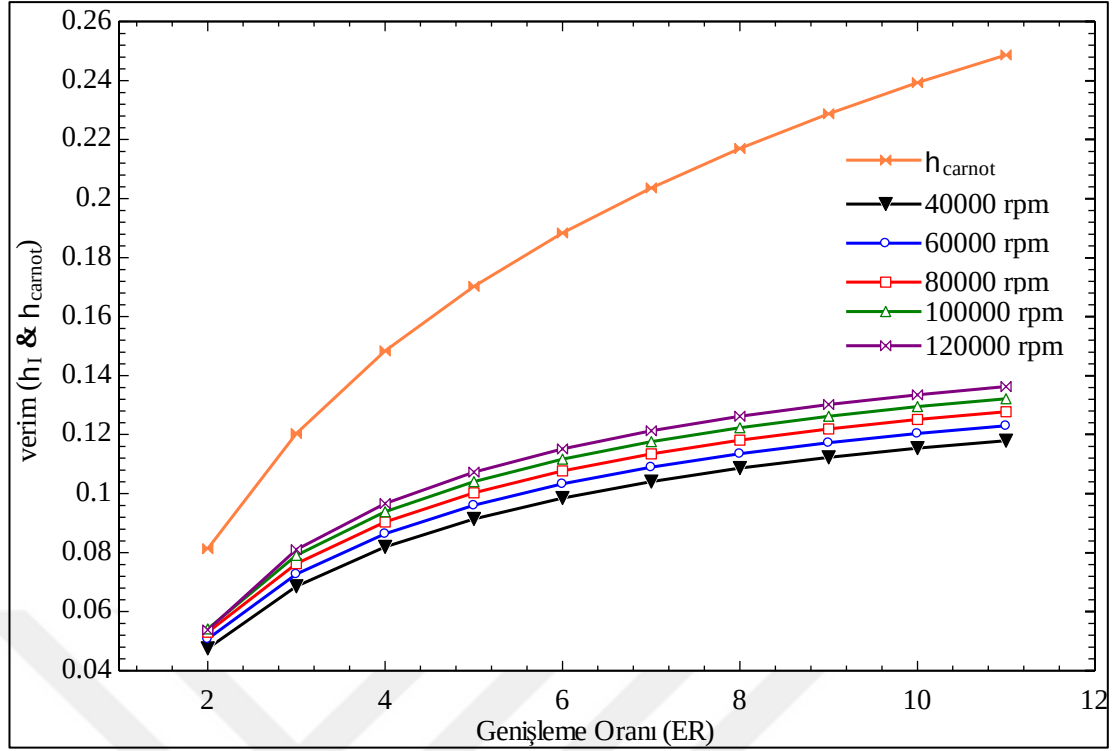
Şekil 4.7. Farklı devir sayılarında ORC ısı veriminin genişleme oranının ile değişimi

Genişleme oranının ORC'nin ikinci yasa verimi üzerindeki etkisi Şekil 4.8'de gösterilmiştir. Genişleme oranı arttıkça ısı verim verimin artıyor (Şekil 4.7) olmasına karşın ikinci yasa veriminde düşüş gözlenmektedir. Bununla birlikte türbin devir sayısının azalması ile ikinci yasa verimi düşmektedir. Genişleme oranının değişiminin ikinci yasa verimi üzerindeki etkisi ile türbin devir sayısının değişiminin ikinci yasa verimi üzerine etkisi kıyaslandığında genişleme oranının ikinci yasa verimi üzerindeki etkisinin daha fazla olduğu görülmektedir.



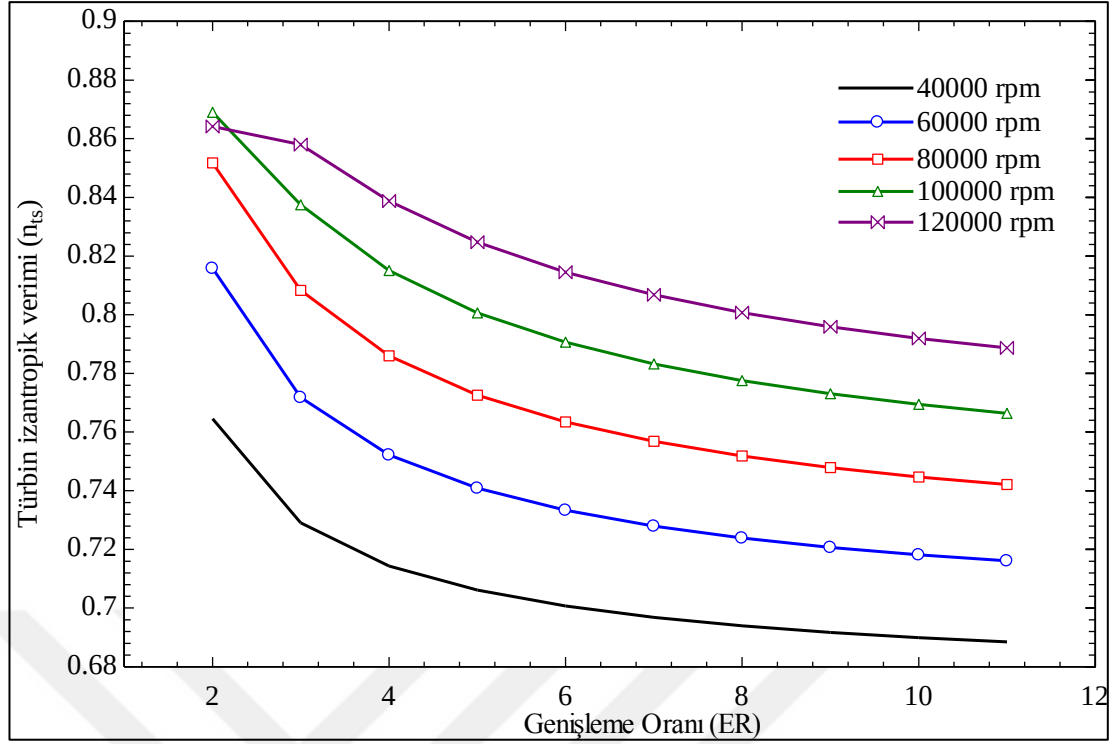
Şekil 4.8. Farklı devir sayılarında ikinci yasa veriminin genişleme oranının ile değişimi

Genişleme oranı arttıkça ORC termal verimi artarken, ikinci yasa veriminin düşmesinin temel sebebi, Şekil 4.9’da görüldüğü gibi genişleme oranı arttıkça Carnot veriminin artışıdır. Genişleme oranı 2’den 11’e arttıkça ısı verimin artış hızı %141 iken buna karşın Carnot verimi artış hızı %206 ile daha yüksek bir artış oranına sahiptir. Genişleme oranının artışı ile verim artış hızları arasındaki farkında artmasından ötürü ORC sisteminin ikinci yasa verimini azaltmaktadır.



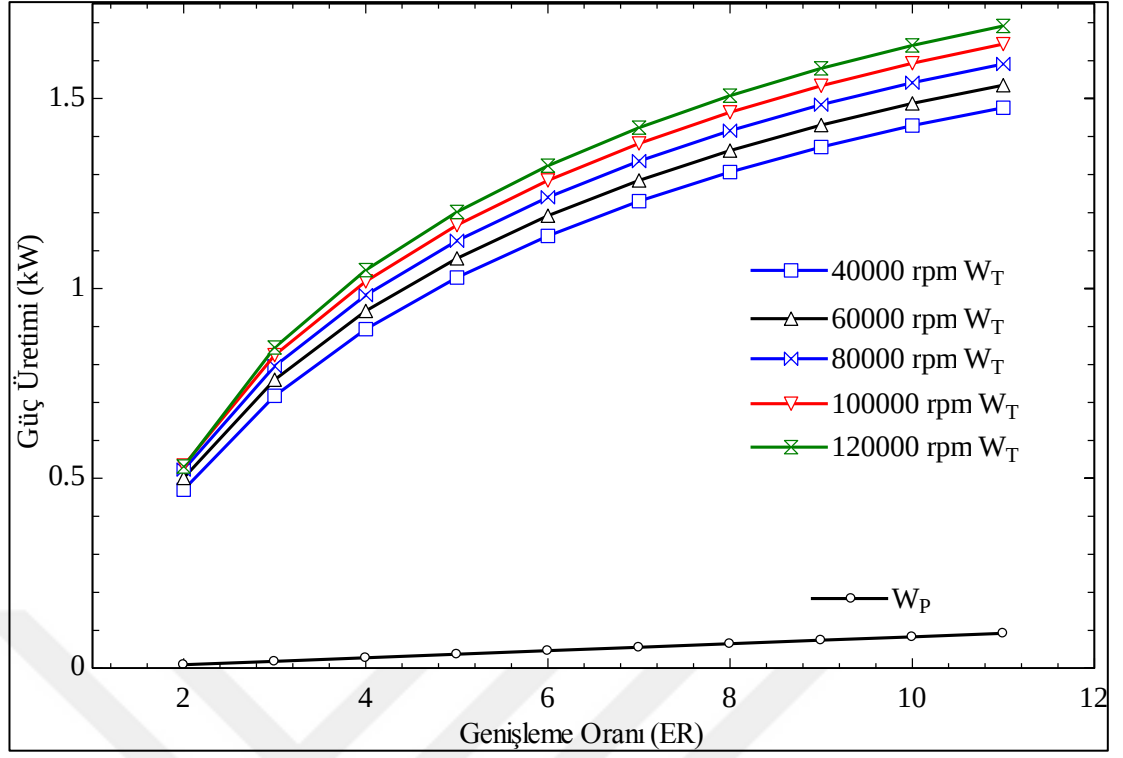
Şekil 4.9. Farklı devir sayılarında ORC ısı verimi ve Carnot veriminin genişleme oranının ile değişimi

Genişleme oranının türbin izantropik verimine etkisi Şekil 4.10'da görülmektedir. Genişleme oranını artmasıyla türbin izantropik verimi düşmektedir. Ortalama genişleme oranı 2'den 5'e kadar artarken türbin izantropik verimi hızlı şekilde düşmekte 5'ten sonra ise türbin izantropik verimdeki düşüş hızı azalmaktadır. Bir diğer taraftan devir sayısının artışı ile türbin izantropik verimi artmaktadır. Genişleme oranı 8 iken devir sayısının 40 000'den 120 000'e arttırılması ile türbin izantropik verimi yaklaşık %15.4 kadar artmaktadır. Şekil 4.10'da verilen türbin izantropik veriminin genişleme oranının ile değişimi grafiğinde genişleme oranı 2 iken 120 000 rpm'de türbin izantropik veriminin (%82.4) 100 000 rpm'de ki verimden (%86.9) daha düşük olduğu görülmektedir.



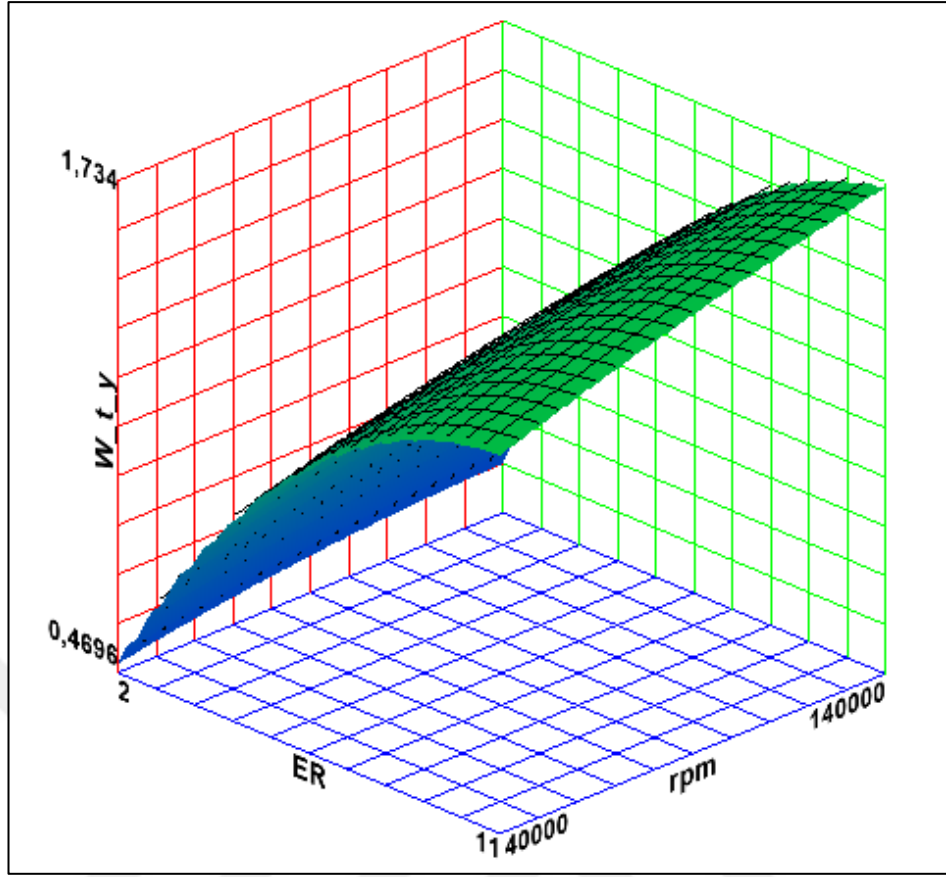
Şekil 4.10. Farklı devir sayılarında türbin izantropik veriminin genişleme oranının ile değişimi

Türbin güç üretimi türbin giriş çıkış basınç oranı ile değişmektedir. Şekil 4.11’de türbin güç üretiminin genişleme oranı ile değişimi görülmektedir. Türbin genişleme oranı arttıkça türbin güç üretimi artmakta benzer şekilde türbin devir sayısının artışı türbin güç üretimini arttırmaktadır. Ancak devir sayısının artışı türbin güç üretimine etkisi, genişleme oranının değişimine kıyasla oldukça düşüktür. Şekil 4.11’de ortalama 80 000 rpm’de genişleme oranı 2’den 11’e kadar arttırılmasıyla türbin güç üretimi %237 artmaktadır. Öte yandan genişleme oranı 8 iken türbin devir sayısının 40 000’den 120 000’e artışı ile türbin güç üretimi %15.4 artmaktadır. Elde edilen bu sonuçlar güç üretiminde türbin devir sayısının etkisinin daha az olduğu göstermektedir.



