



**AFYON İLİ JEOTERMAL SU SICAKLIKLARINA UYGUN GÜÇ
ÇEVİRİMLERİNİN MODELLENMESİ, TERMODİNAMİK VE
TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mustafa AKYILDIZ

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Ömer Faruk GÜLER

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Temmuz 2025

AFYON KOCATEPE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**AFYON İLİ JEOTERMAL SU SICAKLIKLARINA UYGUN GÜÇ
ÇEVİRİMLERİNİN MODELLENMESİ, TERMODİNAMİK VE
TERMOEKONOMİK ANALİZİ**

Mustafa AKYILDIZ

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Ömer Faruk GÜLER

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Temmuz 2025

TEZ ONAY SAYFASI

Mustafa AKYILDIZ tarafından hazırlanan Afyon İli Jeotermal Su Sıcaklıklarına Uygun Güç Çevrimlerinin Modellenmesi, Termodinamik ve Termoekonomik Analizi adlı tez çalışması lisansüstü eğitim ve öğretim yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca 02 / 07 / 2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından **oy birliği** ile Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Ömer Faruk GÜLER

Başkan : Doç. Dr. Ceyhun YILMAZ
Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Ömer Faruk GÜLER
Afyon Kocatepe Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Muhammed ARSLAN
Afyon Kocatepe Üniversitesi

Afyon Kocatepe Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
..... /..... /..... tarih ve
..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

.....

Prof. Dr. Bekir YALÇIN
Enstitü Müdürü

BİLİMSEL ETİK BİLDİRİM SAYFASI
Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- Atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

02 / 07 / 2025

İmza

Mustafa AKYILDIZ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

AFYON İLİ JEOTERMAL SU SICAKLIKLARINA UYGUN GÜÇ ÇEVİRİMLERİNİN MODELLENMESİ, TERMODİNAMİK VE TERMOEKONOMİK ANALİZİ

Mustafa AKYILDIZ

Afyon Kocatepe Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ömer Faruk GÜLER

Bu çalışmada, Afyonkarahisar ilinde aktif olarak elektrik üretimi gerçekleştiren AFJET ORC (Organik Rankine Çevrim) Jeotermal Enerji Santrali'nin sıcaklık verileri esas alınarak Kalina çevrimi tasarlanmış ve çevrimin termodinamik ile termoeconomik performansı detaylı bir şekilde analiz edilmiştir. Çalışmanın temel amacı, orta seviye sıcaklığa sahip jeotermal kaynaklardan yararlanarak Kalina çevrimi sisteminin uygulanabilirliğini ve verimliliğini değerlendirmektir. Bu doğrultuda, jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C ve kaynak debisi 150 kg/s olarak kabul edilmiştir. Çalışma akışkanı olarak kullanılan amonyak-su karışımının termofiziksel özellikleri dikkate alınarak sistem parametreleri bilgisayar ortamında modellenmiş ve analizler Mühendislik Denklem Çözücü (EES) yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada parametrik optimizasyon yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda Kalina çevriminin enerji verimi %11,7 ve ekserji verimi %57,5 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca çevrimin net elektrik üretimi 3,70 MW olarak belirlenmiş, birim elektrik üretim maliyeti ise 0,0120 \$/kWh olarak tespit edilmiştir.

2025, x + 82 sayfa

Anahtar Kelimeler: Jeotermal Enerji, Kalina Çevrimi, Enerji ve Ekserji, Termodinamik Analiz, Amonyak-Su, Termoeconomik Analiz.

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

MODELLING OF POWER CYCLES SUITABLE FOR GEOTHERMAL WATER TEMPERATURES IN AFYON PROVINCE, THERMODYNAMICS AND THERMOECONOMICS ANALYSIS

Mustafa AKYILDIZ

Afyon Kocatepe University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Ömer Faruk GÜLER

In this study, a Kalina cycle was designed based on the temperature data of the AFJET ORC (Organic Rankine Cycle) Geothermal Power Plant, which is actively generating electricity in the province of Afyonkarahisar, and the thermodynamic and thermoeconomic performance of the cycle was thoroughly analyzed. The main objective of the study is to evaluate the feasibility and efficiency of the Kalina cycle system by utilizing medium-temperature geothermal resources. Accordingly, the geothermal source temperature was assumed to be 110 °C, and the source mass flow rate was taken as 150 kg/s. Considering the thermophysical properties of the working fluid, an ammonia-water mixture, the system parameters were modeled using computer software, and the analyses were carried out with Engineering Equation Solver (EES). Parametric optimization was performed in the study. As a result of the analyses, the energy efficiency of the Kalina cycle was calculated as 11,7%, and the exergy efficiency was found to be 57,5%. Additionally, the net electricity production of the cycle was determined to be 3,70 MW, and the unit electricity generation cost was calculated as 0,0120\$/kWh.

2025, x + 82 pages

Keywords: Geothermal Energy, Kalina Cycle, Energy and Exergy, Thermodynamic Analysis, Ammonia-Water, Thermoeconomic Analysis.

TEŞEKKÜR

Bu araştırmanın konusu, deneysel çalışmaların yönlendirilmesi, sonuçların değerlendirilmesi ve yazımı aşamasında yapmış olduğu büyük katkılarından dolayı tez danışmanım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Ömer Faruk GÜLER'e, araştırma ve yazım süresince yardımlarını esirgemeyen Sayın Doç. Dr. Ceyhun YILMAZ'a her konuda öneri ve eleştirileriyle yardımlarını gördüğüm hocalarıma ve arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Tez sürecinde her zaman maddi ve manevi yanımda olan, sevgisi ve fedakârlığıyla bana güç veren sevgili anneme ve babama; destekleriyle moral kaynağım olan kardeşime, sabrı, anlayışı ve sonsuz desteğiyle yanımda olan değerli eşime en içten teşekkürlerimi sunarım.

Mustafa AKYILDIZ
Afyonkarahisar 2025

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR BİLGİLERİ	3
2.1 Jeotermal Enerji	3
2.1.1 Türkiye'nin Jeotermal Enerji Potansiyeli.....	4
2.1.2 Türkiye'de Üretim Yapan Jeotermal Güç Santrallerinin Potansiyeli	5
2.1.3 Jeotermal Enerji Kaynaklı Santraller ile İlgili Yapılan Çalışmalar	5
2.2 Kalina Çevrimi.....	6
2.2.1 Kalina Çevrimi ile İlgili Yapılan Çalışmalar	7
2.2.2 Farklı Tasarımlarla Kalina Çevrimi ile İlgili Yapılan Çalışmalar	10
2.2.3 Atık Isı ve Düşük Isılı Kaynaklarla Tasarlanan Kalina Çevrimi ile İlgili Yapılan Çalışmalar.....	14
2.3 Organik Rankine Çevrimi	15
2.3.1 Organik Rankine Çevrimi ile İlgili Yapılan Çalışmalar	16
3. MATERYAL ve METOT	19
3.1 Kalina Çevrimi Tanıtımı.....	19
3.1.1 Kalina Çevriminde Amonyak-Su Karışımı Kullanımı.....	20
3.2 Sistemde Kullanılan Ekipmanların Tanıtımı	21
3.3 Matematiksel Denklemler	23
3.4 Termo-ekonomi	32
4. BULGULAR	37
4.1 Termodinamik Analiz	37
4.1.1 Değişken Jeotermal Kaynak Sıcaklığı ile Elde Edilen Termodinamik Veriler	39
4.1.2 Değişken Amonyak-Su Konsantrasyon Oranı ile Elde Edilen Termodinamik Veriler	44
4.1.3 Değişken Basınç ile Elde Edilen Termodinamik Veriler	52

4.1.4 Değişken Debi ile Elde Edilen Termodinamik Veriler	56
4.2 Termoekonomik Analiz	60
4.2.1 Değişken Jeotermal Kaynak Sıcaklığı ile Elde Edilen Termoekonomik Veriler	61
4.2.2 Değişken Amonyak-Su Konsantrasyon Oranı ile Elde Edilen Termoekonomik Veriler.....	64
4.2.3 Değişken Basınç ile Elde Edilen Termoekonomik Veriler	67
4.2.4 Değişken Debi ile Elde Edilen Termoekonomik Veriler	70
5. TARTIŞMA ve SONUÇ	72
6. KAYNAKLAR.....	74
ÖZGEÇMİŞ.....	82



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

$\text{NH}_3\text{H}_2\text{O}$	Amonyak-su
P	Basınç
T	Sıcaklık
m	Kütlesel Debi
x	Amonyak Derişimi
h	Entalpi
s	Entropi

Kısaltmalar

AFJET	Afyon Jeotermal Santrali
DS	Düşük Sıcaklıklı
EES	Mühendislik Denklem Çözücü
GWh	Gigawatt saat
kg	Kilogram
kPa	Kilopaskal
KWh	Kilowatt saat
KW	Kilowatt
MTA	Maden Tetkik ve Arama
MW	Megawatt
ORC	Organik Rankine Çevrim
TLC	Üçlü Güç Çevrimi
YSA	Yapay Sinir Ağı
YS	Yüksek Sıcaklıklı

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Sistem tasarımının şematik gösterimi	2
Şekil 2.1 Jeotermal sistemin şematik gösterimi	3
Şekil 2.2 Türkiye jeotermal enerji potansiyelleri ve sıcaklık dağılım haritası.....	4
Şekil 2.3 Kalina çevrimi şematik gösterimi	7
Şekil 2.4 ORC şematik gösterimi.....	15
Şekil 3.1 AFJET için tasarlanan kalina çevrimi şematik gösterimi	21
Şekil 3.2 Yoğuşturucu şematik gösterimi	26
Şekil 3.3 Pompa şematik gösterimi	27
Şekil 3.4 DS ısı değiştirici şematik gösterimi	27
Şekil 3.5 YS ısı değiştirici şematik gösterimi	28
Şekil 3.6 Buharlaştırıcı şematik gösterimi	28
Şekil 3.7 Seperatör şematik gösterimi.....	29
Şekil 3.8 Türbin ve jeneratör şematik gösterimi	30
Şekil 3.9 Karışım odası şematik gösterimi.....	30
Şekil 3.10 Kısılma vanası şematik gösterimi	31
Şekil 4.1 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen enerji verimi 1 ($x=0.98$, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s).....	39
Şekil 4.2 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen ekserji verimi 1 ($x=0.98$, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s).....	40
Şekil 4.3 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen elektrik üretim miktarı 1 ($x=0.98$, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s)	41
Şekil 4.4 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen enerji verimi 2 ($x=0.90$, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s).....	42
Şekil 4.5 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen ekserji verimi 2 ($x=0.90$, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s).....	43
Şekil 4.6 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen elektrik üretim miktarı 2 ($x=0.90$, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s)	44
Şekil 4.7 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen enerji verimi 1 ($T=110$ °C, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s)	45