Şekil 4.11. Farklı devir sayılarında türbin güç üretimi ve pompa güç tüketiminin genişleme oranının ile değişimi

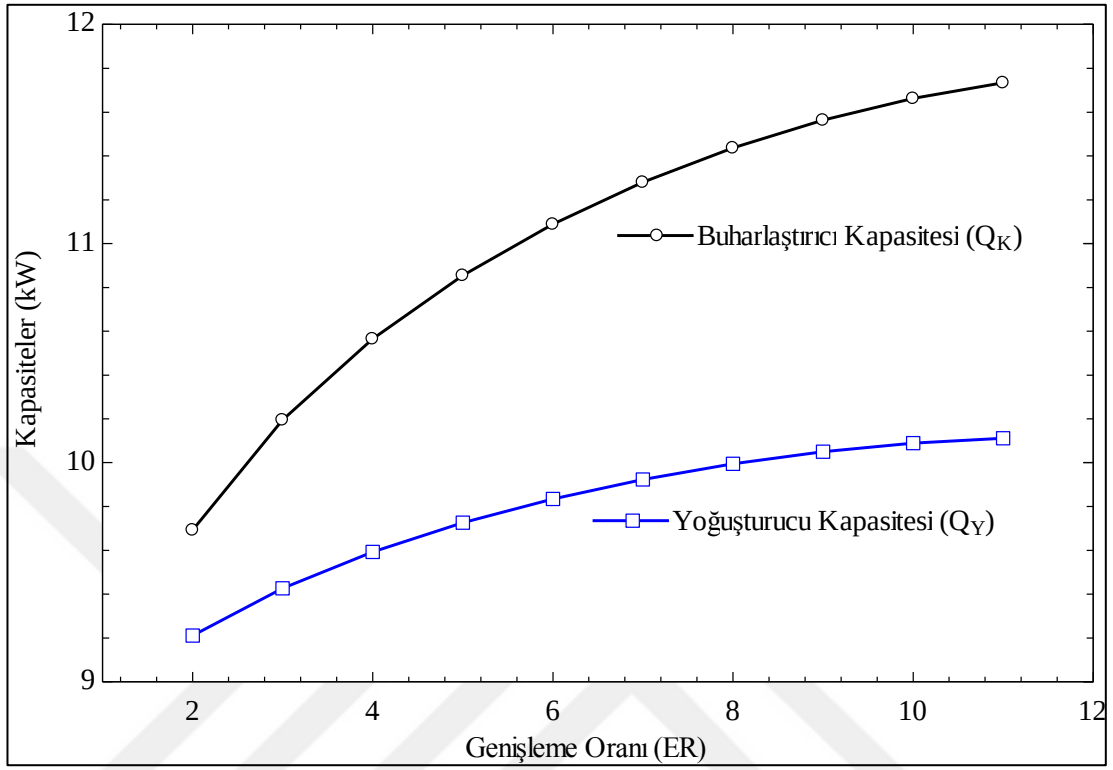
Şekil 4.12’de devir sayısı ve genişleme oranının türbin gücü üzerine etkisi 3 boyutlu grafikte verilmiştir. Genişleme oranının türbin gücü üzerindeki etkisinin daha yüksek öte yandan devir sayısının türbin gücü üzerindeki etkisinin düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 4.12. Devir sayısı ve genişleme oranının türbin güç üretimine etkisi

Şekil 4.12’de ORC sisteminin elemanlarından olan ve sisteme ısı giriş çıkışının gerçekleştiği buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kapasiteleri türbin genişleme oranı ile değişimi gösterilmiştir. Türbin genişleme oranının artışıyla (2’den 11’e) buharlaştırıcı kapasitesi daha fazla artarken (%21) yoğuşturucu kapasitesindeki değişim daha az (%9.8) olmaktadır. ORC sisteminin kapasiteleri ile ilgili hesaplamalar genişleme oranı çıkış basıncı yaklaşık sabit kalacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Böylelikle giriş basıncının artışı daha yüksek sıcaklıklarda türbin girişi gerektirdiğinden buharlaştırıcı kapasitesinin daha fazla artması beklenen bir durum olarak ortaya çıkmaktadır. ORC türbinleri için türbin çıkışındaki kuruluk değeri türbin kanatlarında meydana gelebilecek aşınmadan dolayı sınırlıdır. Türbin çıkışında sıvı halde akışkan bulunması çok yüksek devirlerde dönen türbin kanatlarına büyük zararlar verebilir. Öte yandan türbin çıkış basıncı yoğuşma basıncına da karşılık gelmektedir. Soğutucu akışkanların düşük basınçlarda yoğuşabilmesi için çok düşük sıcaklıklar gerekmektedir. Yoğuşturucuda soğutma işlemi dış hava şartlarında veya bir soğutma kulesinden gelebilecek soğuk su ile yapılmaktadır. Dış hava ile yapılan soğutmalarda, yoğuşurma sıcaklığı dış hava sıcaklığı ile sınırlıdır ve ortalama 25 °C dış hava sıcaklığında

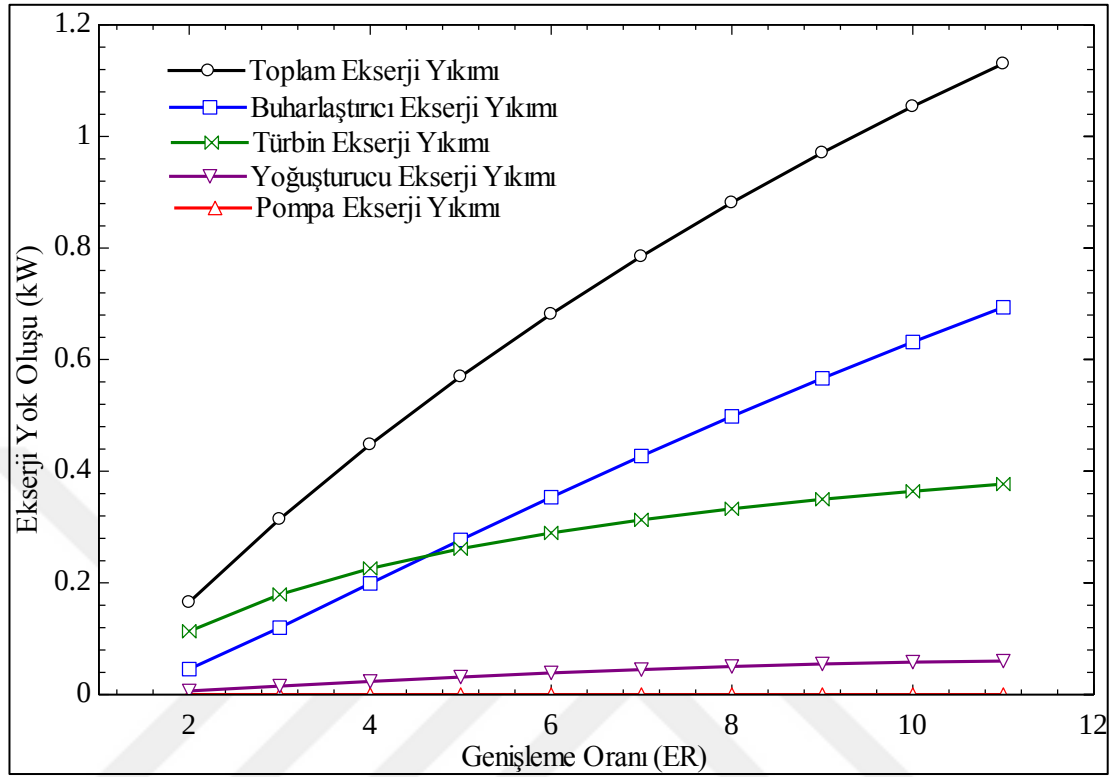
akışkanın yoğuşması için yüksek basınçlar gerekmektedir. Bu nedenle türbin çıkış basıncı çok düşük değerlere getirilememektedir.



Şekil 4.13. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kapasitelerinin genişleme oranının ile değişimi

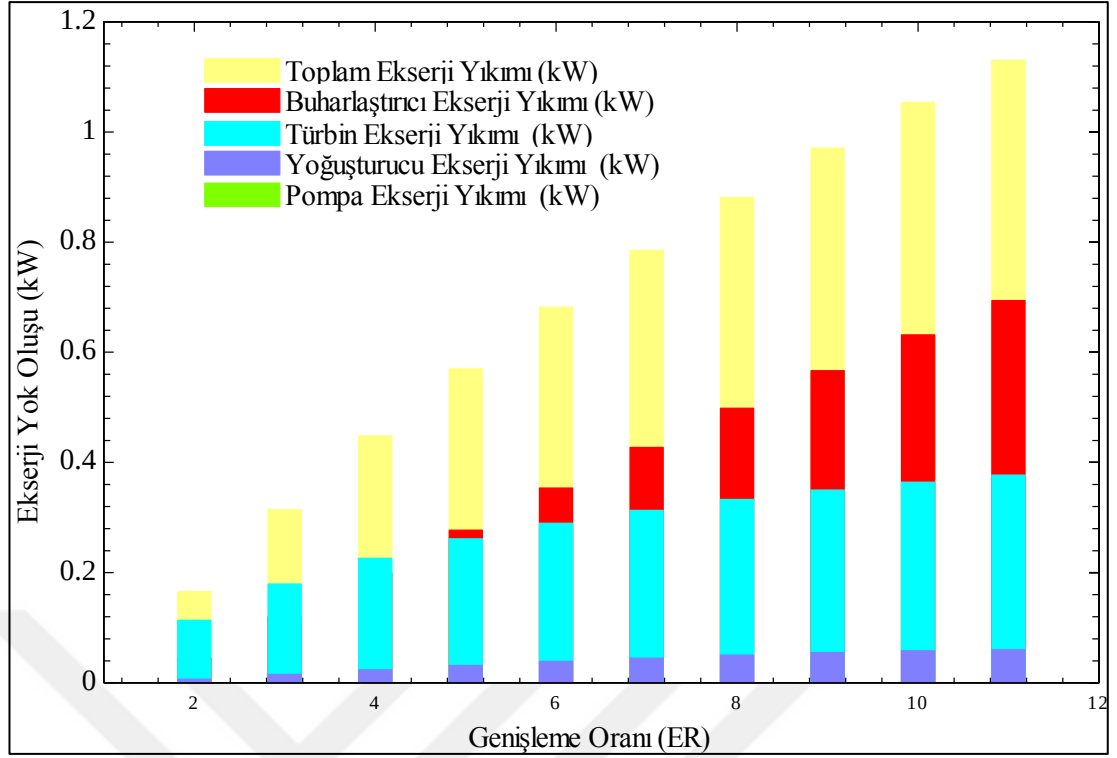
ORC çevrimindeki elemanlarda çevrim boyunca entropi üretiminden kaynaklı olarak ekserji yok oluşu gerçekleşmektedir. Şekil 4.14'te genişleme oranının değişimi ile sistem elemanları için ayrı ayrı ve toplam ekserji yok oluşları görülmektedir. Pompada ısı değişiminin çok az olması ve çok küçük güçlerde çalışmasından ötürü basınçlandırma sürecindeki ekserji yok oluşu oldukça azdır. Öte tandan buharlaştırmacıda çok fazla sıcaklık değişimi, türbinde ise çok fazla basınç ve sıcaklık değişimi olması bu iki elemanda ekserji yok oluşunun fazla olmasına sebep olmaktadır. Sıkıştırma oranının artmasıyla en fazla ekserji yok oluşu değişimi buharlaştırmacıda gerçekleşmektedir. Genişleme oranı arttırılmasıyla (2'den 11'e) buharlaştırmacıda meydana gelen ekserji yok oluşu %1420 artış göstermiştir. Bununla birlikte genişleme oranı arttırılmasıyla meydana türbinde gelen ekserji yok oluşu yaklaşık %233 artmaktadır. Yoğuşturucuda meydana gelen ekserji yok oluşu da ORC'nin diğer elemanlarına benzer şekilde genişleme oranıyla birlikte artmaktadır. Genişleme oranı arttırılmasıyla yoğurtucuda meydana gelen ekserji yok oluşu %821 artmaktadır. Toplam ekserji yok oluşu ekipmanların her birinin ekserji yok oluşlarının

toplamını ifade etmektedir ve genişleme oranıyla birlikte artmaktadır. Genişleme oranı artırılmasıyla toplam ekserji yok oluşu %584 artmıştır.



Şekil 4.14. Ekserji yok oluşunun genişleme oranının ile değişimi

Şekil 4.15’de sistem elemanlarında meydana gelen ekserji yok oluşlarının miktarları görülmektedir. Her bir sistem elemanı için ekserji yok oluşu genişleme oranı ile artmaktadır.



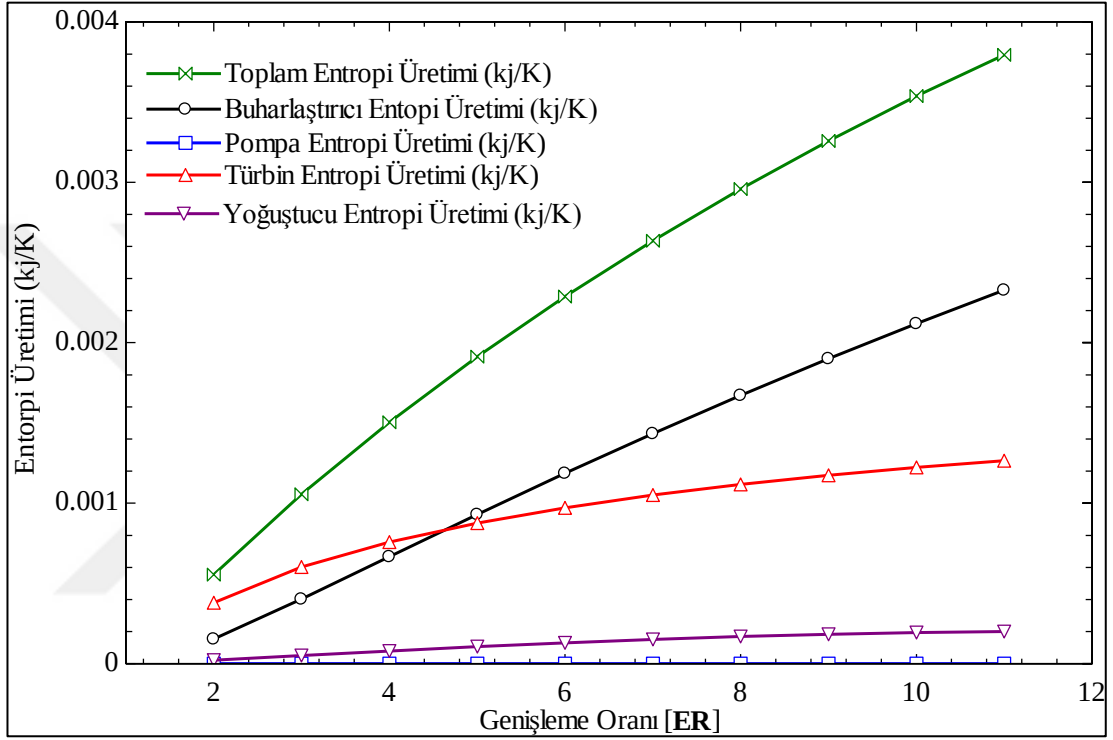
Şekil 4.15. Toplam ekserji yok oluşunun genişleme oranının ile değişimi

Farklı genişleme oranlarında her bir elemanın toplam ekserji yok oluşundaki yüzdesi Çizelge 4.2’de verilmiştir. Çizelge 4.2’deki veriler ve Şekil 4.15’deki grafikten görüleceği üzere genişleme oranı arttıkça türbin verimi arttığı için türbinde meydana gelen entropi üretimi veya ekserji yok oluşu azalmaktadır. Bu sebeple toplam ekserji yok oluşunun yüzdelik diliminde türbinin etkisi azalmakta buna karşın buharlaştırıcının etkisi artmaktadır.

Çizelge 4.2. Her bir elemanın toplam ekserji yok oluşundaki yüzdesi

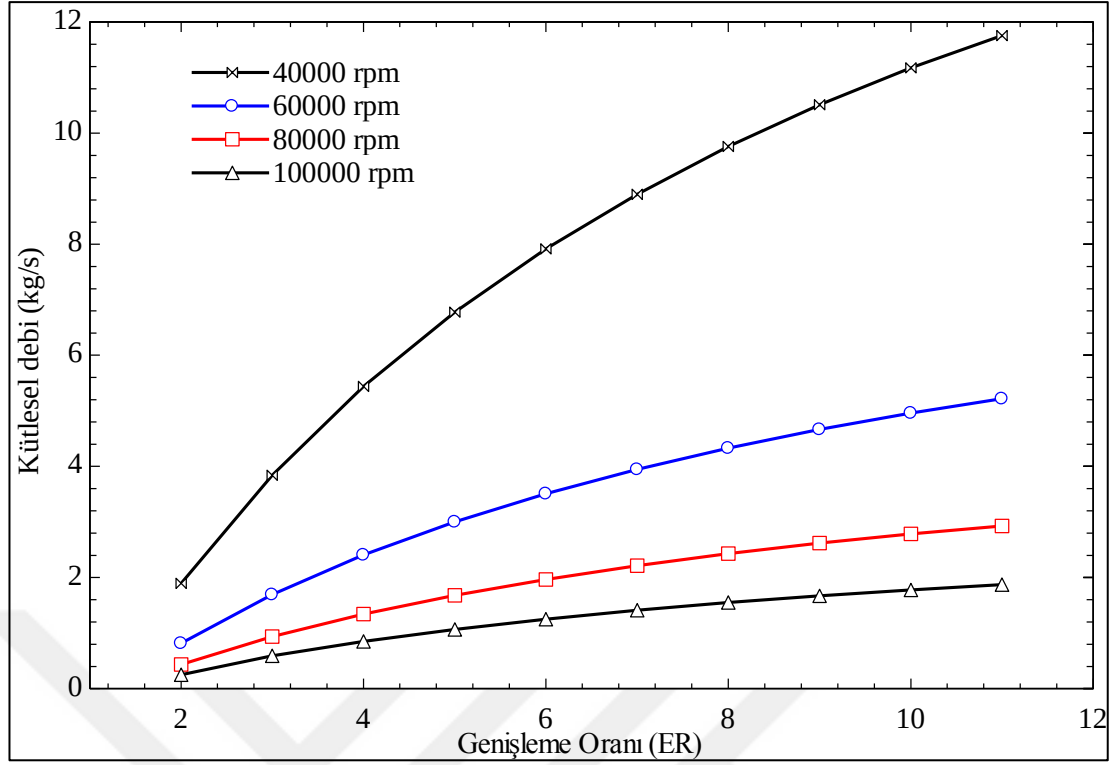
Genişleme Oranı	Buharlaştırıcı	Türbin	Yoğuşturucu
2	28%	68%	4%
3	38%	57%	5%
4	44%	50%	5%
5	49%	46%	6%
6	52%	42%	6%
7	54%	40%	6%
8	57%	38%	6%
9	58%	36%	6%
10	60%	35%	5%
11	61%	33%	5%

Sistem elemanlarında sürtünmelerden, faz değişimlerinden, sonlu sıcaklık farklarından kaynaklı olarak her hal değişiminde entropi üretimi gerçekleşmektedir. Şekil 4.16’da her bir eleman için ayrı ayrı ve sistemin toplam entropi üretiminin genişleme oranı ile değişimi gösterilmektedir. Ekserji yok oluşu ile entropi üretimi birbiri ile bağıntılı parametreler olup genişleme oranı artmasıyla meydana gelen entropi üretimi değişimleri, ekserji yok oluşları ile benzer eğilimler göstermektedir.