Şekil 4.8 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen ekserji verimi 1 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P=3000\text{ kPa}$, $m=30\text{ kg/s}$)	46
Şekil 4.9 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen elektrik üretim miktarı 1 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P=3000\text{ kPa}$, $m=30\text{ kg/s}$)	46
Şekil 4.10 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen enerji verimi 2 ($T=120\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P=3000\text{ kPa}$, $m=30\text{ kg/s}$)	47
Şekil 4.11 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen ekserji verimi 2 ($T=120\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P=3000\text{ kPa}$, $m=30\text{ kg/s}$)	48
Şekil 4.12 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen elektrik üretim miktarı 2 ($T=120\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P=3000\text{ kPa}$, $m=30\text{ kg/s}$)	49
Şekil 4.13 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen enerji verimi 3 ($T=130\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P=3000\text{ kPa}$, $m=30\text{ kg/s}$)	50
Şekil 4.14 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen ekserji verimi 3 ($T=130\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P=3000\text{ kPa}$, $m=30\text{ kg/s}$)	50
Şekil 4.15 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen elektrik üretim miktarı 3 ($T=130\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P=3000\text{ kPa}$, $m=30\text{ kg/s}$)	51
Şekil 4.16 Basınç ile değişen enerji verimi 1 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x=0.90$, $m=30\text{ kg/s}$)	52
Şekil 4.17 Basınç ile değişen ekserji verimi 1 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x=0.90$, $m=30\text{ kg/s}$)	53
Şekil 4.18 Basınç ile değişen elektrik üretim miktarı 1 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x=0.90$, $m=30\text{ kg/s}$)	53
Şekil 4.19 Basınç ile değişen enerji verimi 2 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x=0.96$, $m=30\text{ kg/s}$)	54
Şekil 4.20 Basınç ile değişen ekserji verimi 2 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x=0.96$, $m=30\text{ kg/s}$)	55
Şekil 4.21 Basınç ile değişen elektrik üretim miktarı 2 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x=0.96$, $m=30\text{ kg/s}$)	55
Şekil 4.22 Debi ile değişen enerji verimi 1 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x=0.90$, $P=3000\text{ kPa}$)	56
Şekil 4.23 Debi ile değişen ekserji verimi 1 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x=0.90$, $P=3000\text{ kPa}$)	57
Şekil 4.24 Debi ile değişen elektrik üretim miktarı 1 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x=0.90$, $P=3000\text{ kPa}$)	58
Şekil 4.25 Debi ile değişen enerji verimi 2 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x=0.96$, $P=3000\text{ kPa}$)	59
Şekil 4.26 Debi ile değişen ekserji verimi 2 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x=0.96$, $P=3000\text{ kPa}$)	59
Şekil 4.27 Debi ile değişen elektrik üretim miktarı 2 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x=0.96$, $P=3000\text{ kPa}$)	60

Şekil 4.28 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen birim elektrik maliyeti 1 ($x=0.98$, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s)	62
Şekil 4.29 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen birim elektrik maliyeti 2 ($x=0.90$, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s)	63
Şekil 4.30 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen birim elektrik maliyeti 1 ($T=110$ °C, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s)	65
Şekil 4.31 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen birim elektrik maliyeti 2 ($T=120$ °C, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s)	66
Şekil 4.32 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen birim elektrik maliyeti 3 ($T=130$ °C, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s)	67
Şekil 4.33 Basınç ile değişen birim elektrik maliyeti 1 ($T=110$ °C, $x=0.90$, $m=30$ kg/s)	68
Şekil 4.34 Basınç ile değişen birim elektrik maliyeti 2 ($T=110$ °C, $x=0.96$, $m=30$ kg/s)	69
Şekil 4.35 Debi ile değişen birim elektrik maliyeti 1 ($T=110$ °C, $x=0.90$, $P=3000$ kPa)	70
Şekil 4.36 Debi ile değişen birim elektrik maliyeti 2 ($T=110$ °C, $x=0.96$, $P=3000$ kPa)	71

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1 Kontrol hacimleri arasındaki durumların termodinamik değerleri	38
--	----



1. GİRİŞ

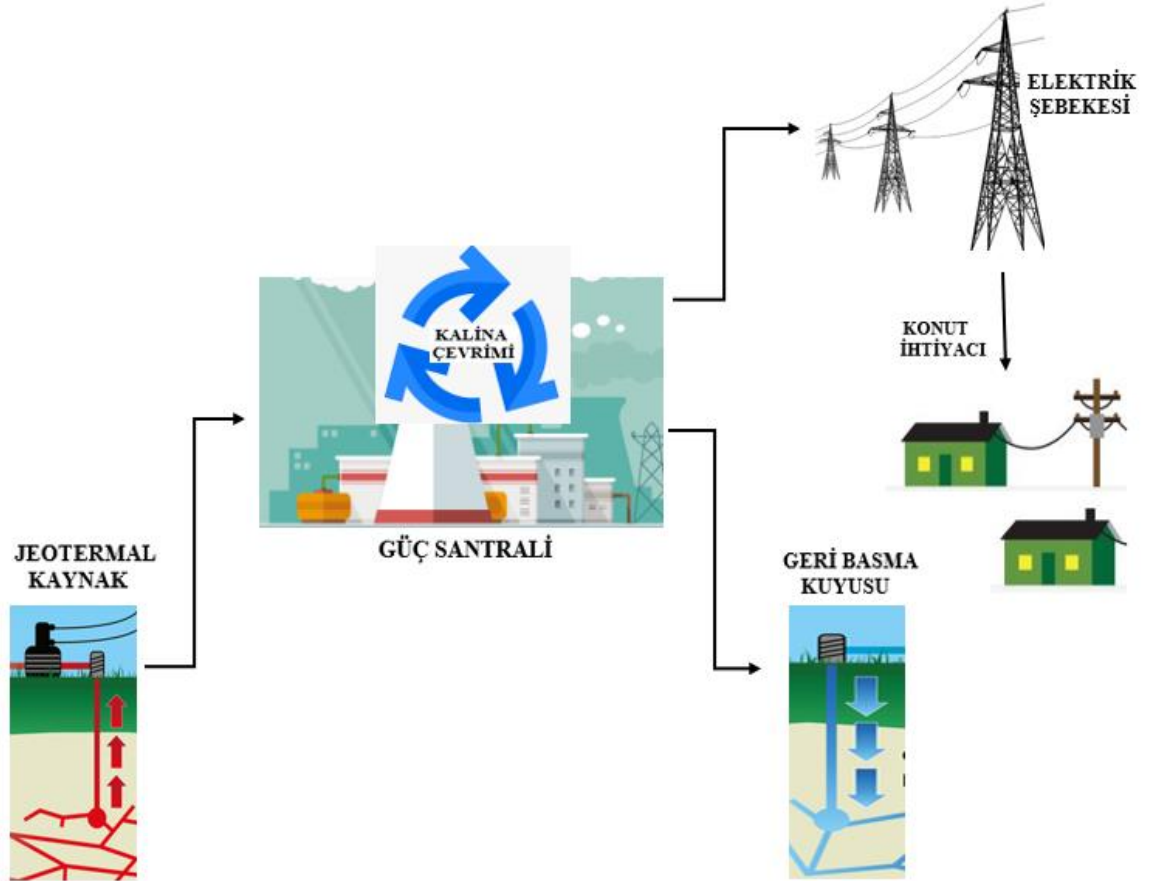
Dünya’da meydana gelen hızlı nüfus artışı, sanayileşme ve teknoloji ile birlikte enerjiye olan ihtiyaç hızla artmaktadır. Fosil yakıtların rezerv durumları göz önünde bulundurulduğunda, yenilenebilir enerji kaynaklarına olan ihtiyacın gün geçtikçe arttığı görülmüştür. Türkiye’de kullanılan enerjinin çoğu ithal yollarla elde edilmekte ve bu süreç devam ettikçe dışa bağımlılık iyice artacaktır. Böyle bir durumun meydana gelmemesi için Türkiye’de yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı arttırılmalıdır. Yenilenebilir enerji kaynakları olarak rüzgâr enerjisi, güneş enerjisi, jeotermal enerji, dalga enerjisi, biyokütle enerjisi ve hidroelektrik enerji gibi çeşitli türleri vardır ve bu kaynaklar aynı zamanda doğa dostudur (Ustaoglu 2020).

Türkiye yenilenebilir enerji kaynakları bakımından oldukça zengin bir coğrafyadadır. Bu kaynaklardan birisi olan jeotermal enerji de Türkiye’de oldukça yaygındır. Jeotermal enerji kaynak sahaları üç grupta incelenir. Bunlar düşük entalpili enerji sahaları (20-70 °C), orta entalpili enerji sahaları (70-150 °C) ve yüksek entalpili enerji sahalarıdır (150 °C’den daha yüksek). Türkiye’de düşük entalpili enerji sahaları konut ısıtmasında, sera ısıtmasında ve termal turizm alanlarında kullanılmaktadır. Orta entalpili enerji sahaları elektrik üretimi için kullanılmakta, yüksek entalpili enerji sahaları ise hem elektrik üretimi hem de farklı alanlarda kombine edilerek kullanılmaktadır (Çiftçi 2021).

Bu çalışmada Afyonkarahisar ilinde bulunan jeotermal enerji kaynağı ile çalışan mevcuttaki ORC santraline kıyasla farklı bir akışkan kullanan Kalina Çevrimi tasarlanarak performans analizleri yapılmıştır. Kalina çevriminin düşük maliyetli olması ve yüksek verimliliğe sahip olmasından dolayı bu çevrim tercih edilmiştir. Kalina çevriminde kullanılan amonyak-su karışımının düşük ve değişken kaynama noktası sıcaklığına sahip olması çok büyük avantaj sağlamaktadır. Bu sayede ORC çevrimine göre daha düşük sıcaklıklardaki jeotermal kaynaklarla daha yüksek güç potansiyeli elde edilebilmektedir. Bunun yanı sıra kullanılan iş akışkanının yanıcı ve patlayıcı olmaması da büyük önem arz etmektedir.

Bu sistemde her bir ekipman için ayrı ayrı enerji ve ekserji hesaplamaları yapılmıştır.

Sistemin toplam verimi ve güç potansiyeli ele alınıp ne kadar elektrik enerjisi ürettiği hesaplanmıştır. Ekserji analizi sonuçlarıyla ekonomik çıktılar birleştirilerek termoekonomik analiz gerçekleştirilmiştir. Sistem tasarımı ve çalışma prensibi kısaca şematik olarak Şekil 1.1’de verilmiştir.



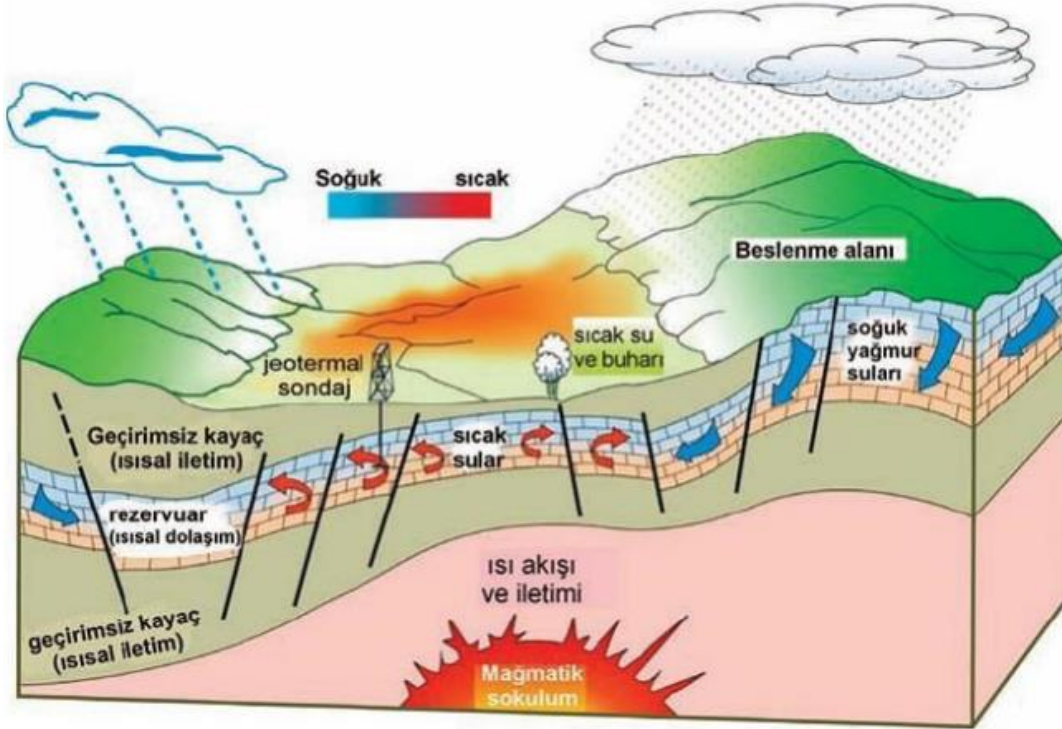
Şekil 1.1 Sistem tasarımının şematik gösterimi

2. LİTERATÜR BİLGİLERİ

2.1 Jeotermal Enerji

Jeotermal enerji, yer altında bulunan ve dünyamız için önemli bir yenilenebilir enerji kaynağı olarak bilinmektedir. Bu enerji kaynağı uzun yıllar boyunca ısınma, sağlık ve beslenme vb. gibi çeşitli alanlarda kullanılmıştır (Güngör 2018).

Yer kabuğunda bulunan kırıklı yapılardan dolayı oluşan jeotermal enerji yer kürenin içinde bulunan magma sayesinde yer altı sularını ısıtır ve sıcak su olarak yeryüzüne ulaşmasını sağlar. Yer kabuğunun derinliklerinde biriken iç ısının yüzeye taşınmasıyla oluşan jeotermal enerji; yer kürenin yüzeye yakın kısımlarında kırık yer kabuğu ve gözenekli ortamlarda hidrolik konveksiyon ile oluşmaktadır (Havuz 2012). Jeotermal enerjinin oluşumunun şematik gösterimi Şekil 2.1’de sunulmuştur.



Şekil 2.1 Jeotermal sistemin şematik gösterimi (Jeofizik Bülteni 55, 300-310), (İnt. Kyn. 1)

Jeotermal enerji kaynağının bulunduğu alanlarda ısı kaynağı olarak magma, tektonik

2.1.2 Türkiye’de Üretim Yapan Jeotermal Güç Santrallerinin Potansiyeli

Türkiye’de bulunan, aktif olarak elektrik enerji üretimi yapan kayıtlı santral sayısı 63’tür. Bu jeotermal enerji santrallerinde üretilen elektrik enerjisinin toplam kurulu gücü 1691 MW’dır. Bu üretilen elektrik enerjisinin toplam kurulu güce oranı ise %1,54’tür. Son verilere göre Türkiye’de bulunan jeotermal enerji santrallerinde yıllık 9822 GWh elektrik üretimi yapılmaktadır. Yapım aşamasında olan ve üretim lisansı alan jeotermal enerji santrallerinde faaliyete geçmesiyle birlikte toplam kurulu gücün artması beklenmektedir (İnt. Kyn. 4).

2.1.3 Jeotermal Enerji Kaynaklı Santraller ile İlgili Yapılan Çalışmalar

Akkurt (2020), 50 °C-100 °C sıcaklık aralığındaki jeotermal kaynak sahaları için ORC sisteminin termodinamik performansını araştırmıştır. İş akışkanları olarak R141b, R123, R245fa ve R134a kullanmıştır. Yapmış olduğu analizler neticesinde en yüksek birinci ve ikinci yasa veriminin R141b iş akışkanında olduğunu tespit etmiştir. Sistemde kullanılan elemanlar arasında 50 °C -100 °C jeotermal kaynak sıcaklığı arasında en fazla ekserji yıkımının jeneratörde olduğunu belirlemiştir. Daha sonra bunu yoğunlaştırıcı, türbin ve pompanın izlediğini bulmuştur (Akkurt 2020).

Ustaoglu (2020), çalışmasında jeotermal enerji destekli ara ısıtılmalı ORC tasarlayarak sistemin termodinamik analizlerini yapmıştır. Bu çevrimde iş akışkanı olarak R152a kullanılmıştır. Buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı basınçlarının sistem üzerindeki etkilerini incelemiştir. Elde ettiği analiz verilerine göre ekserji verimini %50,69 enerji verimini ise %14,04 olarak hesaplamıştır (Ustaoglu 2020).

Yao vd. (2018), doğal gaz genleşme santrali ile jeotermal enerjili ORC tesisini entegre ederek yeni bir güç üretim sistemi tasarlamışlar ve bu sistemin termodinamik, termoeconomik analizlerini yapmışlardır. Yapılan analizler sonucunda iş akışkanı olarak en verimli akışkanın R600 olduğunu görmüşlerdir. Kullanılan bu iş akışkanı ile optimum buharlaşma sıcaklığının 45,5 °C olduğunu hesaplamışlardır (Yao vd. 2018).

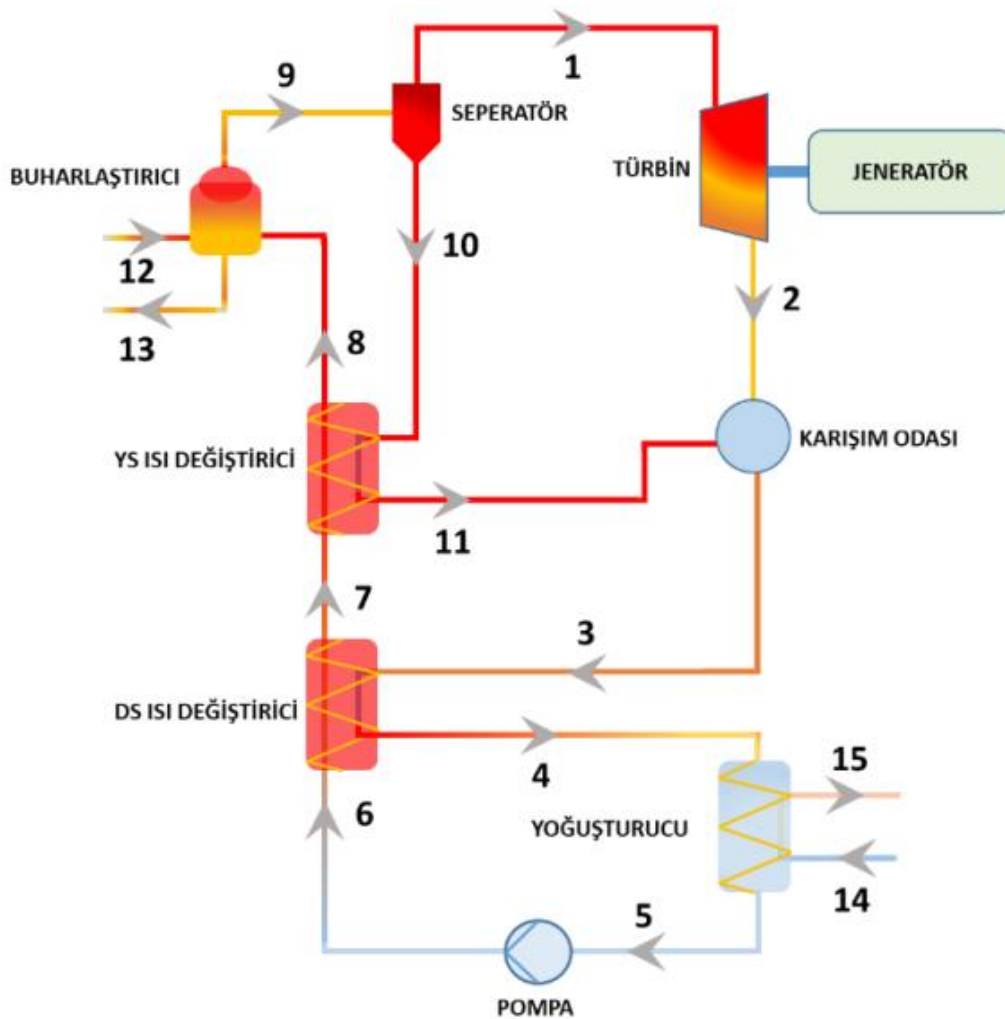
Arpa vd. (2024), çalışmalarında, binary jeotermal enerji santralini incelemişlerdir. Çevrimin enerji ve ekserji analizleri ayrıntılı olarak gerçekleştirmiş, analizlerde EES yazılımını kullanmışlardır. İş akışkanı olarak n-pentanı tercih etmişlerdir. Hesaplamalar sonucunda sistemin enerji verimi %6, ekserji verimi ise %45 olarak hesaplanmışlardır (Arpa vd. 2024).