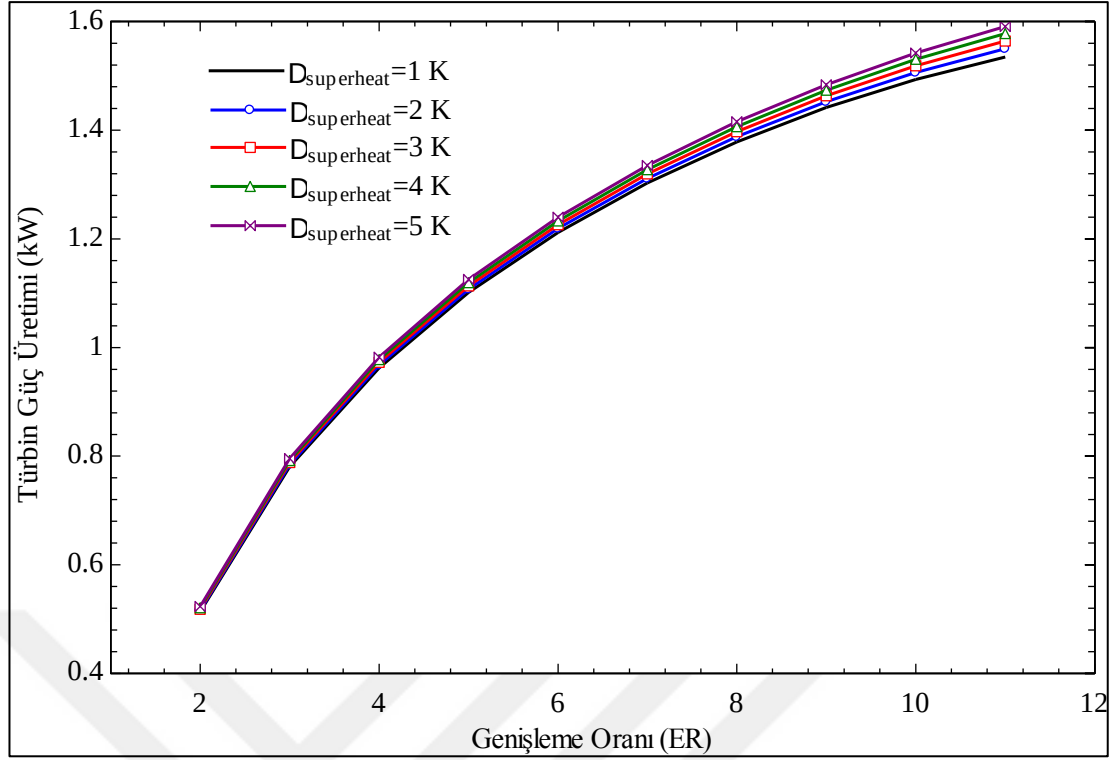
Şekil 4.16. Entropi üretiminin genişleme oranının ile değişimi

ORC sisteminde türbinde 1 kW güç elde etmek için sistemde dolaşan kütleli debi miktarı genişleme oranı ve devir sayısına bağlı olarak değişmektedir. Türbin devir sayısı arttıkça 1 kW güç üretimi için sistemde dolaşması gereken kütleli debi miktarı azalırken, genişleme oranı arttıkça sistemde dolaşması gereken kütleli debi miktarı artış göstermektedir. Genişleme oranı 8 iken türbin devir sayısının 40 000’den 120 000’e artırılmasıyla kütleli debi %530 oranında azalmaktadır. Buna karşın 80 000 rpm’de genişleme oranının (2’den 11’e) artırılmasıyla kütleli debi miktarı %118 artış göstermektedir.



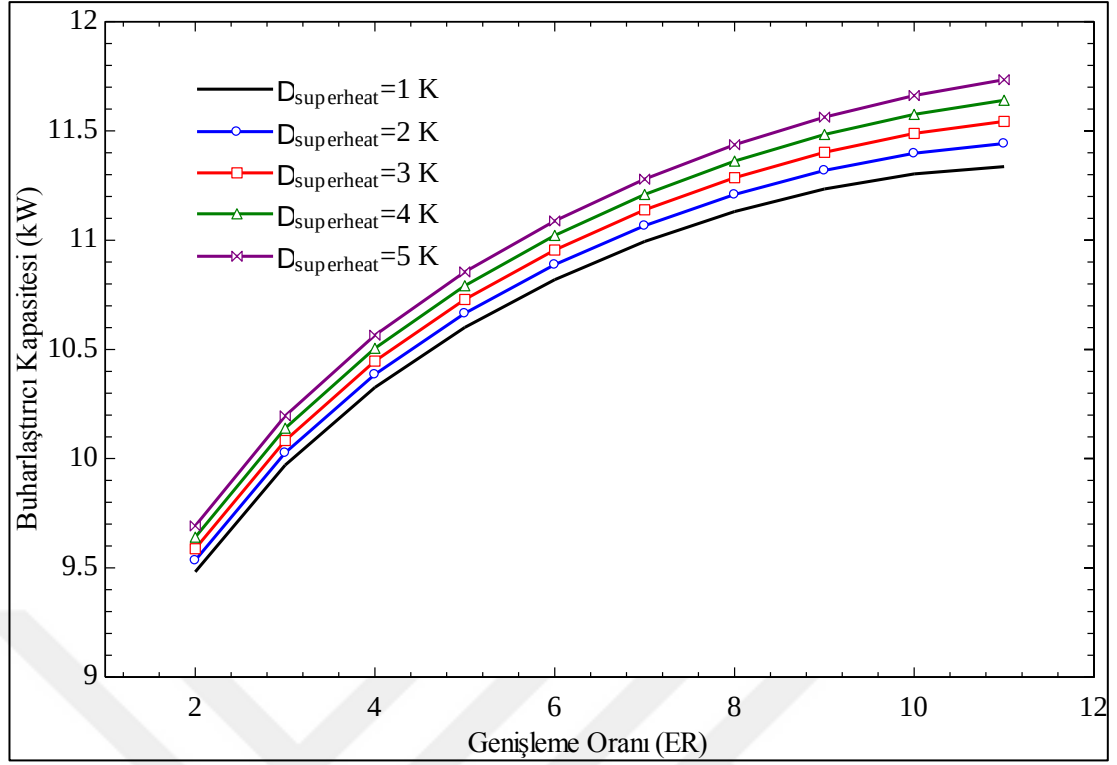
Şekil 4.17. Farklı devir sayılarında 1 kW türbin gücü için kütleli debinin genişleme oranının ile değişimi

Türbin güç üretiminin genişleme oranı ile arttığı Şekil 4.11 gösterilmiştir. Şekil 4.17’de verilen grafikte türbin genişleme oranı ile buharlaştırıcı çıkışındaki buharın daha fazla ısıtılması ile türbin güç üretiminin değişimi gösterilmektedir. Buharlaştırıcı çıkışında buhar sıcaklığının arttırılması güç üretimini arttırmaktadır. Düşük genişleme oranında bu artış oldukça az iken (genişleme oranı 2 iken artış %2) genişleme oranı arttıkça güç üretimindeki artış yükselmektedir (genişleme oranı 11 iken artış %4). Türbin yapısı ve dayanımı elverişli olduğu sürece yüksek genişleme oranları ve yüksek aşırı kızdırmalarda türbin güç üretimi ve verimi artacaktır.



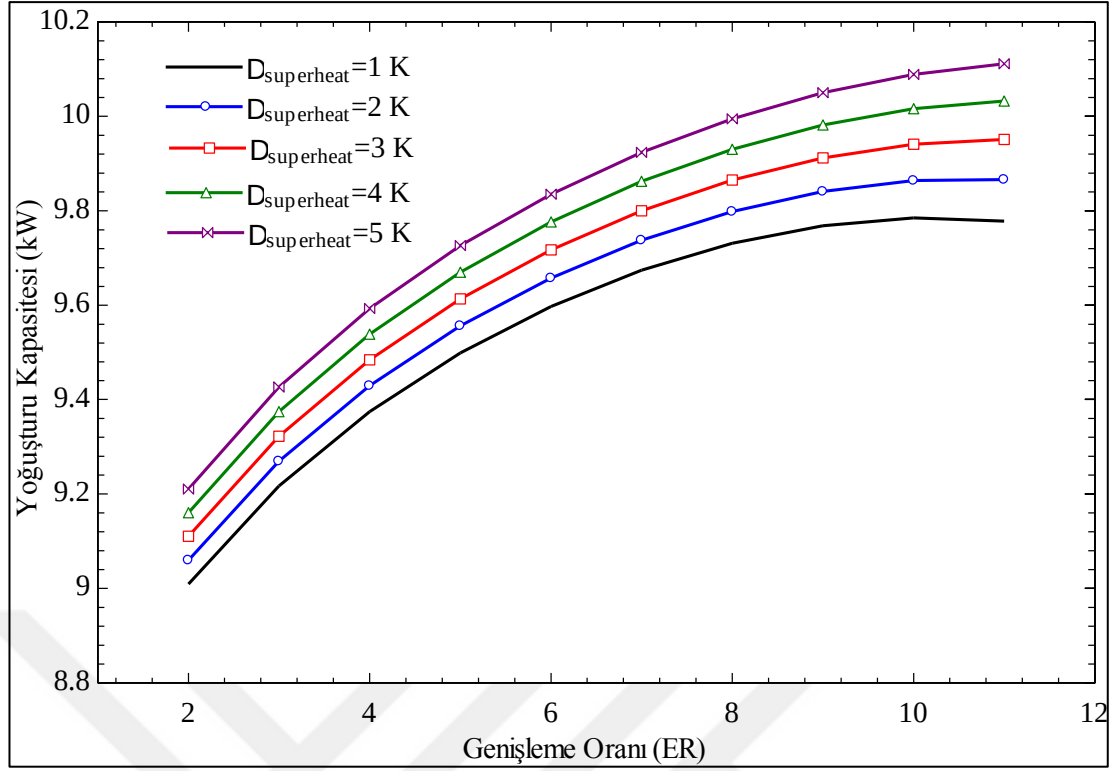
Şekil 4.18. Farklı aşırı kızdırma sıcaklıklarında türbin gücünün genişleme oranının ile değişimi

Aşırı kızdırma miktarındaki artış daha fazla buharlaştırıcı kapasitesi ihtiyacını ortaya çıkarmaktadır. Aşırı kızdırmanın farklı genişleme oranları ile buharlaştırıcı kapasitesi üzerindeki etkisi Şekil 4.19’da görülmektedir. Aşırı kızdırma miktarındaki her 1 K’lık artış, buharlaştırıcı kapasitesinde ortalama %0.6’lık artışa sebep olmaktadır. Genişleme oranı 8 iken aşırı kızdırma 1 K’den 5 K’e çıkarıldığında buharlaştırıcı kapasitesinde %3’lük bir artış meydana gelmektedir.



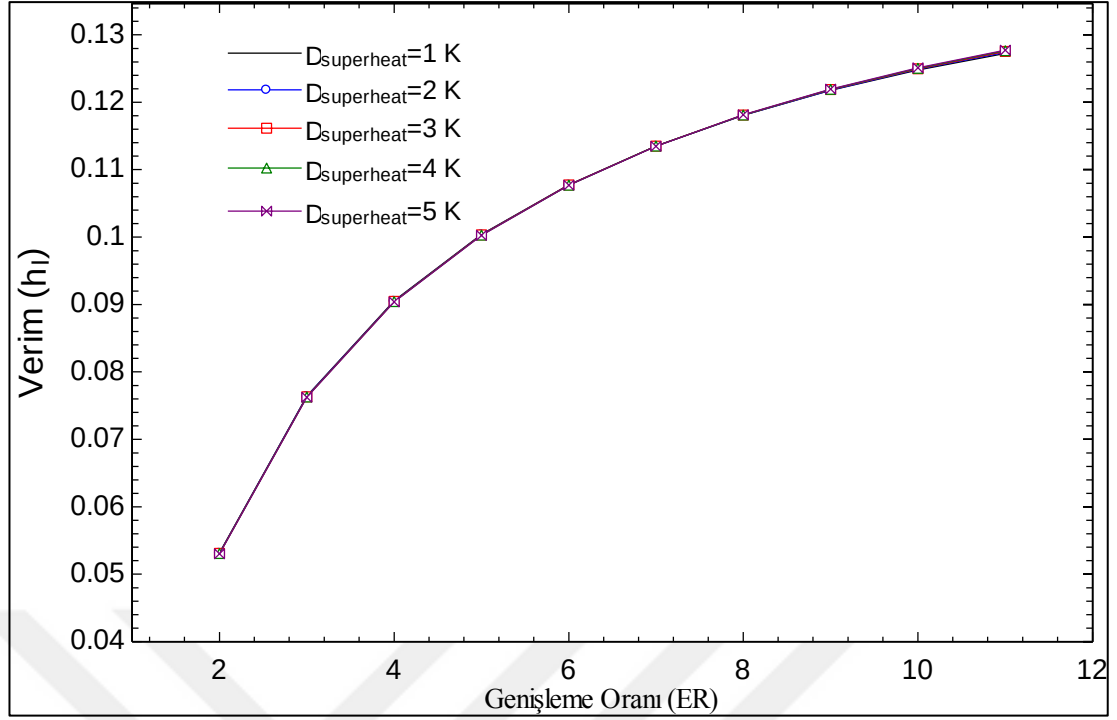
Şekil 4.19. Farklı aşırı kızdırma sıcaklıklarında buharlaştırıcı kapasitesinin genişleme oranının ile değişimi

Aşırı kızdırma miktarının artmasıyla daha yüksek sıcaklıklarda türbine gelen akışkan türbin çıkışında yine daha yüksek sıcaklıklarda olduğundan yoğuşturucu kapasitesini de arttırmaktadır. Şekil 4.20’de Farklı aşırı kızdırma sıcaklıklarında yoğuşturucu kapasitesinin genişleme oranının ile değişimi gösterilmiştir. Aşırı kızdırma miktarındaki 1 K’lik artış yoğuşturucu kapasitesinin ortalama %0.5 artmasını gerekli kılmaktadır. Bununla birlikte aşırı kızdırmanın 1 K’den 5 K’e çıkarılması durumunda yoğuşturucu kapasitesinde %2’lik bir artış meydana gelmektedir.



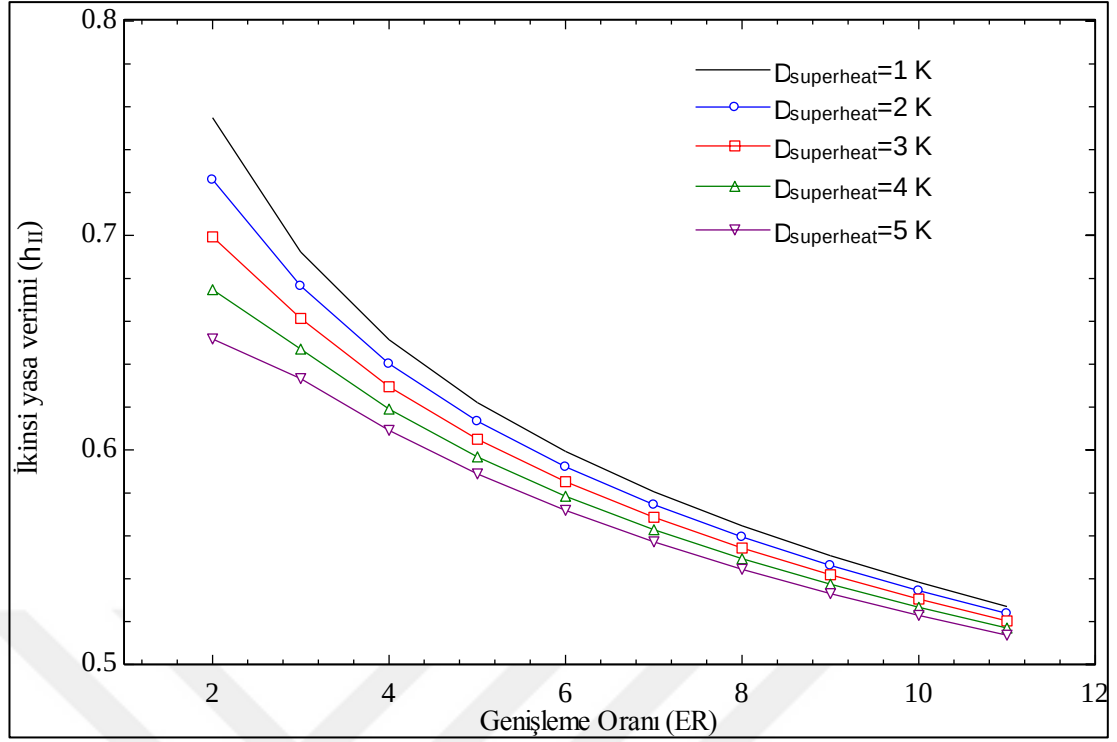
Şekil 4.20. Farklı aşırı kızdırma sıcaklıklarında yoğusturucu kapasitesinin genişleme oranının ile değişimi

Şekil 4.21’de farklı aşırı kızdırma sıcaklıklarında genişleme oranı ile sistem verimi değişimi gösterilmektedir. Sistem verimi genişleme oranının artışı ile yükselmektedir. Bununla birlikte aşırı kızdırma sıcaklıklarının artışı da sistem verimini arttırmaktadır. Aşırı kızdırma (1 K’den 5 K’e çıkarılmasıyla) ile meydana gelen sistem verimi artışı genişleme oranı 8 iken %0.08 olarak gerçekleşmiştir. Bu oranın düşük olmasından ötürü Şekil 4.21’de gösterilen grafikte 1 K ile 5 K arasında gerçekleştirilen aşırı kızdırma ile verim değişimi çizgiler çakışık olarak görülmektedir.