2.2 Kalina Çevrimi

Tesislerde kullanılan atık ısılar genellikle düşük sıcaklıkta tekrar enerjiye dönüştürülmeden doğaya salınmaktadır. Bu hem ciddi bir ısı enerjisinin kaybolması hem de içinde hala enerji barındıran bir kaynağın doğaya salınması demektir. Bu dezavantajı avantaja çevirebilmek için 1980'li yıllarda Alexander I. Kalina atık olan düşük sıcaklıklı kaynaklardan güç üretimi yapabilen yeni bir çevrim üzerinde çalışmıştır. Bu geliştirilen çevrimde iş akışkanı olarak amonyak-su karışımı kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar neticesinde standart bir ORC'ye göre daha iyi bir verim elde edildiği anlaşılmıştır (Koç ve Yağlı 2020).

Kalina çevrimi şu prensibe göre çalışmaktadır: jeotermal enerjiden elde edilen ısı, ısı değiştiricisi vasıtasıyla enerjisini amonyak-su karışımına aktarmaktadır. Aldığı ısıyla birlikte doymuş buhar-sıvı fazına geçen amonyak-su karışımı seperatör yardımı ile iki farklı akışa ayrılmaktadır. Bu akışlardan biri amonyak konsantrasyonu yüksek olan amonyak buhar fazı diğeri ise amonyak konsantrasyonu düşük olan amonyak sıvı fazıdır. Ayrıştırıcıdan ayrılan kızgın buhar halindeki amonyak türbine gönderilerek güç elde edilmektedir. Sıvı faz ise ayrıştırıcıdan çıkarak yüksek sıcaklıklı ısı değiştiriciye gitmektedir. Türbinde güç ürettikten sonra çıkan amonyak buharı yoğunlaştırıcıya giderek üzerinde kalan ısıyı soğutucu akışkana aktarır ve doymuş sıvı fazına dönüşür. Daha sonra pompa vasıtasıyla düşük sıcaklıklı ısı değiştiriciye gönderilir. Burada yüksek sıcaklıklı ısı değiştiriciden gelen akışkanla birleşerek tekrar amonyak-su karışımını oluşturur. Birleşen akışkan yüksek sıcaklıklı ısı değiştiricisine geçer burada da ayrıştırıcıdan ayrılan sıvı fazdaki akışkanla birlikte tekrar buharlaştırıcıya aktarılırlar. Böylece çevrim tamamlanmış olur (Koç ve Yağlı 2020). Kalina çevriminin şematik gösterimi Şekil 2.3'de sunulmuştur. Görsel Kalina çevriminin temel yapısını

göstermektedir.



Şekil 2.3 Kalina çevrimi şematik gösterimi (Koç ve Yağlı 2020)

2.2.1 Kalina Çevrimi ile İlgili Yapılan Çalışmalar

Fallah vd. (2016), düşük sıcaklıkta bulunan jeotermal kaynağa uyguladıkları Kalina çevrimi ile sistemin ekserji analizlerini yapmışlardır. ORC santrali için R-290 akışkanı kullanılmıştır. Kalina çevriminde ise amonyak konsantrasyon (%84 amonyak, %16 su) karışımı kullanılmıştır. Bu verilere göre en büyük ekserji yıkımı kondansatörde daha sonra ise buharlaştırıcı da ve türbinde görülmüştür. Bu çevrim için toplam ekserji yıkım oranının %30,63'ten daha düşük olamayacağını tespit etmişlerdir (Fallah vd. 2016).

Rodriguez vd. (2013), Brezilya'da bulunan Jeotermal sahada yapmış oldukları çalışmada Kalina çevrimini ve ORC çevrimini incelemişlerdir. ORC çevrimi için 15 farklı iş akışkanı, Kalina çevrimi için de 3 farklı konsantrasyon değeri incelenmiştir. Sonuç olarak ORC çevrimi için en iyi performansı sunan akışkan R-290 olarak belirlenmiştir. Kalina çevriminde ise amonyak oranı %84, su oranı %16 olan karışım en verimli karışım olarak sonuçlanmıştır. Bu koşullar çerçevesinde Kalina çevrimi, ORC çevriminden %18 daha fazla net güç çıktısı üretebilmektedir (Rodriguez vd. 2013).

Fu vd. (2013), çalışmalarında petrol sahalarında bulunan jeotermal enerji kaynaklarından Kalina çevrimi aracılığıyla elektrik üretimini incelemişlerdir. Çalışmada, Kalina çevrimine ait alt sistemlerin performans değerlendirmesi yapılmış ve farklı amonyak-su karışım oranlarının çevrim üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, termal verimlilik ısı kaynağının yükselmesiyle başlangıçta artmakta, ancak buharlaşma basıncındaki artışla birlikte belirli bir noktadan sonra azalmaya başlamaktadır. Optimum verimlilik değerinin hem amonyak konsantrasyonu hem de optimum çalışma basıncındaki artışla birlikte kademeli olarak yükseldiği gözlemlenmiştir. Amonyak oranı %85 olduğunda maksimum termal verimliliğin %16'ya yükseldiğini tespit etmişlerdir (Fu vd. 2013).

Fu vd. (2013), çalışmalarında ORC çevrimini ve Kalina çevrimini incelemişlerdir. ORC çevrimi alt sistemi için çeşitli iş akışkanları kullanılmıştır. Bu akışkanlar içerisinde en yüksek verim elde edilen iş akışkanı olarak R236fa tespit edilmiştir. Kalina çevrimi alt sistemi için de amonyak kütle oranı %80 olarak tespit edilmiştir. Kalina çevrimi alt sisteminin net güç çıktısı, ORC çevrimi alt sistemi net güç çıktısından daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir (Fu vd. 2013).

Kaczmarczyk vd. (2020), çalışmalarında düşük entalpili jeotermal sahalarda ORC ve Kalina çevrimi ile maksimum güç çıktısı elde etmek istemişlerdir. Bu tip sahalarda kuyulardan gelen jeotermal suların sıcaklığı 86 °C'yi geçmediğinden dolayı, ORC ve Kalina çevrimi gibi ikili teknolojilerin birlikte kullanıldığı santraller kullanılmaktadır. Bu çalışmada ORC için R245f ve R134a iş akışkanı daha verimli olmuştur. Kalina çevrimi için de amonyak konsantrasyon oranı %87 olduğunda maksimum güç elde

edildiğini tespit etmişlerdir. Bu çalışma sonucunda Kalina çevriminin ORC'den brüt olarak %40 daha fazla güç ürettiğini tespit etmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre ORC için maksimum güç çıktısının 900 kW, Kalina çevrimi için de 1600 kW olduğunu tespit etmişlerdir (Kaczmarczyk vd. 2020).

Mergner ve Weimer (2015), yaptıkları bu çalışmada Siemens'in patentini kullanan bir jeotermal santral ve Kalina'nın çıkardığı bir patente dayalı modifiye edilmiş Kalina çevrimi santralini (KCS-34) karşılaştırmışlardır. Bu çalışmada 393,15 K ısı kaynağı (sıcak su) belirlenmiştir. Her iki konfigürasyon için de %80 ile %90 arasındaki amonyak konsantrasyonu en iyi performansı sağlamakta olduğu görülmüştür. Genel olarak, Siemens'in performansının, KCS-34'e kıyasla biraz daha iyi bir verimlilik elde ettiğini tespit etmişlerdir (Mergner ve Weimer 2015).

Modi ve Haglind (2015), yaptıkları çalışmada yüksek sıcaklık ve basınç uygulamaları için dört farklı Kalina çevrimini analiz edip, çevrim verimliliği ve soğutma suyu gereksinimi gibi farklı performans değerlerine göre karşılaştırma yapmışlardır. Türbin girişlerinde farklı basınçlar ve amonyak oranları ile net güç çıktılarını analiz etmişlerdir. En yüksek verim türbin giriş basıncı 140 bar ve amonyak konsantrasyonu %80 olduğunda gerçekleşmiştir (Modi ve Haglind 2015).

Arslan vd. (2006), yaptıkları bu çalışmada Kütahya'nın Simav ilçesinde bulunan jeotermal santralin mevcut değerlerini kullanarak Kalina ve Binary güç santrali tasarlayıp bu santralin termodinamik analizlerini yapmışlardır. Kalina çevriminde iş akışkanı olarak Amonyak konsantrasyon oranı %80 olan Amonyak-Su, Binary çevriminde ise iş akışkanı olarak R134a ve HCFC-124 kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre Kalina çevriminde %19,8'lik bir verim elde etmişlerdir. Binary çevriminde R134a akışkanı kullanıldığında %12,9 HCFC-124 akışkanı kullanıldığında ise %10,6 oranında enerji verimi hesaplamışlardır (Arslan vd. 2006).

Mocanu vd. (2020), bu çalışmada düşük enerjili jeotermal kaynakları kullanarak güç elde edilmesini incelemiştir. Romanya'da bulunan 120°C'lik jeotermal sahada Kalina çevrim sistemi 34'ü (KCS-34) analiz ederek bazı sonuçlar elde etmiştir. İş akışkanı

olarak amonyak su karışımı kullanılmıştır. Sistemdeki maksimum verim amonyak konsantrasyon oranı %83 olduğunda elde edilmiştir. Sistem enerji verimliliğinin kış ayları için %57,86'ya kadar yaz aylarında ise %33,44'e kadar yükselebileceğini belirtmişlerdir (Mocanu vd, 2020).

2.2.2 Farklı Tasarımlarla Kalina Çevrimi ile İlgili Yapılan Çalışmalar

Li vd. (2016), çalışmalarında düşük sıcaklıklarda bulunan jeotermal sahaları için daha yüksek verimler elde edilen Kalina çevrimini kullanarak performans analizleri yapmışlardır. Bu çalışmada düşük sıcaklıkta bulunan jeotermal kaynağı için Kalina çevrimi sistemi-34'ün (KCS-34) tasarım dışı performans analiz hesaplarını yapmışlardır. Tasarım aşaması sonuçlarına göre sistemin net güç çıkışının maksimum 1573,5 kW'a kadar çıktığı ve buna denk gelen sistemin termal verimliliğinin %9,94 olduğunu ortaya çıkarmışlardır (Li vd. 2016).

Hossain vd. (2021), yaptıkları bu çalışmada Kalina çevrimi sistemi 34'e (KCS-34) entegreli iki yeni modifiye edilmiş güç üretim çevrimi önermişlerdir. Önerilen bu modellemelerin potansiyel faydalarını görmek için termodinamik analizler yapılmış ve sonuçlar elde edilmiştir. 58 bar'lık azaltılmış türbin giriş basıncı ve %80'lik amonyak konsantrasyon oranı ile X-modifikasyon çevriminin verimliliği %17'lik bir değere ulaşmıştır. Aynı zamanda 1015 kW'lık net bir güç çıktısının da elde edildiğini gözlemlemişlerdir (Hossain vd. 2021).

Arslan (2011), yapmış olduğu çalışmada Simav Jeotermal sahasında elektrik üretimi için Kalina çevrim sistemi-34'ü (KCS-34) kullanarak inceleme yapmıştır. Bu sistem karmaşık olduğu için Yapay Sinir Ağı (YSA) adlı sistem kullanılmıştır. Bu ağ optimum çalışma koşullarını belirlemek için kullanılmıştır. Bu ağda elde edilen en verimli algoritma Levenberg-Marguardt'dir (LM). Optimum çevrim tasarımı için jeotermal akışkanın buhar fraksiyonu yüzdesine bağlı olarak değişkenlik gösterdiği tespit edilmiştir. Bu nedenle santral kurulumundan önce karışım miktarını hassas bir şekilde belirlemek gerektiği ortaya koymuştur (Arslan 2011).

Prananto vd. (2018), çalışmalarında jeotermal santralde kullanılan sıvıdan ayrılan tuzlu su ile optimum bir Kalina çevrimi ile enerji üretmek istediler. Bu çevrim için Kalina çevrim sistemi 11'i (KCS-11) analiz etmişlerdir. Kullanılan bu sistemde elektrik üretirken tuzlu suyun kireçlenmesini önlediklerini tespit etmişlerdir. Santralin besleme suyu basıncı 3,2 MPa'dır. Bu basınca göre en yüksek elde edilen güce amonyak konsantrasyon oranı %86 olduğunda ulaştığını tespit etmişlerdir. Simülasyon incelemesi sonucunda, önerilen bu sistemin dip döngüsü kullanımı açısından uygulanabilir olduğunu ortaya çıkarmışlardır. Elde edilen verilere göre üretilen toplam gücün 1660,30 kW ve ortaya çıkan verimliliğin de %13,20 olduğunu tespit etmişlerdir (Prananto vd. 2018).

Victor vd. (2013), çalışmalarında Organik Rankine Çevrimi (ORC) ve Kalina çevrimi bileşimi için bir optimizasyon modeli geliştirilmişlerdir. Araştırmalarında ısı kaynağının 100 °C–250 °C arasında olduğunu değerlendirmişlerdir. Araştırmalarında saf bileşenli organik sıvıların karışık organik sıvılardan daha fazla enerji verimi olduğunu görmüşlerdir. Kalina çevriminin sonuçları da ele alındığında 250 °C'lik maksimum sıcaklık için amonyak-su karışımındaki minimum amonyak konsantrasyonunun oranı %73,8 olduğunu tespit etmişlerdir (Victor vd. 2013).

Rostamzadeh vd. (2019), çalışmalarında ORC ve Kalina çevrimi temelli iki yeni mikro-CCHP sistemini uyarlayarak ele almışlardır. Önerilen mikro-CCHP sistemlerinin uygulanabilirliğini göstermek için, bu sistemlerin performansının değerlendirmesi amacıyla en etkili araçlar olarak kapsamlı bir termodinamik modelleme yapılmıştır. Kalina çevrimi temelli mikro-CCHP sisteminin, ORC temelli mikro-CCHP sistemine kıyasla daha yüksek optimum termal verimliliğe sahip olduğu görülmüştür. Termal verimlilikler sırasıyla %76,54 ve %77,32 olarak elde edilmiştir. ORC ve Kalina çevrimi tabanlı mikro-CCHP sistemleri için yapılan analizlerde ekserji verimliliği sırasıyla %48,37 ve %31,2 olduğunu tespit etmişlerdir (Rostamzadeh vd. 2019).

Zheng vd. (2021), çalışmalarında düşük dereceli jeotermal enerjiyi kullanmak için yeni bir paralel çift basınçlı Kalina çevrimi sistemini analiz etmişlerdir. Paralel çift basınçlı Kalina çevrimi sistemi ile temel Kalina çevrimi sisteminin karşılaştırması yapılmış ve

aynı sınır değerlerinde inceleme yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre paralel çift basınçlı Kalina çevriminin net güç çıkışı 329,62 kW ve temel Kalina çevriminin maksimum net güç çıkışının 274,94 kW olduğu tespit edilmiştir. Buna karşılık gelen ekserji verimliliğinin ise %44,52 paralel çift basınçlı Kalina çevriminde, %33,39 temel Kalina çevriminde olduğunu tespit etmişlerdir (Zheng vd. 2021).

Wang ve Yu (2016), çalışmalarında kullanılan bileşime göre ayarlanabilir bir Kalina çevriminin çalışma şeklini simüle etmek için bir matematiksel model oluşturmuşlardır. Daha sonra bu çevrimin çeşitli iklim koşullarında performansını analiz etmek için sayısal bir program geliştirilmişlerdir. Elde edilen verilere göre kompozisyonu ayarlanabilir bir Kalina çevrimi, sabit karışım kompozisyonlu geleneksel bir Kalina çevrimden daha yüksek yıllık ortalama termal verimliliğe erişebileceğini tespit etmişlerdir (Wang ve Yu 2016).

Yari vd. (2015), bu çalışmalarında 120 °C sıcaklıktaki düşük dereceli bir ısı kaynağını dikkate almışlar ve TLC (Üçlü Güç Çevrimi), ORC, Kalina çevrimi arasındaki net güç çıktılarını analiz etmişlerdir. TLC'nin ORC ve Kalina çevrimine göre daha yüksek bir net güç çıkışına ulaştığını tespit etmişlerdir. Bununla beraber ürün maliyetlerinin de arttığını tespit etmişlerdir. ORC ve TLC için minimum maliyetli iş akışkanının n-bütan olduğu anlaşılmıştır (Yari vd. 2015).

Wang vd. (2017), bu çalışmada Kalina çevrimi için matematiksel bir model oluşturularak ısı kaynağı, kütle akış hızı, ısı kaynağı sıcaklığı ve soğutma suyu sıcaklığının değişimi ile çevrimin tasarım dışı performansı incelemişlerdir. Değiştirilen parametreler ile kayar basınç düzenleme yönteminin Kalina çevriminin iyi bir tasarım dışı performansla çalışmasını sağladığını göstermektedir. Kütle akış hızı, ısı kaynağı veya ısı kaynağı sıcaklığının artmasıyla birlikte hem net güç çıkışının arttığı hem de termal verimliliğin arttığı görülmektedir. Soğutma suyu sıcaklığının artması ile net güç çıkışı ve termal verimliliğin düştüğünü gözlemlemişlerdir (Wang vd. 2017).

Cao vd. (2018), bu çalışmalarında Kalina-Flash çevrimlerinin iki konfigürasyonu önermişler ve araştırma yapmışlardır. Matematiksel bir model tasarlayarak, bazı temel

parametrelerin termodinamik ve ekonomik performanslarını araştırılmışlardır. Elde edilen sonuçlara göre Kalina-Flash çevriminin ekserji verimliliği, Kalina çevriminden %0,86 daha yüksek çıktığı görülmüştür. Kalina-Flash çevrimi optimum koşullarda Kalina çevriminin tek başına elde ettiğinden daha yüksek bir ekserji verimliliğine sahip olduğunu keşfetmişlerdir (Cao vd. 2018).

Hai vd. (2023), çalışmalarında jeotermal tahrikli çift flaşlı bir çevrimden elde edilen atık ısıнын bir Kalina çevrimi ve bir termoelektrik jeneratör tarafından verimli bir şekilde geri kazanılabileceğini araştırmışlardır. Çift flaşlı çevriminden üretilen güç, hidrojen üretimi için kurulan bir elektroliz ünitesinde kullanılır. Daha sonra Kalina çevrimi tarafından üretilen elektrik, tatlı su üretmek için kurulan ters ozmoz sisteminde kullanılır. Sistemde kullanılan ürünlerinin ekserji verimliliği %35,58 ve birim maliyetlerinin de %9,512 olduğunu belirlemişlerdir (Hai vd. 2023).

Parvathy ve Varghese (2021), çalışmalarında basit Kalina çevriminde, çevrim verimliliğini artırmak için ve daha fazla güç elde etmek için türbin kademeleri arasında ayırma ve yeniden ısıtma için yeniden tasarlama önermişler ve analiz etmişlerdir. Simülasyon ve analiz sonuçlarına göre kademeler arasındaki ara basınç arttırıldıkça çevrim ısı girişi ve iş çıktısının arttığını gözlemlemişlerdir. Elde edilen maksimum verimlilik 35 barlık bir ara basınç ile mümkün olmakta ve %28,7 çıkmaktadır. Bu çalışma neticesinde önerilen çift türbin çevriminin basit bir Kalina çevrimine kıyasla verimliliğinin %4,04'e kadar yükselebildiğini tespit etmişlerdir (Parvathy ve Varghese 2021).