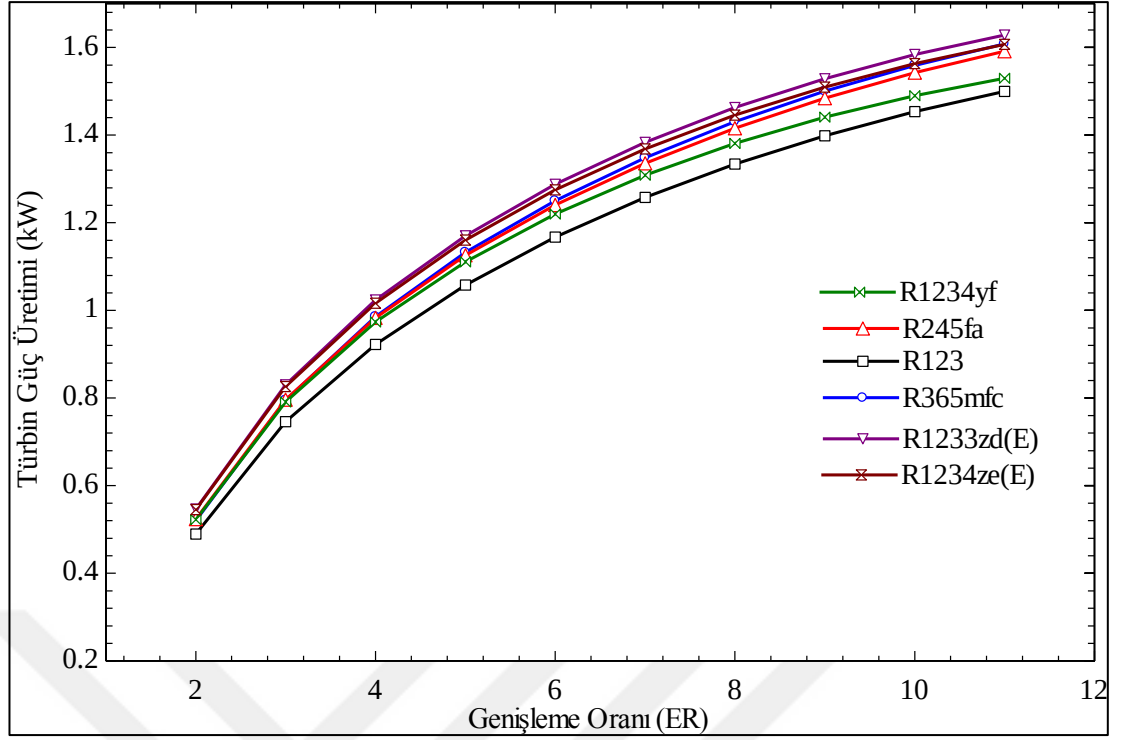
Şekil 4.21. Farklı aşırı kızdırma sıcaklıklarında sistem veriminin genişleme oranının ile değişimi

Şekil 4.21’te yaklaşık çakışık görünen aşırı kızdırmanın verim üzerindeki etkisi Şekil 4.22’de düşük genişleme oranlarında ikinci yasa verimi üzerindeki etkisi açık şekilde görülmektedir. Genişleme oranı arttırdıkça, aşırı kızdırmanın ikinci yasa verimi üzerindeki etkisinin genişleme oranının etkisine kıyasla daha az olmasından ötürü, azaldığı gözlemlenmektedir. Genişleme oranı 2 iken aşırı kızdırma 1 K’den 5 K’e çıkarıldığında ikinci yasa verimi %15.82 azalmaktadır. Genişleme oranı arttıkça 1 K’den 5 K’e çıkarıldığında ikinci yasa verimi değişimi azalmaktadır. Genişleme oranı 11 iken arttıkça 1 K’den 5 K’e çıkarıldığında ikinci yasa verimi %2.63 azalmaktadır.



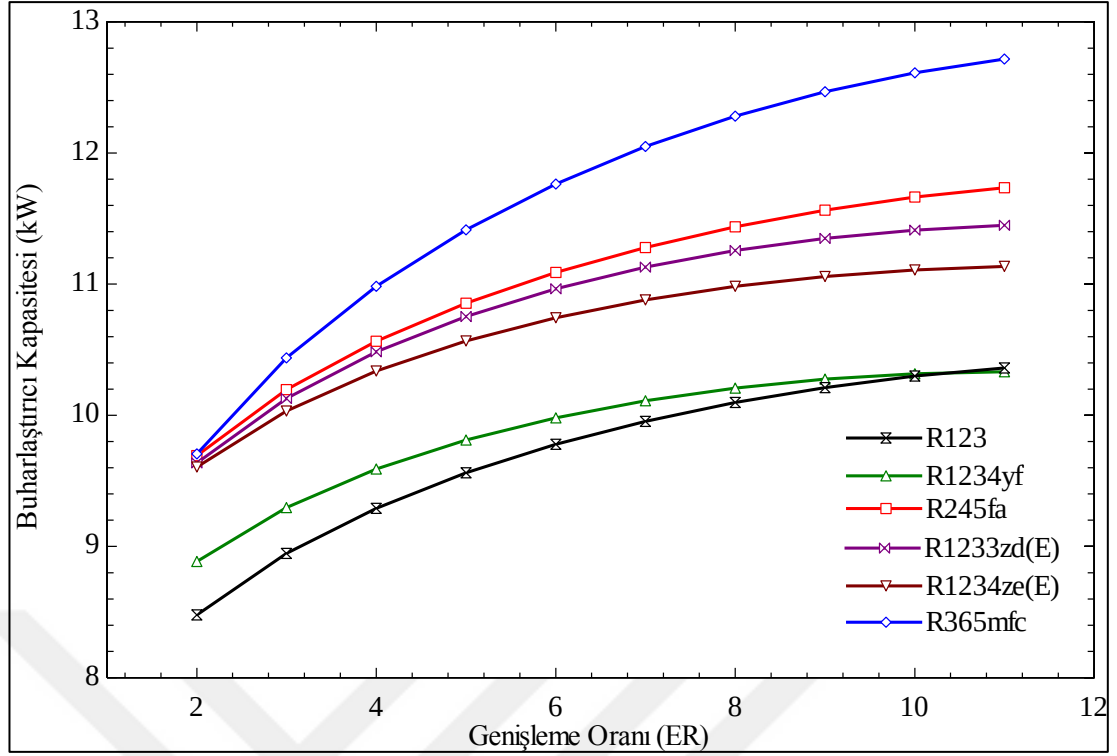
Şekil 4.22. Farklı aşırı kızdırma sıcaklıklarında sistem ikinci yasa veriminin genişleme oranı ile değişimi

Yapılan tez çalışmasında sistemde dolaşan soğutucu akışkanın R245fa olduğu kabulü için detaylıca analizler gerçekleştirilmiştir. Bununla birlikte çevreci ve kullanımları gün geçtikçe yaygınlaşan Ek B'de genel özellikleri verilen akışkanların böyle bir sistemde kullanılması durumu ayrıca analiz edilmiştir. Çeşitli parametrik çalışmalarla bu akışkanların sistem üzerindeki etkileri ve böyle bir sistem için birbirleri arasındaki farkları ortaya koyulmuştur. Şekil 4.23'de farklı soğutucu akışkanlar için genişleme oranının değişimi ile güç üretiminin değişimi görülmektedir. Düşük sıkıştırma oranlarında güç üretimleri akışkanlara göre farklılık gösterse de oldukça yakın sonuçlar verdiği, ancak yüksek sıkıştırma oranlarında güç üretiminin akışkan türlerine göre daha büyük farklılıklar gösterdiği gözlemlenmiştir. İncelenen akışkanlar arasında aynı şartlarda en düşük güç üretimi R123 akışkanı tarafından gerçekleştirilirken, en yüksek güç üretimi R1233zd(E) akışkanında gerçekleşmiştir. R1233zd(E) akışkanı, genişleme oranının 8 olduğu durumda R123 akışkanına kıyasla %9.68 daha fazla güç üretimi göstermiştir.



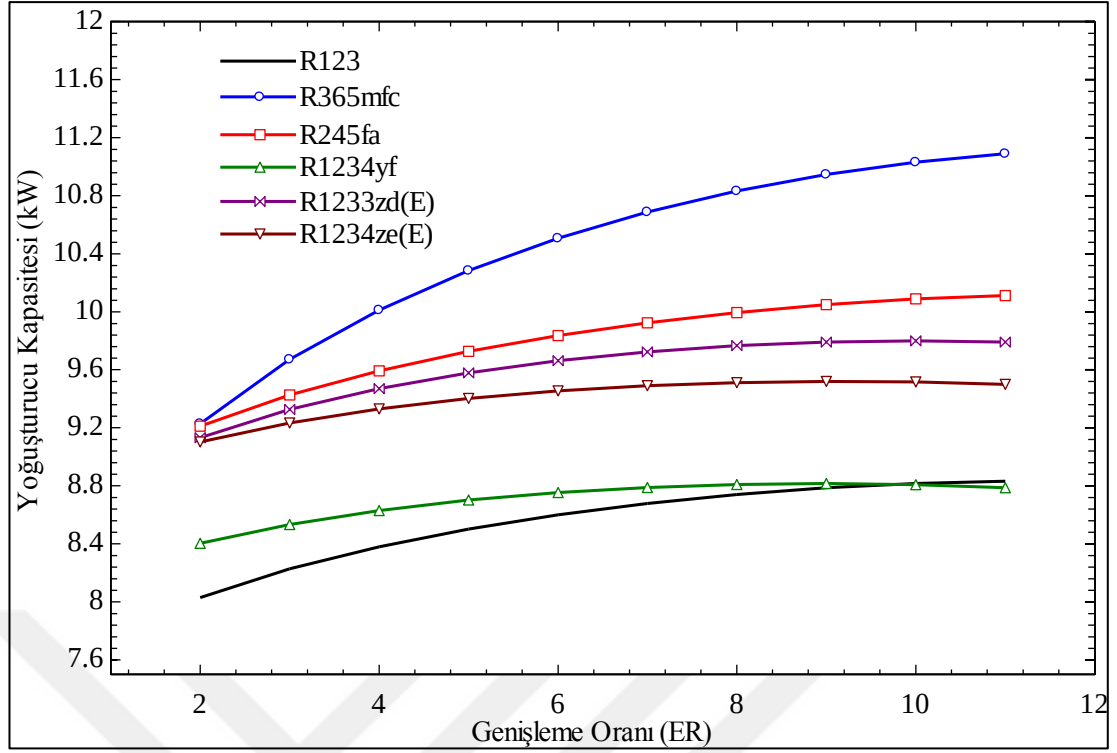
Şekil 4.23. Farklı akışkan türleri için genişleme oranının değişiminin türbin güç üretimi üzerine etkisi

Genişleme oranının değişimi ile buharlaştırıcı kapasitelerinin değişimi incelendiğinde farklı akışkanların buharlaştırıcı kapasitesi üzerine etkisi Şekil 4.24’de gösterilmiştir. Yapılan çalışmada farklı akışkanlar için buharlaştırıcı kapasiteleri incelendiğinde en yüksek buharlaştırıcı kapasitesi ihtiyacının R365mcf akışkanında gerektiği, öte yandan en düşük buharlaştırıcı kapasitesi ihtiyacının ise R123 akışkanı için gerektiği ortaya konulmuştur. Ancak buharlaştırıcı kapasitesi ihtiyacının genişleme oranı arttıkça R1234yf akışkanının yüksek genişleme oranlarında R123 akışkanına yakın olduğu anlaşılmıştır. Genişleme oranı 8 iken R365mcf akışkanı kullanılması durumunda ihtiyaç duyulan buharlaştırıcı kapasitesi, R123 akışkanı kullanılması durumunda ihtiyaç duyulan buharlaştırıcı kapasitesine kıyasla %21.58 daha fazla olduğu hesap edilmiştir.



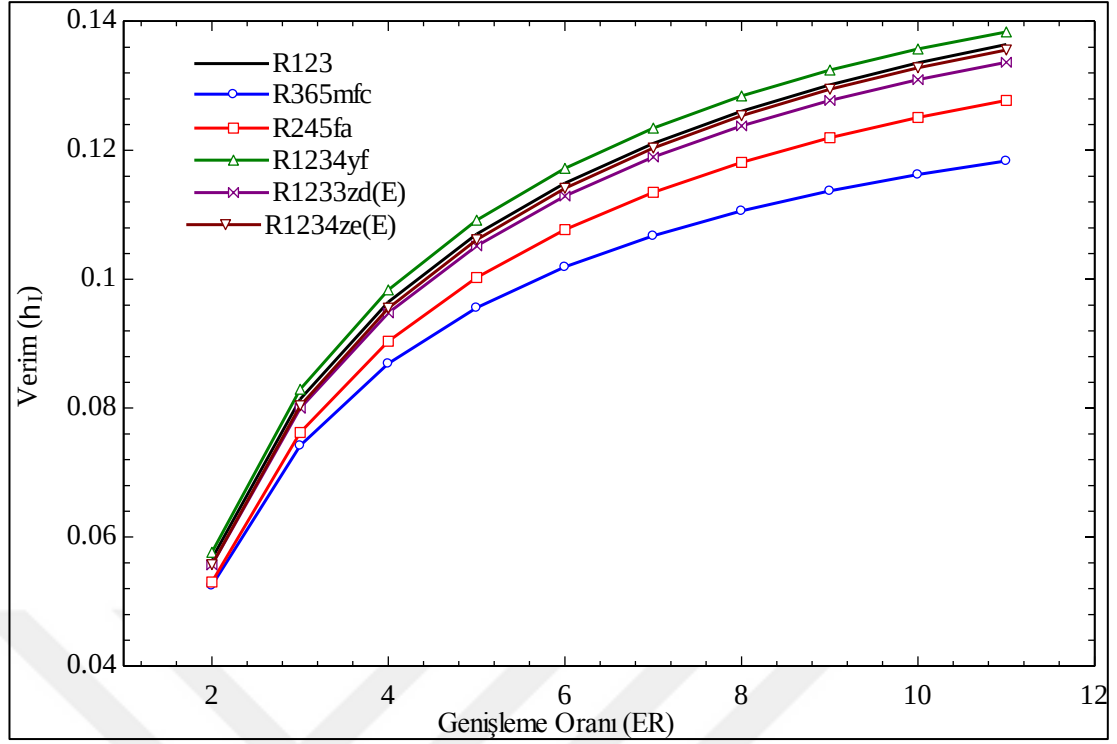
Şekil 4.24. Farklı akışkan türleri için genişleme oranının değişiminin buharlaştırıcı kapasitesi üzerine etkisi

Değişken genişleme oranlarında farklı akışkanlar için ihtiyaç duyulan yoğuşturucu kapasiteleri Şekil 4.25’de görülmektedir. Buharlaştırıcı kapasitesinde olduğu gibi yoğuşturucu kapasitesinde de en yüksek ihtiyaç R365mcf akışkanında gerçekleşirken, en düşük yoğuşturucu kapasitesi ihtiyacı R123 akışkanında gerçekleşmiştir. Aynı güç üretimi için yapılan bu parametrik çalışmada, buharlaştırıcı ve pompa ile sisteme giren enerji, türbinde güç üretimi ve yoğuşturucudan atılan ısı olarak sistemden çıktığı için buharlaştırıcı kapasitesi yüksek olduğunda yoğuşturucu kapasitesinin de yüksek olması beklenen bir durumdur. Genişleme oranı 8 iken sistemde R365mcf akışkanı kullanılması durumunda, sistemde R123 akışkanı kullanılmasına kıyasla %23.91 daha fazla yoğuşturucu kapasitesine ihtiyaç duyulmaktadır.