Zare ve Palideh (2018), yapmış oldukları bu çalışmada düşük dereceli jeotermal enerji kullanan Kalina çevrimi ile termoelektrik jeneratörlerin entegrasyonunu önerilmiş ve araştırılmışlardır. Bu sistemin Kalina çevrimine entegre edilmesi durumunda, net güç çıktısı, enerji verimliliği ve ekserji verimliliğinin %7,3 oranında arttığını gözlemlemişlerdir. Belirli bir amonyak konsantrasyonu için, sistemin net güç çıktısı, türbin giriş basıncının artırılması ile artacağı tespit edilmiştir (Zare ve Palideh 2018).

2.2.3 Atık Isı ve Düşük Isılı Kaynaklarla Tasarlanan Kalina Çevrimi ile İlgili Yapılan Çalışmalar

Kalan vd. (2021), çalışmalarında Kalina çevriminin düşük sıcaklıklardaki ısı kaynaklarından, atık ısıyı geri kazanma potansiyelinin yüksek olmasından dolayı, bu çalışmada yenilikçi bir CCP sistemi araştırılarak incelenmiştir. Yapılan incelemeler neticesinde optimum koşullar altında önerilen CCP sisteminin ekserji verimliliğinin %54,37 (%2,22 oranında iyileşme) ve toplam maliyet oranının 110,76 \$/saat (%8,16 oranında azalma) olduğunu ortaya koymuşlardır (Kalan vd. 2021).

Junior vd. (2019), bir çimento fabrikasının ön ısıtıcılarından elde edilen atık ısı geri kazanımı için bir Kalina çevrimi tasarlamışlardır. Tasarlanan bu Kalina çevriminde uygun amonyak konsantrasyonu ile net güçte bir artış görülmüştür. İncelemeler sonucunda termal verimliliğin %23,3 olduğu hesaplanmıştır (Junior vd. 2019).

Long vd. (2019), Kalina Çevrim Sistemi 11 (KCS-11) için gerçekleştirdikleri çalışmalarında; iç ve dış ekserji verimliliklerini, amonyak-su karışım oranının buharlaşma basıncı üzerindeki etkilerini ve bu parametrelerin düşük sıcaklıklı atık ısı kaynaklarının değerlendirilmesine olan katkılarını analiz etmişlerdir. Çalışmada, maksimum iç ve dış ekserji verimliliklerinin elde edildiği optimum buharlaşma basınçları belirlenmiştir. Ayrıca, iç ekserji verimliliğini artırmak için amonyak konsantrasyon oranının monoton biçimde artırılması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır (Long vd. 2019).

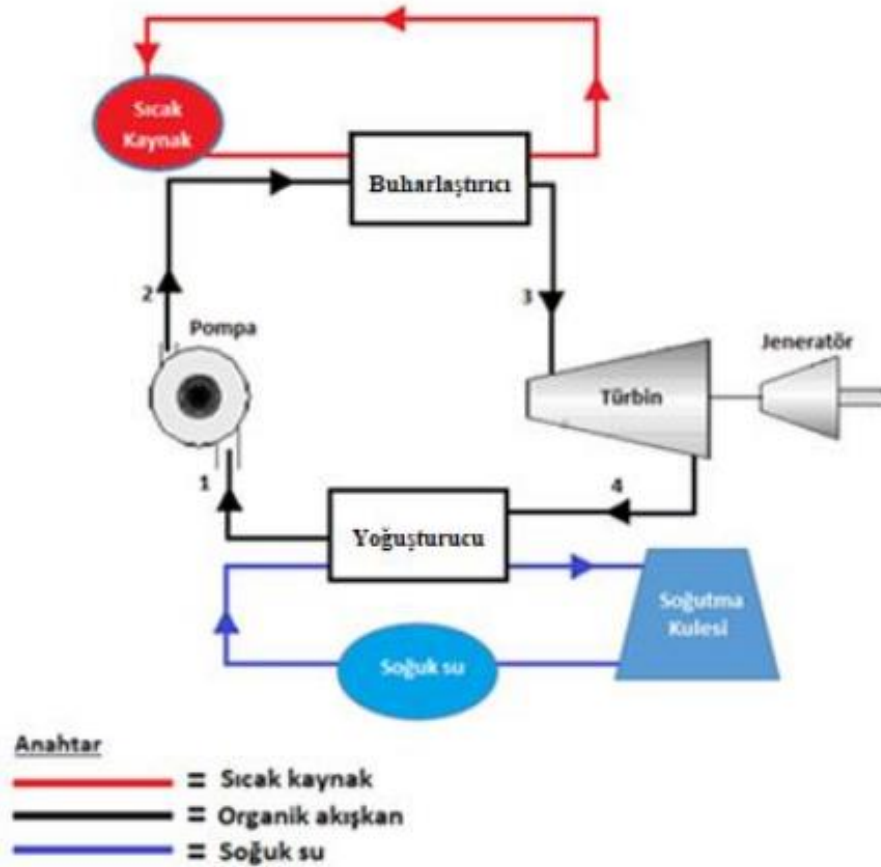
Koç ve Yağlı (2020), atık ısı kullanımı için tasarladıkları Kalina çevrimini incelemişlerdir. Kullanılan amonyak konsantrasyon oranı %86'dır. Mevcut durumda kullanılmadan atmosfere salınacak egzoz gazının atık ısıyla elde edilen net gücün 58 kW olduğunu görmüşlerdir. Yapılan analizler neticesinde Kalina çevriminin enerji verimliliğinin %12,1 ve ekserji verimliliğinin de %26,97 olduğunu gözlemlemişlerdir (Koç ve Yağlı 2020).

Deepak ve Gupta (2016), düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarını kullanarak elektrik enerjisi

üretmeyi ve süreci termodinamik açıdan analiz etmeyi amaçlamışlardır. Kullanılan ısı kaynağı sıcaklığının 100 °C ile 165 °C arasında olduğunu varsaymışlardır. Çevrim verimliliğindeki artışın türbin girişinde buhar karışımındaki amonyak konsantrasyon oranının yükseltilmesiyle %37'ye çıktığını tespit etmişlerdir (Deepak ve Gupta 2016).

2.3 Organik Rankine Çevrimi

Düşük ve orta sıcaklıkta bulunan jeotermal ısı kaynakları için ORC kullanılmaktadır. ORC çevrimleri 150 °C ve daha düşük sıcaklıklarda bulunan jeotermal ısı kaynaklarından elektrik enerjisi üretiminde kullanılırlar. ORC çevrimleri buharlı güç çevrimlerine göre daha az maliyetli ve doğal soğutucu akışkanların kullanıldığı bir çevrimdir. Bu çevrimlerde ısı kaynağı olarak jeotermal enerji, güneş enerjisi, biyokütle ve atık ısılar kullanılmaktadır (Yılmaz 2018). Jeotermal kaynaklı ORC çevriminin şematik gösterimi Şekil 2.4'te sunulmuştur.



Şekil 2.4 ORC şematik gösterimi (Ata 2022)

ORC çevrimi temelde 4 ana elemandan oluşmaktadır. Bunlar; buharlaştırıcı, türbin, yoğusturucu ve pompadır. Sistemin çalışma prensibi şu şekildedir: Jeotermal ısı kaynağı bir pompa vasıtasıyla buharlaştırıcıya gönderilir. Buharlaştırıcıda ısını ORC akışkanına aktarır ve buharlaştırıcıdan kaynağına geri döner. Buharlaştırıcıya giren çevrim iş akışkanı (2), jeotermal kaynaktan almış olduğu ısı ile doymuş buhar fazına (3) geçer. Doymuş buhar fazında ki iş akışkanı türbine gönderilir ve burada jeneratör vasıtasıyla elektrik enerjisi üretilir. Türbinde iş ürettikten sonra ayrılan akışkan (4), yoğusturucuya gönderilir. Üzerinde kalan ısıyı yoğusturucudaki akışkana vererek doymuş sıvı fazına (1) geçer. Yoğusturucuda soğutmayı sağlamak için soğutma suyu girer, iş akışkanının ısını aldıktan sonra yoğusturucudan çıkar. Sonra tekrar pompaya gelen iş akışkanı kapalı çevrim içinde dolaşımına devam eder ve ORC çevrimi tamamlanmış olur (Akkurt 2020; 731).

2.3.1 Organik Rankine Çevrimi ile İlgili Yapılan Çalışmalar

Rad vd. (2020), atık ısı kullanarak farklı çalışma sıvıları ile ORC sistemi aracılığıyla güç üretmeyi hedeflemişlerdir. Yapılan termodinamik analiz neticesinde 120 °C'lik bir ısı kaynağı sıcaklığı ile R245fa iş akışkanının 624 kPa maksimum basıncında en yüksek enerji ve ekserji verimliliğine ulaşıldığını tespit etmişlerdir. 150 °C ve 200 °C ısı kaynağı sıcaklıkları için maksimum verimin R152a ve R141b iş akışkanlarında olduğunu tespit etmişlerdir (Rad vd. 2020).

Roy vd. (2010), atık ısıdan elde edilen enerjiyi optimum şekilde kullanmayı hedeflemişler ve ORC sistemi üzerinde termodinamiğin birinci ve ikinci yasa verimlerini araştırmışlardır. Atık ısı kaynağının 140 °C sıcaklık ve 312 kg/s kütle akış hızına sahip olduğunu kabul etmişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre R123 iş akışkanının diğer akışkanlara göre maksimum iş çıkışına ve verimliliğe sahip olduğunu belirlemişlerdir. Elde edilen birinci yasa veriminin %25,30 ve ikinci yasa veriminin de %64,40 olduğunu gözlemlemişlerdir (Roy vd. 2010).

Şahin vd. (2018), çalışmalarında farklı akışkanlar seçerek ORC sisteminin ekserji ve enerji analizlerini karşılaştırmışlardır. Sistemde analiz etmek için R600a, R290 ve

R152a iş akışkanlarını kullanmışlardır. Yapılan analiz sonuçlarına göre en iyi performansı R290 akışkanı göstermiştir. Enerji veriminin %7,78 ekserji veriminde %41,05 olduğunu belirlemişlerdir (Şahin vd. 2018).