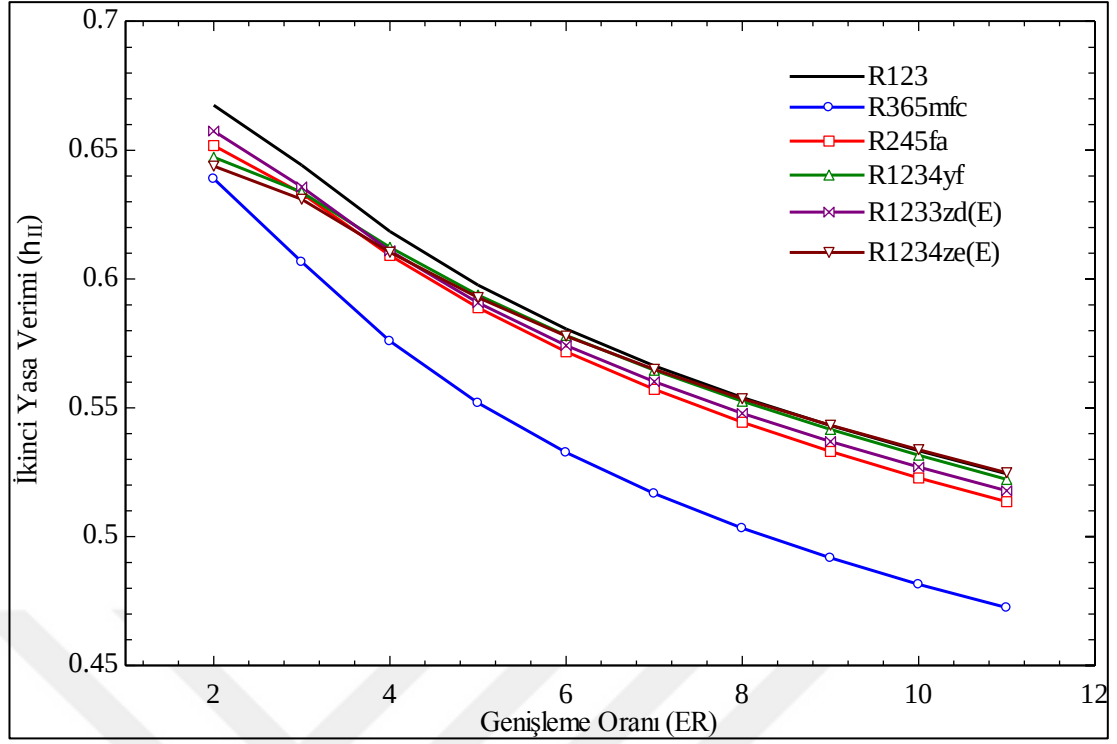
Şekil 4.25. Farklı akışkan türleri için genişleme oranının değişiminin yoğuşturucu kapasitesi üzerine etkisi

Şekil 4.26’da farklı akışkanların değişen genişleme oranlarında sistem verimi üzerindeki etkileri görülmektedir. Sistemin genel verimi açısından akışkanlar incelendiğinde en yüksek verimin R1234yf akışkanının kullanıldığı durumda elde edildiği anlaşılmıştır. Öte yandan sistemde en düşük verim R365mcf akışkanının kullanıldığı durumda ortaya çıkmaktadır. R365mcf akışkanının aynı güç üretimi için daha fazla buharlaştırıcı kapasitesine ihtiyaç duyması verimin düşmesine sebep olmaktadır. Genişleme oranının 8 olduğu durumda sistemde R1234yf akışkanın kullanılmasıyla R365mcf akışkanının kullanılmasına kıyasla %12.93 daha yüksek verim ortaya çıkmaktadır.



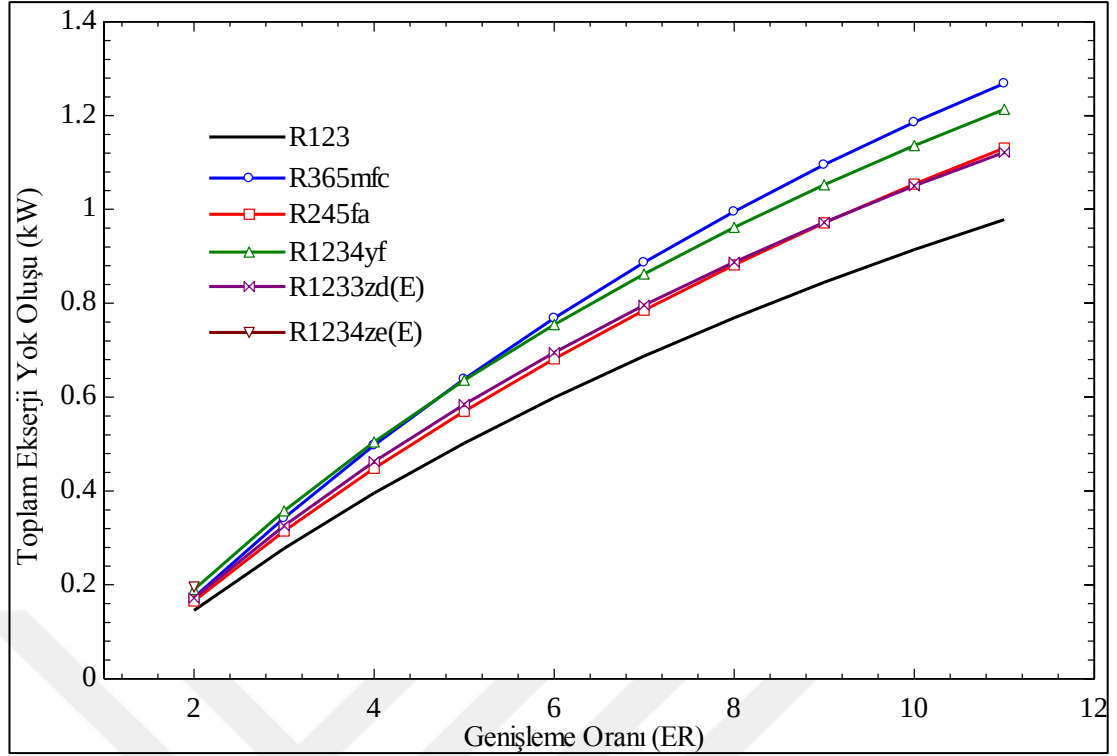
Şekil 4.26. Farklı akışkan türleri için genişleme oranının değişiminin verim üzerine etkisi

Sistemin ikinci yasa veriminin değişen genişleme oranlarında farklı akışkanlar için değişimi Şekil 4.27’de gösterilmiştir. En düşük ikinci yasa veriminin R365mcf akışkanı kullanıldığı durumda, en yüksek ikinci yasa veriminin ise R123 akışkanının kullanıldığı durumda ortaya çıkmaktadır. R365mcf akışkanının daha yüksek sıcaklık ve daha fazla buharlaştırıcı kapasitesine ihtiyaç duymasından ötürü düşük olan birinci yasa verimin carnot verimi ile kıyaslanmasıyla elde edilen ikinci yasa verimi de düşüktür. Genişleme oranı 8 iken sistemde R123 akışkanının kullanılmasının, R365mcf akışkanının kullanılmasına kıyasla %10.1 daha fazla ikinci yasa verimi ortaya çıkmaktadır.



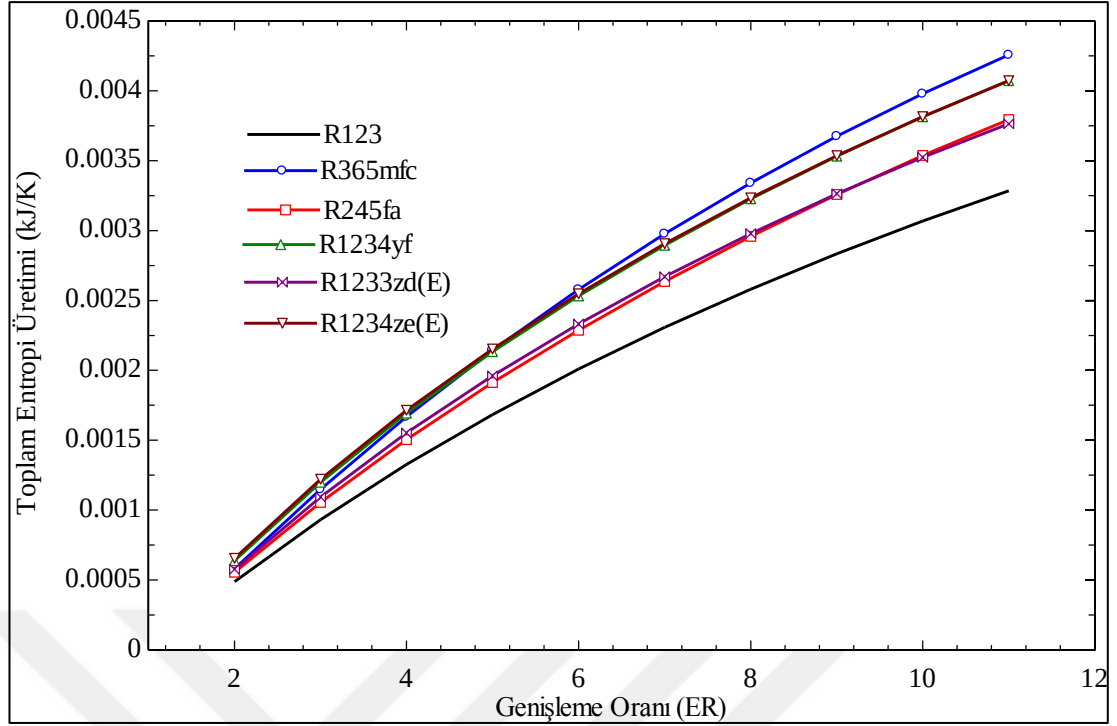
Şekil 4.27. Farklı akışkan türleri için genişleme oranının değişiminin ikinci yasa verimi üzerine etkisi

Farklı akışkanların kullanılması durumunda değişen genişleme oranlarında ortaya çıkan ekserji yok oluşları Şekil 4.28’de gösterilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda en yüksek ekserji yok oluşlarının R365mcf akışkanında, en düşük ekserji yok oluşlarının ise R123 akışkanında gerçekleştiği hesaplanmıştır. Ekserji yok oluşları incelendiğinde R245fa akışkanı ile R1234zd(E) akışkanının çok benzer değişimler sergilediği ortaya koyulmuştur. Sistemde genişleme oranı 8 iken R123 akışkanının kullanılmasının, R365mcf akışkanının kullanılmasına kıyasla %17.9 daha az ekserji yok oluşu meydana gelmektedir.



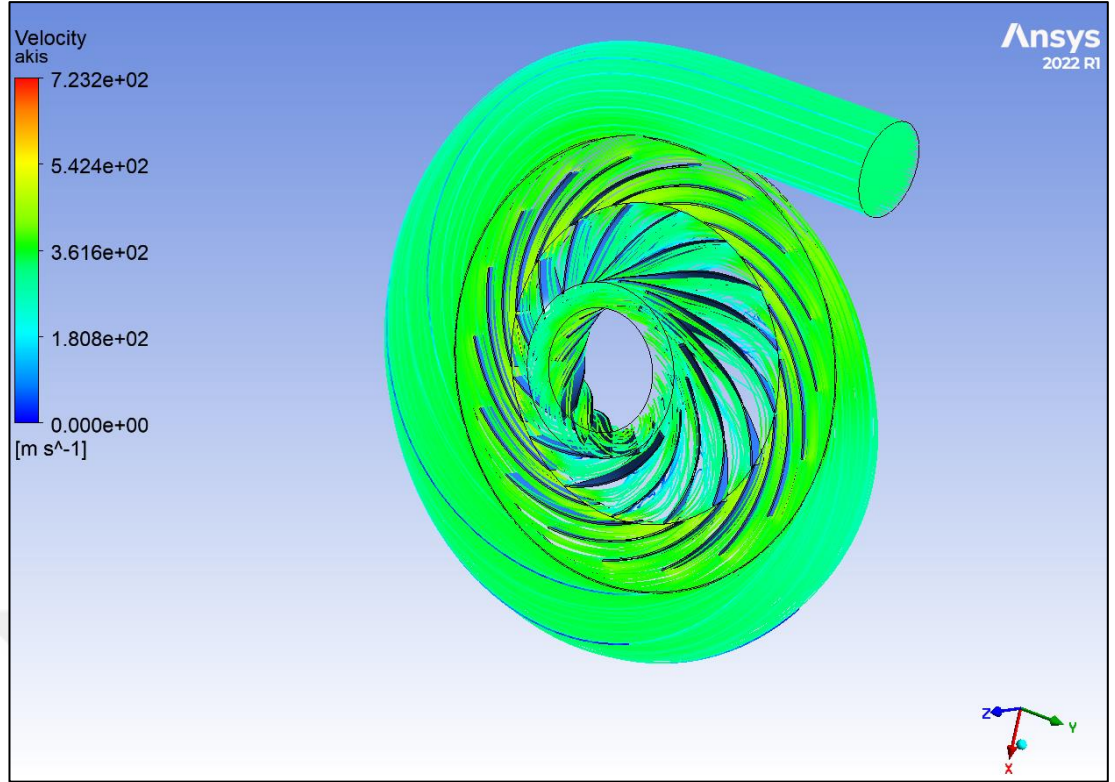
Şekil 4.28. Farklı akışkan türleri için genişleme oranının değişiminin toplam ekserji yok oluşu üzerine etkisi

Farklı akışkanlar için değişen genişleme oranlarında ortaya çıkan entropi üretimleri Şekil 4.29’da verilmiştir. En fazla entropi üretimi R365mcf akışkanının kullanıldığı durumda gerçekleşirken, en düşük entropi üretimi R123 akışkanının kullanıldığı durumda gerçekleştiği belirlenmiştir. Entropi üretimi ile ekserji yok oluşuna doğrudan orantılı olduğundan, ekserji yok oluşunda olduğu gibi R245fa ve R1233zd(E) akışkanı benzer eğilimler göstermiştir. Entropi üretim ile ekserji yok oluşu arasında doğrusal bir orantı vardır bu sebeple entropi üretiminin en düşük olduğu R123 akışkanı, entropi üretiminin en yüksek olduğu R365mcf akışkanına kıyasla %17.9 daha az entropi üretimine sebep olmaktadır.



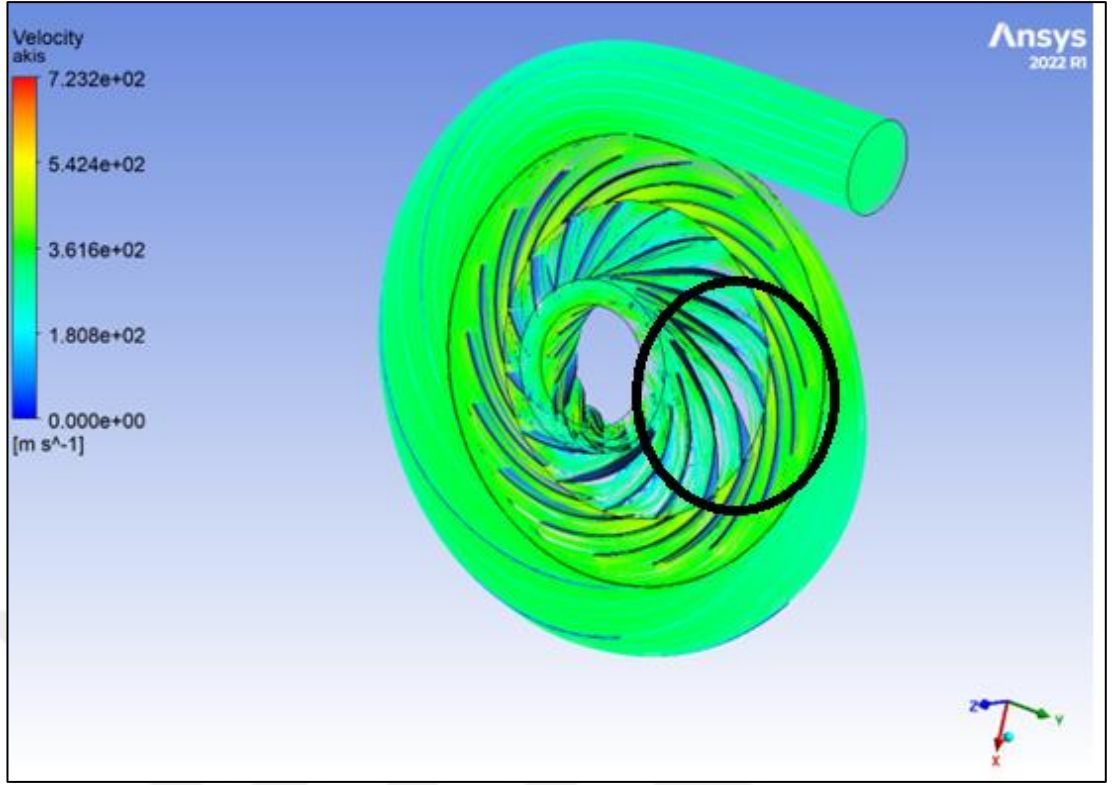
Şekil 4.29. Farklı akışkan türleri için genişleme oranının değişiminin toplam entropi üretimi üzerine etkisi

Sistem elemanlarının termodinamik analizleri ve parametrik çalışmalarının yanı sıra sistemin hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri ile nümerik analizi gerçekleştirilmiştir. Tek boyutlu analiz yöntemi ile hesaplanan ve Çizelge 4.1’de verilen türbin boyutları ve çalışma şartlarında türbinin üç boyutlu akış davranışları incelenmiştir. Üç boyutlu akış davranışını incelemek ve görselleştirmek amacıyla ANSYS 2021 R1 yazılımını kullanılmıştır. Geometrik özellikleri Çizelge 4.1’de verilen türbin için volüte (gövde), nozul ve rotor elemanları ayrı ayrı çizilmiş, sonrasında meshlenerek her bir düğüm noktasında akışkanın davranışları analiz edilmiştir. Şekil 4.30’da akışkanın gövdeden girerek sabit kanatlar olan nozul ve ardından hareketli kanatlar olan rotor üzerindeki üç boyutlu olarak hızları gösterilmiştir. Türbin boyunca yüzeylere yakın bölgelerde viskoz etkilerden dolayı akış hızının azaldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca türbin boyunca hız kayıplarının az olmasından ötürü tasarlanan gövde ve nozulun akış dağılımını uygun şartlarda gerçekleştirdiği düşünülmüştür. Tek boyutlu analizde gözlemlenemeyen bazı türbülans etkileri üç boyutlu analizde ortaya konulmuştur.



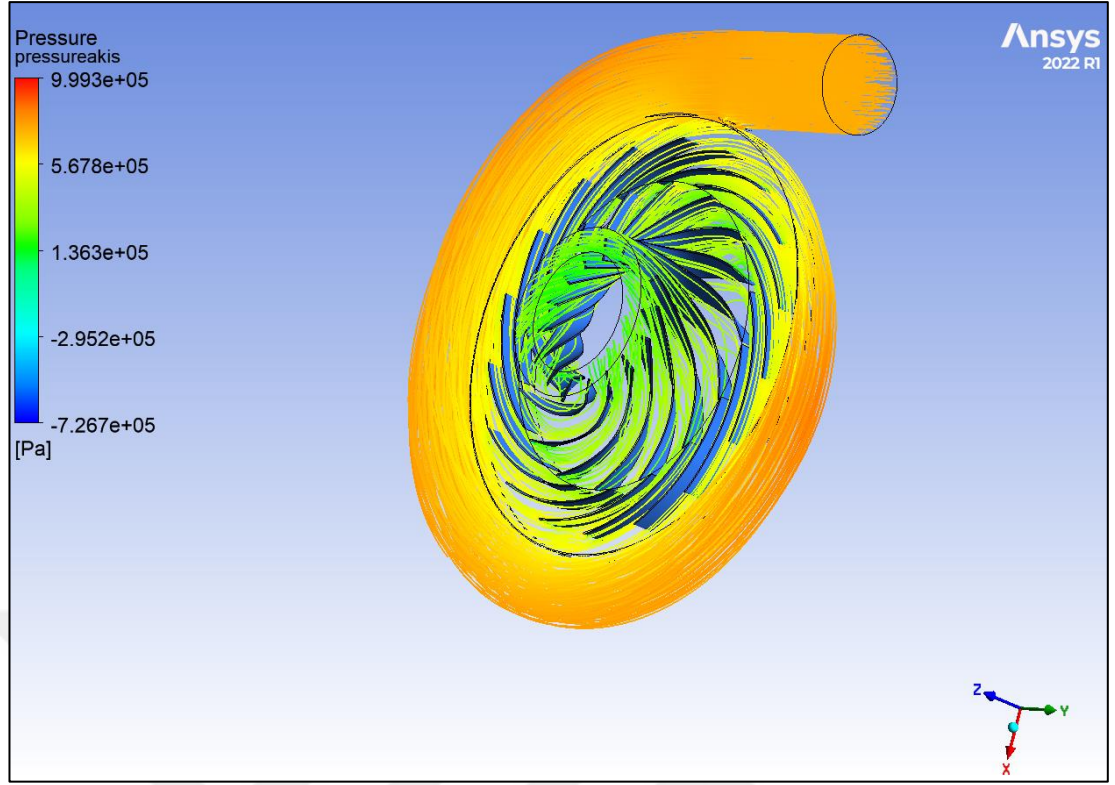
Şekil 4.30. Akışkanın tüm türbin boyunca hız dağılımı

Şekil 4.31’de tek boyutlu analizde gözlemlenemeyen bazı türbülans etkileri üç boyutlu analizde ortaya koyulmuştur. Nozul, gövdeden gelen akışkanın giriş açısını türbin rotoru için en uygun değere ayarlamak amacıyla sistemde bulunmaktadır. Nozula gelen akışkanın hızı ve yönü değiştirilerek rotora gönderilmektedir. Akışkandaki hız ve yön değişimi rotor kanatlarındaki hareketten ötürü çeşitli türbülanslara yol açmaktadır. Türbülanslar akışkanın kinetik enerjisinde kayıplara sebep olmakta ve türbin verimini azaltmaktadır. Türbin tasarımında nozul ve rotor açısı çeşitli parametrelere bağlı olarak hesaplanmış ve çalışmada tasarlanan türbin için 78.3 derece olduğu belirlenmiştir.



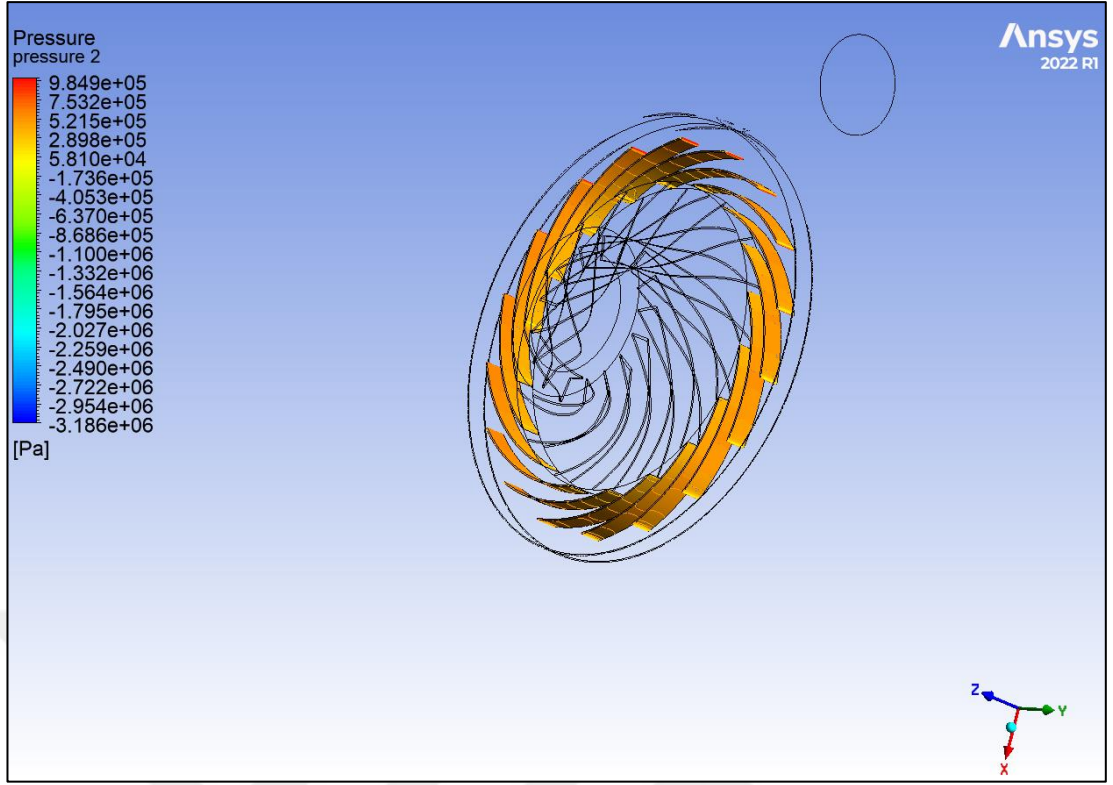
Şekil 4.31. Türbinde meydana gelen türbülansların gösterimi

Şekil 4.32’de türbin boyunca akışkanda meydana gelen basınç değişimi gösterilmektedir. Türbin girişinde yüksek basınçta olan akışkan türbinde iş yaparak düşük basınçta türbinden çıkmıştır. Şekil 4.32’de gösterilen renk ölçeğinde turuncu renkler türbin giriş basıncı (yaklaşık 1000 kPa) yeşil renkler türbin çıkış basıncı olan yaklaşık 250 kPa göstermektedir. Renk ölçeği ile incelendiğinde gövde boyunca basınç değişiminin çok az olduğu, nozul kanatlarında basınç kaybının gövdeye kıyasla arttığı gözlemlenmektedir. Ayrıca beklendiği üzere en fazla basınç değişimi rotorda gerçekleşmiş ve bu basınç farkı rotor ile işe dönüştürülmüştür.



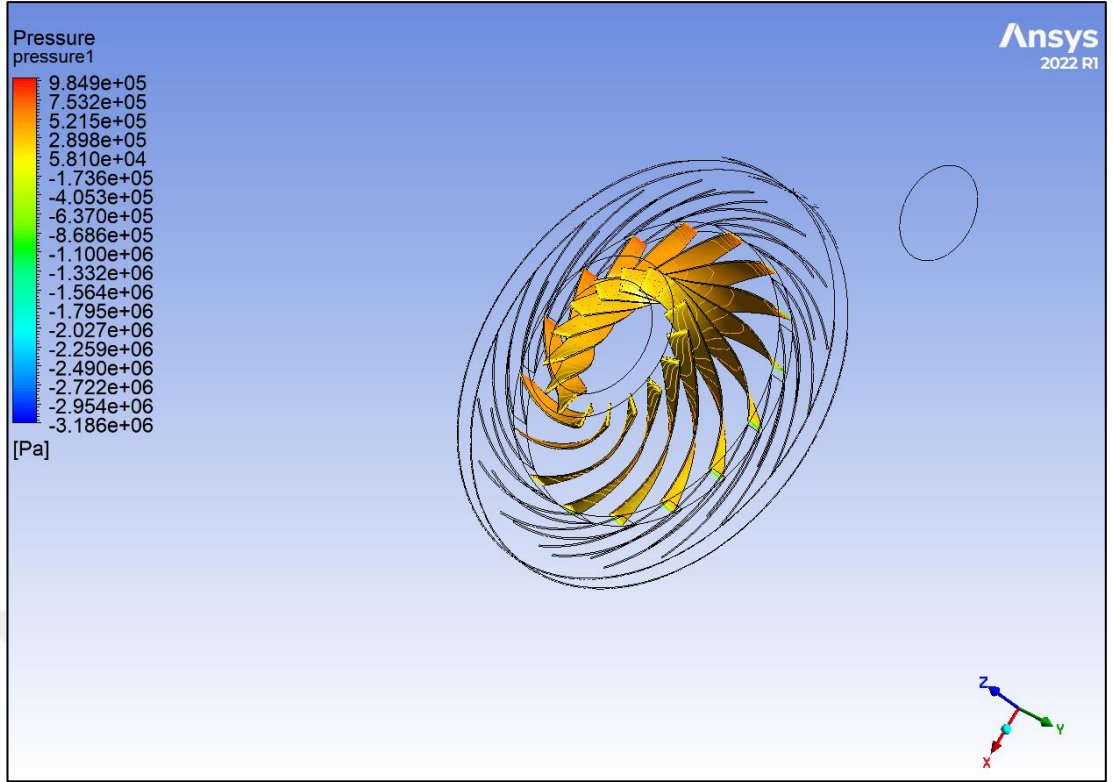
Şekil 4.32. Akışın türbin boyunca basınç dağılımı

Türbin boyunca akış gerçekleşirken akışkanın çarptığı nozul ve rotor kanatlarında çeşitli basınç değişimleri ortaya çıkmaktadır. Şekil 4.33’de akışın nozul kanatları üzerindeki basınç etkisi gösterilmiştir. Akışın nozul kanadı üzerindeki etkileri kanat boyunca değişkenlik göstermiş olsa da yaklaşık sabit kabul edilebilir. Kanat üzerindeki basıncın ortalama 800 kPa olduğu şekil üzerindeki renk ölçeğinden görülmektedir.



Şekil 4.33. Nozul kanadı basınç dağılımı

Türbinin tek hareketli kısmı olan rotor kanatlarında akışın etkisi ile oluşan basınç dağılımı Şekil 4.34’de verilmiştir. Rotorun dönmesinden ötürü rotor kanat giriş uçlarında akışkanın giriş yönünde en yüksek basınç, kanadın arka yüzeyinde ise negatif basınçlar (renk ölçeğinde yeşil renk) görülmektedir. Buna karşın rotor kanadı boyunca ortalama basınç dağılımının kanat ucuna doğru gittikçe azalan bir eğilimdedir. Akışın rotor kanadı ile karşılaştığı ilk kısımlar yüksek basınçta iken (renk ölçeğinde kırmızı- yaklaşık 1 000 kPa), rotor çıkışında kanat uçları (renk ölçeğinde sarı – yaklaşık 250 kPa) daha düşük basınçlara sabittir.



Şekil 4.34. Türbin rotoru boyunca basınç dağılımı

Şekil 4.35'te türbinin nozul ve rotor kanatlarının basınç dağılımını bir arada gösterilmiştir. Akışın girişten, türbin çıkışına kadar basınç kaybı göz önüne alındığında nozul kanatlarından rotor kanatlarına doğru kanatlardaki basınçların azalması beklenen bir durumdur. Şekilde gösterilen renk ölçeği dikkate alındığında kanatlardaki basınç dağılımları ortalama 800 kPa ile 350 kPa arasında değişmektedir.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Enerji kaynaklarının azalıyor olmasına karşın enerji ihtiyacı ve kullanımı her geçen gün artmaktadır. Artan enerji kullanımı ile çevresel sorunlar ortaya çıkmakta ve gün geçtikçe büyümektedir. Artan enerji tüketimlerine çözüm olması ve çevresel sorunların önüne geçilmesi için uygulanabilecek en iyi yöntem enerjinin verimli kullanılmasıdır. Hangi kaynaktan üretildiğine bakılmaksızın enerjinin verimli kullanımı gelecek nesillere daha sağlıklı ve yaşanılabilir bir dünya bırakmak için oldukça önemlidir. Enerjinin üretildiği yerden tüketim noktasına ulaştırılması sürecinde çeşitli kayıplar meydana gelmektedir. Bu kayıpları ortadan kaldırmanın en kolay yöntemi enerjinin tüketildiği yerde üretilmesidir. Bu tez çalışmasında çeşitli atık ısı kaynaklarından, güneş ve/veya jeotermal gibi ısı üretimi sağlayan yenilenebilir enerji kaynaklarından aldığı düşük/orta sıcaklıklı ısılarla enerji üretimine olanak tanıyan ORC sistemleri için türbin tasarımı konusu incelenmiştir.

ORC sistemlerinin etkin şekilde kullanılması doğru bir tasarım ile mümkündür. ORC sistemleri temelde buharlaştırıcı, türbin, yoğunlaştırucu ve pompadan oluşmaktadır. Sistemin her bir elemanın performansı sistemin genel verimliliğinde doğrudan etkilidir. Bu tez çalışmasında, küçük ölçekli organik Rankine çevrimi (ORC) uygulamaları için türbin geliştirilmiş ve bu türbin için teorik ve nümerik analizlerin gerçekleştirilmiştir. Tez çalışmasında ORC türbinlerinin performansını artırmak ve verimliliğini iyileştirmek amacıyla yaklaşık 1 kW güçte radyal türbin tasarımı ve analizi yapılmıştır. Yapılan çalışmada küçük ölçekli bir ORC sistemi için radyal türbin tasarımı konusu ele alınmış ve türbinin tek boyutlu analizinden üç boyutlu tasarım ve analizine kadar tüm aşamaları ortaya koyulmuştur. Radyal türbin tasarımında kullanılan geometrik özellikler, rotor, nozul ve gövde modellemesi detaylı olarak açıklanmıştır. Türbin modelinin nümerik analiz gerçekleştirmek için ANSYS yazılımından faydalanılmıştır. Teorik olarak boyutları ve fiziksel özellikleri hesaplanan türbin tasarımı ANSYS modellenmiş ve CFX ile analizi gerçekleştirilmiştir.