Cihan (2014), çeşitli atık ısı kaynakları ile çalışan ORC sistemi ile klasik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimini birleştirerek termodinamik analiz yapmıştır. Sistemde kullanılmak üzere iş akışkanı olarak R600, R600a ve R601 belirlenmiştir. Analiz sonuçlarına göre sistem için en uygun akışkanın R601 akışkanı olduğu belirlenmiştir (Cihan 2014).

Saksiwi vd. (2018), ORC sisteminde kullanılan iş akışkanlarını analiz etmişler ve en verimli akışkanı belirlemeyi hedeflemişlerdir. Bu kapsamda iş akışkanı olarak R245fa, R1233zd ve R141b akışkanlarını kullanarak performans değerlendirmesi yapmışlardır. Analiz sonucunda sistem için en uygun iş akışkanının R245fa olduğunu belirlemişlerdir (Saksiwi vd. 2018).

Wei vd. (2007), atık ısı kaynaklı ORC sisteminin termodinamik performans analizlerini yapmışlardır. Atık ısının ORC sistemine girişi ortalama 630 K civarındadır. ORC iş akışkanı olarak HCF-245fa kullanılmıştır. Analizler sonucunda atık ısı derecesinin artması sistem verimini de pozitif yönde etkilediği gözlemlenmiştir. Ortam sıcaklığında bir artış olması durumunda sistem net çıkış performansında normale göre %30 oranında azalma olduğu tespit edilmiştir (Wei vd. 2007).

Kaşka vd. (2018), ORC ve Brayton birleşik çevriminin termodinamik analizlerini yapmışlardır. Bu bileşik çevrimde iş akışkanı olarak R245fa kullanılmıştır. Yapılan analiz sonuçlarına göre Brayton çevrimindeki basınç artışı ORC sistemindeki net güç çıkışını arttırmıştır. Bunun nedeninin Brayton çevrimindeki basınç artışının ORC sisteminde kullanılan ısı kaynağı sıcaklığını artırması olduğunu tespit etmişlerdir. Brayton çevrimindeki ara soğutucudan atılan ısının ORC’de kullanılması ile ısı veriminin %0,2 ile %2,5 oranında yükseldiğini belirlemişlerdir (Kaşka vd. 2018).

Bademlioğlu vd. (2019), ısı eşanjörü destekli ORC sisteminin performans analizini

incelemişlerdir. İş akışkanları olarak R134a, R236fa, R245fa, R600a, R717 ve R718 belirlemişlerdir ve analizi 80°C ile 109°C atık ısı sıcaklıklarında yapmışlardır. ORC sisteminin en iyi şartlarda çalışması durumunda ısı verimin %15,26 en kötü şartlarda çalışması durumunda ise ısı verimin %8,61 olduğunu belirlemişlerdir (Bademlioğlu vd. 2019).

Shao vd. (2017), iş akışkanı olarak R123 kullanılarak ORC sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Yapılan analizler sonucunda soğutma suyu kütleli debisini 0,591 kg/sn'ye yükselttiklerinde sistemin maksimum termal verimliliği elde edildiğini gözlemlemişlerdir (Shao vd. 2017).

Wang vd. (2017), atık ısıları geri kazanarak ORC ve Kalina çevrimleri için termodinamik analiz yapmışlardır. ORC çevrimi için 80-160 °C sıcaklık aralığı için en yüksek gücün elde edildiği iş akışkanı R227ea olmuştur. Sıcaklık 160-200 °C aralığında olduğunda en yüksek gücü üreten akışkanın ise R245fa olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca atık ısı geri kazanım verimi en yüksek olan çevrimin Kalina çevrimi olduğunu görmüşlerdir (Wang vd. 2017).

Shokati vd. (2015), çift basınçlı (ısı taşıyan akışkanın iki farklı basınç seviyesinde buharlaşması) ORC, çift akışkanlı ORC ve Kalina çevrimini karşılaştırmışlar, hangi çevrimin daha verimli ve daha az maliyetli olduğunu değerlendirmişlerdir. İncelemeler neticesinde dikkate alınan çevrimler arasında çift basınçlı ORC'de üretilen elektrik gücünün maksimum değerine sahip olduğunu tespit etmişlerdir. Kalina çevriminde üretilen gücün birim maliyetinin minimum olduğu anlaşılmıştır (Shokati vd. 2015).

3. MATERYAL ve METOT

3.1 Kalina Çevrimi Tanıtımı

Kalina çevrimlerinin ilk çalışmaları 1980’li yıllara dayanmaktadır. ORC çevrimleri gibi düşük ve orta sıcaklıktaki atık kaynaklardan enerji kazanımı elde etmek üzerine tasarlanmışlardır. Kalina çevriminde iş akışkanı olarak düşük sıcaklıkta kızgın buhar fazına geçebilen amonyak-su karışımı kullanılmaktadır (Koç ve Yağlı 2020).

Kalina çevriminde kullanılan iş akışkanının en önemli özelliği değişken bir kaynama noktasına sahip olmasıdır. Aynı zamanda ucuz ve çevreye de zararsızdır (Koç ve Yağlı 2020).

Bu çalışmada tasarlanan Kalina çevrimi temelde buharlaştırıcı, seperatör, türbin, karışım odası, yüksek sıcaklıklı ısı değiştirici, düşük sıcaklıklı ısı değiştirici, yoğusturucu ve pompa olmak üzere toplamda 8 temel ana elemandan oluşmaktadır. Kalina çevrimi şu prensibe göre çalışmaktadır: jeotermal enerjiden elde edilen ısı, buharlaştırıcı vasıtasıyla enerjisini amonyak-su karışımına aktarmaktadır. Aldığı ısıyla birlikte doymuş buhar-sıvı fazına geçen amonyak-su karışımı seperatör yardımı ile iki farklı akışa ayrılmaktadır. Bu akışlardan biri konsantrasyonu yüksek olan amonyak buhar fazı diğeri ise konsantrasyonu düşük olan amonyak sıvı fazıdır. Seperatör den ayrılan kızgın buhar halindeki amonyak türbine gönderilerek güç elde etmektedir. Sıvı faz ise seperatör den çıkarak yüksek sıcaklıklı ısı değiştiriciye gitmektedir. Türbinde güç ürettikten sonra çıkan amonyak buharı karışım odasına gitmektedir. Karışım odasında birleşen akışkan düşük sıcaklıklı ısı değiştiriciden geçtikten sonra yoğusturucuya giderek üzerinde kalan ısıyı soğutucu akışkana aktarır ve doymuş sıvı fazına dönüşür. Daha sonra bu akışkan pompa vasıtasıyla sıkıştırılıp basıncı artırılarak düşük sıcaklıklı ısı değiştiriciye gönderilir. Buradan sonra akış yolu izleyip yüksek sıcaklıklı ısı değiştiriciye geçer. En son olarak akışkan tekrar buharlaştırıcıya gelir ve böylece çevrim tamamlanmış olur (Koç ve Yağlı 2020).

3.1.1 Kalina Çevriminde Amonyak-Su Karışımı Kullanımı

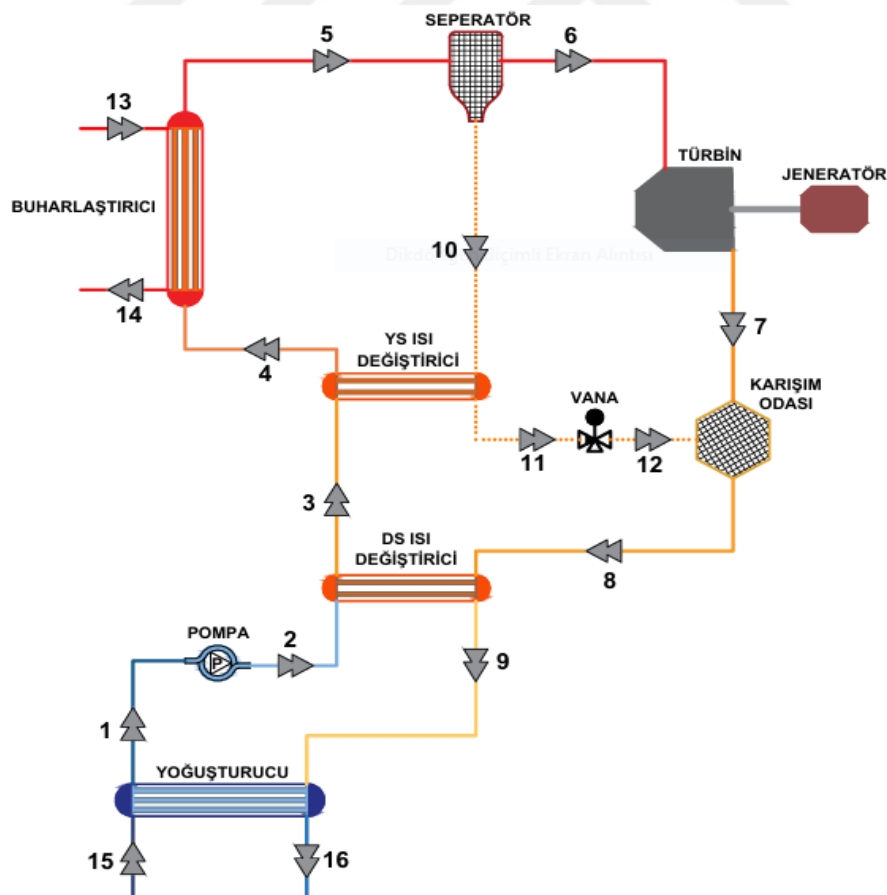
Kalina çevrimini diğer çevrimlerden ayıran en önemli özellik iş akışkanı olarak amonyak-su karışımı kullanılmasıdır. Amonyagin kaynama noktasının suyunkinden daha düşük olmasından dolayı amonyak-su karışımı değişken bir kaynama noktasına sahip olmaktadır. Geleneksel Rankine çevrimlerde kullanılan saf suyun yüksek kaynama noktası sıcaklığına sahip olmasından dolayı meydana gelen dezavantaj amonyak-su karışımı ile ortadan kalkmaktadır. Böylelikle düşük ve orta ısı kaynaklarında Kalina çevriminin avantajlı olduğu görülmüştür. Organik Rankine çevrimleri ile kıyaslandığında da oldukça avantajlı olduğu görülmüştür. Çünkü kullanılan iş akışkanı bakımından amonyak-suyun birçok avantajı vardır. Bu avantajlar;

- Doğaya oldukça zarar verebilecek organik akışkanlara göre doğada bulunan amonyagin çevreye zararının olmaması
- Amonyagin asidik kirlilikleri nötürleştirerek çevreye olacak zararlarını azaltması
- Organik akışkanlara kıyasla daha hızlı bulunabilir ve ucuz olması
- Amonyagin yanmaya ve patlamaya karşı oldukça risksiz olması ve güvenilir olması
- Amonyagin su ile karıştırıldıktan sonra başka bir akışkanmış gibi termofiziksel özelliklerinin değişmesi gibi özellikleri sıralanabilir (Koç ve Yağlı 2020).