Yapılan çalışmada sistemin genel performansını değerlendirme amacıyla çeşitli parametreler kullanılarak termodinamik analizler gerçekleştirilmiştir. 1 kW güç kapasitesinde üretim için belirlenen başlangıç parametreleri ile türbin boyutları, akış

hızları ve ekipman kapasiteleri belirlenmiştir. Tasarlanan türbinin özellikleri dikkate alınarak ORC sisteminde kullanılması durumu için genişleme oranı değişimi, rotor devir sayısı değişimi, aşırı kızdırma sıcaklığının değişimi, sistemde dolaşan akışkan türünün değişimi gibi çeşitli parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Türbin tasarımında rotor giriş açısı, rotor devir sayısı, akışkan türü, akışkanın giriş sıcaklığı ve genişleme oranı gibi bazı değerler türbin verimini etkileyen faktörlerdir. Yapılan tez çalışmasında türbin verimini etkileyen faktörler parametrik çalışmalarla incelenmiş ve değişimlerin etkileri gözlemlenmiştir.

Akışın türbin gövdesine girmesinden sonra nozul ile yönlendirilerek türbin rotoruna en fazla işi üretecek şekilde aktarılması gerekmektedir. Bu bağlamda rotor giriş açısının artmasıyla rotor giriş hızları artış göstermektedir ancak açı yaklaşık 78 dereceyi aştıktan sonra türbin giriş hızlarında ani bir düşüş gözlemlenmektedir. Bu durumun, rotor kanat açısının 78 derece ve sonrasında akışı durdurur yönde bir eğilim gösteriyor olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.

Öte yandan türbin devir türbin verimini ve boyutları doğrudan etkilemektedir. Türbin devir sayısının artması ile rotor giriş açısı azalırken türbin verimi artmaktadır. Türbin tasarımında devir sayısı, rotor giriş açısını oldukça az etkilemektedir. Türbin devir sayısının yaklaşık 3 katına çıkarılmasında rotor giriş açısı sadece %3 değişirken, türbin veriminin %12 kadar arttığı hesaplanmıştır. Bununla birlikte düşük devirlerde daha büyük rotor giriş ve çıkış yarıçapları kullanılması gerekirken, türbin devir sayısı arttıkça rotor boyutları da küçülmektedir. Devir sayısının 40 000'den 120 000'e çıkarılması ile rotor yarıçapları ortalama %66.7 azalmıştır. Benzer şekilde Rahbar yaptığı çalışmada devir sayısının 30 000'den 70 000'e çıkarılmasıyla türbin boyutlarının %46 azaldığını ifade etmiştir (Rahbar vd., 2015a). Devir sayısının 40 000'den 120 000'e çıkarılması ile rotor giriş hızlarının yaklaşık %17.4 arttığı hesap edilmiştir.

Türbin verimini ve boyutlarını etkileyen bir diğer parametre ise türbin giriş sıcaklığıdır. Türbin giriş sıcaklığının artması ile buhar daha büyük bir özgül hacme sahip olmakta ve türbinden aynı kütleli debinin geçebilmesi için rotor boyutlarının daha büyük olması beklenmektedir. Türbin giriş sıcaklıklarının artışı ile rotor giriş ve

çıkış yarıçapları artmaktadır. Türbin giriş sıcaklığının 90 °C'de 180 °C'ye çıkartılması ile türbin giriş yarı çapının yaklaşık % 18.1 arttığı belirlenmiştir. Ayrıca türbin giriş sıcaklığının 90 °C'de 180 °C'ye çıkartılması ile türbin giriş hızları C4 hızı %16.2, Cu4 hızı %16.3 ve Cm4 hızı %14.7 artış gösterdiği ortaya koyulmuştur.

Türbin izantropik verimi genişleme oranı ve devir sayısı ile değişmektedir. Türbin genişleme oranı 2'den 5'e kadar artarken türbin izantropik verimi hızlı şekilde düşmektedir ancak 5'ten sonra türbin izantropik verimdeki düşüş hızı azalmaktadır. Bir diğer taraftan devir sayısının artışı ile türbin izantropik verimi artmaktadır. Genişleme oranı 8 iken devir sayısının 40 000'den 120 000'e arttırılması ile türbin izantropik verimi yaklaşık %15.4 kadar artmaktadır. Wei, türbin izantropik verimi üzerine yaptığı araştırmada devir sayısının artışı ile verimin arttığını ortaya koymuştur (Wei, 2014).

Türbin genişleme oranı arttıkça türbin güç üretimi artmakta benzer şekilde türbin devir sayısının artışı türbin güç üretimini arttırmaktadır. Ancak devir sayısının artışı türbin güç üretimine etkisi, genişleme oranının değişimine kıyasla oldukça düşüktür. Ortalama 80000 rmp'de genişleme oranı 2'den 11'e kadar arttırılmasıyla türbin güç üretimi %237 artmakta iken genişleme oranı 8 iken türbin devir sayısının 40 000'den 120 000'e artışı ile türbin güç üretimi %15.4 yükseldiği hesap edilmiştir. Rahbar yaptığı çalışmada devir sayısının 30 000'den 70 000'e çıkarılmasıyla türbin güç üretiminde %7.1'lik artış oluşunu belirlemiştir (Rahbar vd., 2015a). Elde edilen bu sonuçlar güç üretiminde türbin devir sayısının etkisinin daha az olduğu ortaya koymuştur.

Tasarlanan türbinin bağlı olduğu ORC sisteminin ısı veriminin, türbin devir sayısı ve genişleme oranı doğrudan değiştiği gözlemlenmiştir. Türbin devir sayısının artışı ile ısı verim artmaktadır ancak devir sayısının verim artışı üzerindeki etkisinin, genişleme oranının verim artışına etkisine kıyasla daha az olduğu belirlemiştir. Genişleme oranı 8 iken devir sayısının 40 000'den 120 000'e çıkarılması ile ısı verimin yaklaşık %2 arttığı öte yandan devir sayısı 80 000 rpm'de iken genişleme oranının, 2'den 11'e yükseltilmesi ile ısı verimin yaklaşık %141 arttığı hesaplanmıştır. Genişleme oranı arttıkça ORC ısı verimi artarken, ikinci yasa veriminin azaldığı tespit edilmiştir. Bu durumun, ikinci yasa verimi hesabında

kullanılan Carnot veriminin genişleme oranı arttıkça, ısı verim artışına kıyasla daha fazla artmasından kaynaklandığı belirlenmiştir. Genişleme oranı 2'den 11'e arttıkça ısı verimin artış hızı %141 iken buna karşın Carnot verimi artış hızı %206 olduğu hesap edilmiştir. Genişleme oranının artmasıyla, ısı ve carnot verimlerindeki artış hızları arasındaki fark büyümektedir böylece ORC sisteminin ikinci yasa verimini azaltmaktadır.

Türbin genişleme oranının değişmesiyle ORC sisteminde yer alan buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcı gibi elemanların kapasiteleri, entropi üretimleri ve ekserji yok oluşları değişiklikler göstermektedir. Türbin genişleme oranının artışıyla (2'den 11'e) buharlaştırıcı kapasitesi daha fazla artarken (%21) yoğunlaştırıcı kapasitesindeki artışın (%9.8) daha az olduğu belirlenmiştir. Genişleme oranı arttırılmasıyla (2'den 11'e) buharlaştırıcıda meydana gelen ekserji yok oluşu %1420 artış göstermiştir. Bununla birlikte genişleme oranı arttırılmasıyla meydana türbinde gelen ekserji yok oluşu yaklaşık %233 artmaktadır. Yoğunlaştırıcıda meydana gelen ekserji yok oluşu da ORC'nin diğer elemanlarına benzer şekilde genişleme oranıyla birlikte artmaktadır. Genişleme oranı arttırılmasıyla yoğunlaştırıcıda meydana gelen ekserji yok oluşu %821 artmaktadır. Toplam ekserji yok oluşu ekipmanların her birinin ekserji yok oluşlarının toplamını ifade etmektedir ve genişleme oranıyla birlikte artmaktadır. Genişleme oranı arttırılmasıyla toplam ekserji yok oluşu %584 artmıştır.

ORC sisteminde türbinde 1 kW güç elde etmek için sistemde dolaşan kütleli debi miktarı genişleme oranı ve devir sayısına bağlı olarak değişmektedir. Türbin devir sayısı arttıkça 1 kW güç üretimi için sistemde dolaşması gereken kütleli debi miktarı azalırken, genişleme oranı arttıkça sistemde dolaşması gereken kütleli debi miktarı artmaktadır. Genişleme oranı 8 iken türbin devir sayısının 40 000'den 120 000'e arttırılmasıyla kütleli debi %530 oranında azalmaktadır. Buna karşın 80 000 rpm'de genişleme oranının (2'den 11'e) arttırılmasıyla kütleli debi miktarı %118 artış göstermektedir.

Buharlaştırıcı çıkışında buhar sıcaklığının arttırılması ORC sistemlerinde güç üretimini arttırmaktadır. Düşük genişleme oranında buharlaştırıcı çıkışında buhar sıcaklığının arttırılması güç üretimini (genişleme oranı 2 iken artış %2) daha az yükseltirken, genişleme oranı arttıkça güç üretiminde daha fazla artış (genişleme oranı

11 iken artış %4) meydana geldiği hesaplanmıştır. Aşırı kızdırma miktarındaki her 1 K'lık artış, buharlaştırıcı kapasitesinde ortalama %0.6'lık artışa sebep olmuştur. Genişleme oranı 8 iken aşırı kızdırma 1 K'den 5 K'e çıkarıldığında buharlaştırıcı kapasitesinde %3'lük bir artış meydana gelmiştir. Aşırı kızdırma miktarındaki 1 K'lık artış yoğunlaştırıcı kapasitesinin ortalama %0.5 artmasını gerekli kılmaktadır. Bununla birlikte aşırı kızdırmanın 1 K'den 5 K'e çıkarılması durumunda yoğunlaştırıcı kapasitesinde %2'lik bir artış meydana gelmektedir. Aşırı kızdırma (1 K'den 5 K'e çıkarılmasıyla) ile meydana gelen sistem verimi artışı genişleme oranı 8 iken %0.08 olarak gerçekleşmiştir. Genişleme oranı 2 iken aşırı kızdırma 1 K'den 5 K'e çıkarıldığında ikinci yasa verimi %15.82 azalmaktadır. Genişleme oranı arttıkça 1 K'den 5 K'e çıkarıldığında ikinci yasa verimi değişimi azalmaktadır. Genişleme oranı 11 iken arttıkça 1 K'den 5 K'e çıkarıldığında ikinci yasa verimi %2.63 azaldığı ortaya konulmuştur.

ORC sistemlerinde iş akışkanı olarak tercih edilen akışkan türü sistemin genel performansını doğrudan etkilemektedir. Yapılan tez çalışmasında tasarlanan türbinin kullanıldığı bir ORC sisteminde altı farklı soğutucu akışkan (R245fa, R123, R365mfc, R1234yf, R1233zd (E) ve R1234ze (E)) için parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Kullanılan farklı akışkanlar için türbin genişleme oranı değişiminin güç üretimi, ORC sistem elemanlarının kapasiteleri, entropi üretimleri ve ekserji yok oluşları üzerindeki etkileri ortaya konulmuştur.

Düşük genişleme oranlarında güç üretimleri akışkanlara göre farklılık gösterse de oldukça yakın sonuçlar verdiği, ancak yüksek genişleme oranlarında güç üretiminin akışkan türlerine göre daha büyük farklılıklar gösterdiği gözlemlenmiştir. İncelenen akışkanlar arasında aynı şartlarda en düşük güç üretimi R123 akışkanı tarafından gerçekleştirilirken, en yüksek güç üretimi R1233zd(E) akışkanında gerçekleşmiştir. R1233zd(E) akışkanı, genişleme oranının 8 olduğu durumda R123 akışkanına kıyasla %9.68 daha fazla güç üretimi gerçekleştirdiği hesap edilmiştir.

Yapılan parametrik çalışmalarda farklı akışkanlar için buharlaştırıcı kapasiteleri incelendiğinde en yüksek buharlaştırıcı kapasitesi ihtiyacının R365mcf akışkanında gerektiği, öte yandan en düşük buharlaştırıcı kapasitesi ihtiyacının ise R123 akışkanı için gerektiği ortaya konulmuştur. Genişleme oranı 8 iken R365mcf akışkanı

kullanılması durumunda ihtiyaç duyulan buharlaştırıcı kapasitesi, R123 akışkanı kullanılması durumunda ihtiyaç duyulan buharlaştırıcı kapasitesine kıyasla %21.58 daha fazla olduğu hesap edilmiştir. Buharlaştırıcı kapasitesinde olduğu gibi yoğunlaştırıcı kapasitesinde de en yüksek ihtiyaç R365mcf akışkanında gerçekleşirken, en düşük yoğunlaştırıcı kapasitesi ihtiyacı R123 akışkanında gerçekleşmiştir. Genişleme oranı 8 iken sistemde R365mcf akışkanı kullanılması durumunda, sistemde R123 akışkanı kullanılmasına kıyasla %23.91 daha fazla yoğunlaştırıcı kapasitesine ihtiyaç duyulmaktadır.

Sistemin ısı verimi açısından akışkanlar incelendiğinde en yüksek verimin R1234yf akışkanının kullanıldığı durumda elde edildiği görülmüştür. Öte yandan sistemde en düşük verim R365mcf akışkanının kullanıldığı durumda ortaya çıkmaktadır. R365mcf akışkanının aynı güç üretimi için daha fazla buharlaştırıcı kapasitesine ihtiyaç duyması verimin düşmesine sebep olmaktadır. Genişleme oranının 8 olduğu durumda sistemde R1234yf akışkanının kullanılmasıyla R365mcf akışkanının kullanılmasına kıyasla %12.93 daha yüksek verime sağlandığı ortaya koyulmuştur. Bununla birlikte en düşük ikinci yasa veriminin R365mcf akışkanı kullanıldığı durumda, en yüksek ikinci yasa veriminin ise R123 akışkanının kullanıldığı durumda ortaya çıktığı hesaplanmıştır. R365mcf akışkanının daha yüksek sıcaklık ve daha fazla buharlaştırıcı kapasitesine ihtiyaç duymasından ötürü düşük olan birinci yasa verimin carnot verimi ile kıyaslanmasıyla elde edilen ikinci yasa verimi de düşüktür. Genişleme oranı 8 iken sistemde R123 akışkanının kullanılmasının, R365mcf akışkanının kullanılmasına kıyasla %10.1 daha fazla ikinci yasa verimi ortaya çıkmaktadır.

Yapılan çalışmalar sonucunda en yüksek ekserji yok oluşlarının R365mcf akışkanında, en düşük ekserji yok oluşunun ise R123 akışkanında gerçekleştiği hesaplanmıştır. Ekserji yok oluşları incelendiğinde R245fa akışkanı ile R1234zd(E) akışkanının çok benzer değişimler sergilediği ortaya koyulmuştur. Sistemde genişleme oranı 8 iken R123 akışkanının kullanılmasının, R365mcf akışkanının kullanılmasına kıyasla %17.9 daha az ekserji yok oluşu meydana geldiği hesap edilmiştir. En fazla entropi üretimi R365mcf akışkanının kullanıldığı durumda gerçekleşirken, en düşük entropi üretimi R123 akışkanının kullanıldığı durumda gerçekleştiği belirlenmiştir. Entropi üretimi ile ekserji yok oluşu doğrudan orantılı olduğundan, ekserji yok oluşunda olduğu gibi R245fa ve R1233zd(E) akışkanı benzer eğilimler göstermiştir. Entropi üretim ile

ekserji yok oluşu arasında doğrusal bir orantı vardır bu sebeple entropi üretiminin en düşük olduğu R123 akışkanı, entropi üretiminin en yüksek olduğu R365mcf akışkanına kıyasla %17.9 daha az entropi üretimine sebep olmaktadır.

Yapılan tek boyutlu teorik analizin yanı sıra üç boyutlu nümerik analizler sonucunda elde edilen akış hızı, basınç dağılımı gibi veriler türbin tasarımında kullanılacak malzeme ve üretim tekniğini doğrudan etkilemektedir. Yapılan tez çalışmasında akışın üç boyutlu analizini gerçekleştirmek için ANSYS CFX yazılımı kullanılmıştır. Türbin tasarımı sürecinde temel kabuller kullanılarak hesap edilen geometrik boyutlar, akış hızları ve basınçlar üç boyutlu analiz ile türbin boyunca hangi bölgelerde en yüksek ve en düşük değerlere ulaştığı belirlenmiştir.

Türbin boyunca akan akışkan çeşitli bölgelerde türbülanslar oluşturmaktadır. Türbülanslar akışkanın kinetik enerjisinde kayıplara sebep olmakta ve türbin verimini azaltmaktadır. ANSYS CFX sonuçlar incelendiğinde türbin içindeki akışın gövde boyunca basınç değişiminin çok az olduğu, nozul kanatlarında basınç kaybının gövdeye kıyasla daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca beklendiği üzere en fazla basınç değişimi rotorda gerçekleşmiş ve bu basınç farkı rotor ile işe dönüştürülmüştür. Akışın nozul kanadı üzerindeki etkileri kanat boyunca değişkenlik göstermiş olsa da yaklaşık sabit kabul edilebilir olduğu ortaya koyulmuştur. Kanat üzerindeki basıncın ortalama 800 kPa belirlenmiştir. Rotorun dönmesinden ötürü rotor kanat giriş uçlarında akışkanın giriş yönünde en yüksek basınç, kanadın arka yüzeyinde ise negatif basınçlar gözlemlenmiştir. Buna karşın rotor kanadı boyunca ortalama basınç dağılımının kanat ucuna doğru gittikçe azalan bir eğilimde olduğu tespit edilmiştir. Akışın rotor kanadı ile karşılaştığı ilk kısımlar yüksek basınçta iken, rotor çıkışında kanat uçlarının düşük basınçlara sahip olduğu görülmüştür. Akışın girişten, türbin çıkışına kadar basınç kaybı göz önüne alındığında nozul kanatlarından rotor kanatlarına doğru kanatlardaki basınçların azalması beklenen bir durumdur ve kanatlardaki basınç dağılımları ortalama 800 kPa ile 350 kPa arasında değişmekte olduğu ortaya koyulmuştur.

KAYNAKLAR

- Al Jubori, A. M., Al-Dadah, R., & Mahmoud, S. (2017). Performance enhancement of a small-scale organic Rankine cycle radyal-inflow turbine through multi-objective optimization algorithm. *Energy*, 131, 297–311. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.022>
- Al Jubori, A. M., Al-Mousawi, F. N., Rahbar, K., Al-Dadah, R., & Mahmoud, S. (2020). Design and manufacturing a small-scale radyal-inflow turbine for clean organic Rankine power system. *Journal of Cleaner Production*, 257, 120488. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.120488>
- Alshammari, F., Ben Khedher, N., & Ben Said, L. (2022). Experimental results of a low-pressure steam Rankine cycle with a novel water lubricated radyal inflow turbine for the waste heat utilization of internal combustion engines. *Energy Conversion and Management*, 271, 116265.
- Alshammari, F., Ben Khedher, N., & Ben Said, L. (2023). Development of an automated design and off-design radyal turbine model for solar organic Rankine cycle coupled to a parabolic trough solar collector. *Applied Thermal Engineering*, 230, 120677.
- Alshammari, F., Pesyridis, A., Karvountzis-Kontakiotis, A., Franchetti, B., & Pasmazoglou, Y. (2018). Experimental study of a small-scale organic Rankine cycle waste heat recovery system for a heavy duty diesel engine with focus on the radyal inflow turbine expander performance. *Applied Energy*, 215, 543–555. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.01.049>
- Anonim (2018). Elektrik piyasası raporu 2018. Uluslararası Enerji Ajansı. 661s.
- Anonim (2023a). Elektrik piyasası raporu 2023. Uluslararası Enerji Ajansı. 134s.
- Anonim (2023b). Enerji ve Tabi Kaynaklar Bakanlığı, Elektrik. <https://enerji.gov.tr/bilgi-merkezi-enerji-elektrik> (Son erişim tarihi: 08 Mayıs 2023)
- Anonim (2023c). Soğutmanın Temeli: Soğutucu Akışkanlar. <https://hvacglobal.org/sogutmanin-temeli-sogutucu-akiskanlar/> (Son erişim tarihi: 07 Temmuz 2023)
- Aungier, R. H. (2006). *Turbine aerodynamics: axial-flow and radyal-inflow turbine design and analysis*. New York, ASME Press.
- Baines, N. (2003). Chapter 7-9: radyal turbine design, part 3. In *Axial and radyal Turbines*. (pp. 198-326)
- Balje, O. E. (1981). *Turbomachines: a Guide to Design Selection and Theory*. New York, Wiley.

- Bao, J., & Zhao, L. (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. (pp. 325-342)
- Barbier, E. (2002). Geothermal energy technology and current status: an overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 6(1-2), 3-65.
- BCS, Inc., (2008). Waste heat recovery: technologies and opportunities in US industry. US Dept. of Energy (DOE).
- Bekiloğlu, H. E., Bedir, H., & Anlaş, G. (2019). Multi-objective optimization of ORC parameters and selection of working fluid using preliminary radial inflow turbine design. *Energy Conversion and Management*, 183, 833–847. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.12.039>
- Breeze, P. (2014). Natural gas-fired gas turbines and combined cycle power plants. In *Power Generation Technologies*. (pp. 67-92)
- Capata, R., & Hernandez, G. (2014). Preliminary design and simulation of a turbo expander for small rated power organic Rankine cycle (ORC). *Energies*, 7(11), 7067-7093.
- Cappiello, A., & Tuccillo, R. (2020). Design and CFD analysis of a radial-inflow turbine for small scale ORC applications. In *E3S Web of Conferences*. (pp. 1-15).
- Cengiz, M. S., & Mamiş, M. S. (2015). Endüstriyel tesislerde verimlilik ve güneş enerjisi kullanımı. *VI. Enerji Verimliliği Kalitesi Sempozyumu ve Sergisi*, 21(25), 4-6.
- Dambach, R., & Hodson, H. P. (2001). Tip leakage flow in a radial inflow turbine with varying gap height. *Journal of Propulsion and Power*, 17(3), 644-650.
- Delcea, A., & Bitir-Istrate, I. (2021). Renewable Energy Sources for Industrial Consumers-A Past to Present Analysis of Technical and Financial Efficiency. *The 7th Conference of the Sustainable Solutions for Energy and Environment*. 21-24 October, Bucharest, Romania, 1-11.
- Demirci, E., Özkaymak, M., Koşan, M., Akkoç, A. E., & Aktaş, M. (2020). Doğal Soğutucu Akışkan Kullanımında Son Gelişmeler. *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 6(3), 184-199.
- Ding, Y., Liu, C., Zhang, C., Xu, X., Li, Q., & Mao, L. (2018). Exergoenvironmental model of Organic Rankine Cycle system including the manufacture and leakage of working fluid. *Energy*, 145, 52–64. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.12.123>
- Espinosa Sarmiento, A. L., Ramirez Camacho, R. G., de Oliveira, W., Gutiérrez Velásquez, E. I., Murthi, M., & Diaz Gautier, N. J. (2021). Design and off-design performance improvement of a radial-inflow turbine for ORC

applications using metamodels and genetic algorithm optimization. *Applied Thermal Engineering*, 183, 116197. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116197>

Fiaschi, D., Manfrida, G., & Maraschiello, F. (2012). Thermo-fluid dynamics preliminary design of turbo-expanders for ORC cycles. *Applied Energy*, 97, 601-608.

Futral Jr, S. M., & Wasserbauer, C. A. (1970). Experimental Performance Evaluation of a 4.59-inch Radial-Inflow Turbine With and Without Splitter Blades. NASA Technical Note, NASA TN D-7015. 22p.

Futral, S. M. (1965). Off-Design Performance Prediction with Experimental Verification for a Radial-Inflow Turbine. National Aeronautics and Space Administration.

Glassman, A. J., & Wasserbauer, C. A. (1975). FORTRAN program for predicting Off-Design Performance of Radial-Inflow Turbines. NASA Technical Note, NASA TN D-8063. 57p.

Guillaume, L., Legros, A., Desideri, A., & Lemort, V. (2017). Performance of a radial-inflow turbine integrated in an ORC system and designed for a WHR on truck application: An experimental comparison between R245fa and R1233zd. *Applied Energy*, 186, 408-422. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.03.012>

Han, Z., Fan, W., & Zhao, R. (2017). Improved thermodynamic design of organic radial-inflow turbine and ORC system thermal performance analysis. *Energy Conversion and Management*, 150, 259-268. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.08.025>

Imran, M., Haglind, F., Asim, M., & Zeb Alvi, J. (2018). Recent research trends in organic rankine cycle technology: A bibliometric approach. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. (pp. 552-562).

Japikse, D., & Baines, N. (1994). *Introduction to Turbomachinery*, Concepts ETI, Inc. and Oxford University Press.

Jung, H. C., & Krumdieck, S. (2016). Meanline design of a 250 kW radial inflow turbine stage using R245fa working fluid and waste heat from a refinery process. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 230(4), 402-414.

Kaplan, M., & B ker, M. S. (2019). Konutlarda paket tipi kojenerasyon ile yerinde enerji üretimi-konya şartlarında uygulama. *Konya Journal of Engineering Sciences*, 7(4), 749-767.

Karanfil, G., Ru en, S. E., Poyraz,  . N., & Mustafa, C. A. N. (2020). Atık Isı Geri Kazanım Sistemleri ve Isıl Verim Parametrelerinin Deneysel İncelenmesi. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (19), 127-137.

- Kiliç, F. Ç. (2015). Güneş enerjisi, Türkiye'deki son durumu ve üretim teknolojileri. *Mühendis ve Makina*, 56(671), 28-40.
- Kim, J. S., Kim, D. Y., & Kim, Y. T. (2019). Experiment on radyal inflow turbines and performance prediction using deep neural network for the organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 149, 633-643.
- Konak, A. (2019). Türkiye'nin doğal gaz bağımlılığı ve alternatif enerji kaynakları üretiminin gerekliliği. *Uluslararası Afro-Avrasya Araştırmaları Dergisi*, 4(7), 196-209.
- Krylov, E. P., & Spunde, Y. A. (1967). About the influence of the clearance between the working blades and housing of a radyal turbine on its exponent. <https://apps.dtic.mil/sti/tr/pdf/AD0661888.pdf> (Son erişim tarihi: 20 Ocak 2023)
- Kuşkaya, S., & Bilgili, F. (2019). Yenilenebilir enerji kaynağı kullanımının çevre kirliliği üzerindeki etkisinin araştırılması: sürekli dalgacık uyumu modeli yaklaşımı. *Anadolu Üniversitesi Sosyal Bilimler Dergisi*, 19(4), 39-60.
- Li, Y., Li, W., Gao, X., & Ling, X. (2021). Thermodynamic analysis and optimization of organic Rankine cycles based on radyal-inflow turbine design. *Applied Thermal Engineering*, 184, 116277.
- Livatyalı, H., & Yıldırım, T. (2012). Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi teknolojisindeki gelişmeler. *Mühendis ve Makine*, 53(633), 16-20.
- Meral, M. E., Ahmet, T., & Tümay, M. (2009). Elektrik tesislerinde enerji verimliliği. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 14(1), 31-37.
- Mounier, V., Olmedo, L. E., & Schiffmann, J. (2018). Small scale radyal inflow turbine performance and pre-design maps for organic rankine cycles. *Energy*, 143, 1072-1084.
- Pakle, S., & Jiang, K. (2019). Design of double curvature radyal turbine blades for a micro gas turbine. *Applied Mathematical Modelling*, 67, 529-548.
- Quoilin, S., Lemort, V., & Lebrun, J. (2010). Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander. *Applied Energy*, 87(4), 1260-1268.
- Rahbar, K., Mahmoud, S., Al-Dadah, R. K., & Moazami, N. (2015a). Modelling and optimization of organic Rankine cycle based on a small-scale radyal inflow turbine. *Energy Conversion and Management*, 91, 186-198. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.12.003>
- Rahbar, K., Mahmoud, S., Al-Dadah, R. K., & Moazami, N. (2015b). Parametric analysis and optimization of a small-scale radyal turbine for organic rankine cycle. *Energy*, 83, 696-711. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.02.079>

- Rahbar, K. (2016). *Development and Optimization of Small-Scale Radial Inflow Turbine for Waste Heat Recovery with Organic Rankine Cycle*. (Doctoral Dissertation, University of Birmingham)
- Rahbar, K., Mahmoud, S., Al-Dadah, R. K., Moazami, N., & Mirhadizadeh, S. A. (2017). Development and experimental study of a small-scale compressed air radial inflow turbine for distributed power generation. *Applied Thermal Engineering*, 116, 549–583.
- Rohlik, H. E. (1968). Analytical Determination of Radial Inflow Turbine Design Geometry for Maximum Efficiency. NASA Technical Note, NASA TN D-4384. 30p.
- Sarkar, J. (2017). Property-based selection criteria of low GWP working fluids for organic Rankine cycle. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 39(4), 1419-1428.
- Suhrmann, J. F., Peitsch, D., Gugau, M., Heuer, T., & Tomm, U. (2010). Validation and development of loss models for small size radial turbines. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. (pp. 1937-1949)
- Symes, R., Djaname, T. N., Deligant, M., & Sauret, E. (2021). Design and optimization of a radial inflow turbine for use with a low temperature ORC. *Energies*, 14(24). <https://doi.org/10.3390/en14248526>
- Tamburini, A., Cipollina, A., & Micale, G. (2022). Salinity gradient heat engines: An innovative concept for waste heat valorization. In *Salinity Gradient Heat Engines*. (pp. 1-32)
- Tchanche, B. F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., & Papadakis, G. (2011). Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles—A review of various applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), 3963-3979.
- Toffolo, A., Lazzaretto, A., Manente, G., & Paci, M. (2014). A multi-criteria approach for the optimal selection of working fluid and design parameters in organic Rankine cycle systems. *Applied Energy*, 121, 219-232.
- Tokgöz, N., & Özgün, Ö. (2019). Atık Isı Geri Kazanım Sistemlerine Yönelik Literatür Araştırması ve Sanayiden Örnek Vaka İncelemesi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 34(2), 57-72.
- Uzun, A., & Değirmen, M. (2018). Endüstriyel işletmelerde enerji verimliliği ve enerji yönetimi. *Uluslararası Ekonomik Araştırmalar Dergisi*, 4(2), 83-97.
- Vélez, F., Segovia, J. J., Martín, M. C., Antolín, G., Chejne, F., & Quijano, A. (2012). A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(6), 4175-4189.

- Wang, Z., Zhang, Z., Xia, X., Zhao, B., He, N., & Peng, D. (2019). Preliminary design and numerical analysis of a radial inflow turbine in organic Rankine cycle using zeotropic mixtures. *Applied Thermal Engineering*, 162, 114266.
- Wei, Z. (2014). *Meanline Analysis of Radial Inflow Turbines at Design and Off-Design Conditions*. (Doctoral Dissertation, Carleton University)
- Whitfield, A., & Baines, N. C. (1990). *Design of Radial Turbomachines*. Longman Scientific & Technical; Wiley.
- Wu, T., Shao, L., Wei, X., Ma, X., & Zhang, G. (2019). Design and structure optimization of small-scale radial inflow turbine for organic Rankine cycle system. *Energy Conversion and Management*, 199, 111940.
- Wu, T., Wei, X., Meng, X., Ma, X., & Han, J. (2020). Experimental study of operating load variation for organic Rankine cycle system based on radial inflow turbine. *Applied Thermal Engineering*, 166, 114641.
- Xia, J., Zhou, K., Guo, Y., Wang, J., Lou, J., & Dai, Y. (2020). Preliminary design and CFD analysis of a radial inflow turbine and the turbine seal for an organic Rankine cycle using zeotropic mixture. *Energy Conversion and Management*, 209, 112647.
- Zhao, Y., Liu, G., Li, L., Yang, Q., Tang, B., & Liu, Y. (2019). Expansion devices for organic Rankine cycle (ORC) using in low temperature heat recovery: A review. *Energy Conversion and Management*, 199, 111944. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111944>

EKLER

EK A. Termik makineler için Ns_Ds grafiği

EK B. Kullanılan akışkanlar ve özellikleri





EK B. Kullanılan Akışkanlar ve Özellikleri

Akışkan	Moleküler Ağırlık	Kritik Sıcaklık	Kritik Basınç	Nbp sıcaklığı	GWP	ODP	Atmosferde kalma süresi (yıl)	Güvenlik Verisi (ASHREA 34)	Kaynak
R245fa	134.05	426	3610	288.14	950	0	7.2	B1	(Pan vd., 2013)
R123	152.93	456	3660	300.8	77	0.02	1.3	B1	(Pan vd., 2013)
R365mfc	148.07	459.9	3266	313.18	794-997	0	8.7	-	(Tchanche vd., 2009)
R1234yf	114	367.9	3382	243.7	4	0	0.035	A2L	(Klein, 2013)
R1233zd (E)	130.5	438.8	3573	291.5	1	0	0.11	A1	(Klein, 2013)
R1234ze (E)	114	382.5	3632	253.9	1	0	0.044	A2L	(Klein, 2013)

ÖZGEÇMİŞ