Amonyak-su karışımı kullanılan Kalina çevrimlerinde, karışım oranının değiştirilmesi güç üretim kapasitesini doğrudan etkilemektedir. Yapılan çalışmalar, amonyak konsantrasyonunun belirli bir orana kadar artırılmasının çevrimin güç üretim kapasitesinde ve termal verimliliğinde artış sağladığını göstermektedir. Ancak bu artış, belirli bir noktadan sonra doygunluğa ulaşmakta ve daha yüksek konsantrasyonlar sistem verimliliği üzerinde olumsuz etkilere yol açabilmektedir. Optimum amonyak-su oranı, sistemin tasarımına ve kullanılan ısı kaynağının sıcaklık düzeyine bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Bu nedenle, Kalina çevrimi tasarımlarında çalışma akışkanının bileşimi, sistemin termodinamik sınırları ve hedeflenen performans değerleri göz önünde bulundurularak dikkatle seçilmelidir. Optimizasyon çalışmalarında, çevrimin maksimum verime ulaştığı noktadaki amonyak konsantrasyonu, karışım içerisindeki amonyak oranı üzerinden belirlenmekte ve bu

Her bir ekipman için yapılan işlemler kapalı sistemde ele alınmış ve işlem yapılmıştır. Her bir ekipman için ayrı ayrı yapılmıştır. Kalina sisteminin şematik tasarımı yapılmıştır. Kalina sisteminin şematik tasarımı yapılmıştır. Kalina sisteminin şematik tasarımı yapılmıştır. Kalina sisteminin şematik tasarımı yapılmıştır. Kalina sisteminin şematik tasarımı yapılmıştır.

Bu çevrimde bulunan her bir ekipman için yapılan işlemler kapalı sistem içinde kontrol hacmi ilkesine göre ele alınmış ve işlem yapılmıştır. Her bir ekipman için ayrı ayrı enerji hesaplamaları yapılmıştır. Kalina sisteminin şematik tasarımı Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Analiz bu tasarım şemasına göre yapılmıştır.



Şekil 3.1 AFJET için tasarlanan kalina çevrimi şematik gösterimi

Yoğuşturucu;

Sistemde bulunan bu eleman türbinde genişletilmiş iş akışkanını olan amonyak-su karışımını tekrar sistemde kullanmak için soğutma suyu ile üzerindeki ısıyı alarak doymuş sıvı haline getirir. Başka bir deyişle ısı değiştiricidir. İç kısımdan geçen amonyak-su karışımı dış kısımdan geçen su ile ısı alışverişi yaparak soğur ve yoğunlaşır.

Pompa;

Çevrimde kullanılan iş akışkanının basıncını artırarak bir sonraki sistem elamanına basınçlı bir şekilde ulaşmasını sağlar. Bu sayede çevrimin devamlılığı sağlanmış olur. Çevrimdeki konumu itibariyle yoğuşturucudan almış olduğu akışkanı basınçlandırarak düşük sıcaklıklı ısı değiştiriciye aktarır.

DS Isı Değiştirici;

Çevrimde iş üretecek akışkanın karışım odasını terk eden akışkan tarafından düşük sıcaklıkta ısıtıldığı ve ilk enerji kazanımının sağlandığı ekipmandır.

YS Isı Değiştirici;

DS ısı değiştiricide ısınan iş akışkanı YS ısı değiştiriciye gelir. Burada ayrıştırıcıdan ayrılan yüksek sıcaklıklı iş akışkanı tarafından ısıtılır ve buharlaştırıcıya gönderilir.

Buharlaştırıcı;

Kalina çevriminin temel ana ekipmanlarından birisidir. Çevrimde iş akışkanı olarak kullanılan amonyak-su karışımını, jeotermal enerji kaynağı ile sıvı fazdan kızgın buhar fazına geçiren ısı değiştiricisidir. İç kısımdan geçen iş akışkanı, dış kısımdan geçen jeotermal kaynak suyu ile ısı alışverişinde bulunarak ısınır ve kızgın buhar haline geçer.

Seperatör;

Çevrimdeki iş akışkanı buharlaşmasından sonra oluşan kızgın buhar ve sıvı fazı birbirinden mekanik olarak ayırmaya yarayan basınçlı bir kapalı kaptır. Ayırma işlemi sonucunda amonyakça zengin olan buhar fazı türbine iş üretmek için gönderilirken, su oranı yüksek olan sıvı faz ise ayrıştırıcıdan ayrılarak YS ısı değiştiricisine gönderilir.

Çevrim verimini doğrudan etkilediği için önemli bir sistem ekipmanıdır.

Türbin ve Jeneratör;

Ayrıştırıcıdan gelen amonyakça zengin kızgın buharın enerjisi ile mekanik bir dönme hareketi üreten ve bu hareketi de jeneratöre aktararak elektrik üretilmesini sağlayan bir ekipmandır.

Karışım Odası;

Çevrimde kullanılan iş akışkanının farklı sıcaklıkta ve bileşimlerde olan amonyak-su karışımını tek bir akışta birleştirmek için kullanılan çevrim ekipmanlarından birisidir.

Kısılma Vanası;

Sistemde basınç düşürme işlemi için kullanılır. Seperatörden ayrılan yüksek basınçlı sıvı fazdaki amonyak-su karışımını, karışım odasına girmeden önce basıncını düşürmeye ve çevrimin sürekliliğini sağlamaya yarayan sistem ekipmanıdır.

3.3 Matematiksel Denklemler

Kalina çevrimi hesaplamaları genel termodinamik denklemler kullanılarak yapılmıştır. Maliyet, tesisin kendini amorti süresi ve ne kadarlık bir gelir edildiği termoekonomik denklemlerle hesaplanmıştır.

Sürekli akışlı bir sistem için kütleli debi denklemi;

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

olarak sunulmuştur (Koç ve Yağlı 2020). Burada $\dot{m}_g$ giren kütleli debiyi, $\dot{m}_ç$ çıkan kütleli debiyi ifade etmektedir.

Enerji denkliği için kullanılan denklem;

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_ç h_ç - \sum \dot{m}_g h_g \quad (3.2)$$

olarak sunulmuştur (Koç ve Yağlı 2020). Burada $\dot{Q}$ ısıyı, $\dot{W}$ işi, h_c çıkan entalpiyi, h_g ise giren entalpiyi ifade etmektedir.

Ekserji denklemi;

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

olarak verilmiştir (Koç ve Yağlı 2020). Burada $\dot{E}_{x,g}$, $\dot{E}_{x;\zeta}$, $\dot{E}_{x;y}$ sırasıyla giren ekserji, çıkan ekserji ve yıkılan ekserjiyi ifade etmektedir.

İkinci kanun analizi için verilen ekserji akış denklemi;

$$\dot{E}_x = \dot{m} \cdot \varphi \quad (3.4)$$

olarak sunulmuştur (Koç ve Yağlı 2020).

Özgül ekserji denklemi;

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

olarak sunulmuştur (Koç ve Yağlı 2020). φ burada özgül ekserjiyi göstermektedir. h , s sırasıyla entalpi ve entropiyi, h_0 , s_0 sırasıyla referans değerdeki entalpi ve entropiyi, T_0 ise çevre sıcaklığını ifade etmektedir.

Tüm çevrimin enerji verim denklemi;

$$\eta_{\text{çevrim}} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_g} \quad (3.6)$$

olarak sunulmuştur (Koç ve Yağlı 2020). Enerji verimi, sistemden elde edilen net işin, çevrime giren toplam ısı enerjisine oranıdır. Burada $\dot{W}_{net}$ sistemdeki net işi, $\dot{Q}_g$ sisteme giren ısıyı, $\eta_{\text{çevrim}}$ ise enerji verimini ifade etmektedir.

Tüm çevrimin ekserji verim denklemi;

$$\varepsilon_k = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{E}_{x;g}} \quad (3.7)$$

olarak sunulmuştur (Koç ve Yağlı 2020). Burada $\dot{E}_{x;g}$ giren ekserji akışını, $\dot{W}_{net}$ net işi, ε_k ise ekserji verimini ifade etmektedir.

Türbin işi denklemi;

$$w_t = h_i - h_j \quad (3.8)$$

olarak verilmiştir. Türbinin izentropik verimi sistemin üreteceği işi direkt etkileyeceği için bu ifade önem arz etmektedir.

Türbinin izentropik verim denklemi;

$$\eta_{t,i} = \frac{h_i - h_j}{h_i - h_{j,2}} \quad (3.9)$$

olarak sunulmuştur. Verim; türbinin üretmiş olduğu işin, izentropik türbin işine oranlanması ile bulunur. Burada h_i iş akışkanının doymuş buhar halindeki entalpisini göstermektedir. $h_{j,2}$ türbin çıkışındaki iş akışkanının izentropik entalpisini olarak adlandırılmıştır. Bu akışkanın referans değerleri $P_{j,2}$ ve $s_{j,2}$ değerleridir. $\eta_{t,i}$ türbin üretici firması tarafından verilen türbin verim değeridir. Bu çalışmada ki hesaplamalarda türbinin ve pompanın izentropik verimleri %85 olarak dikkate alınmıştır.

Türbin gücü denklemi;

$$\dot{W}_t = \dot{m} \cdot w_t \quad (3.10)$$

olarak verilmiş olup, türbin işi ile akışkan kütleli debisinin çarpılmasıyla sonucu elde edilir.

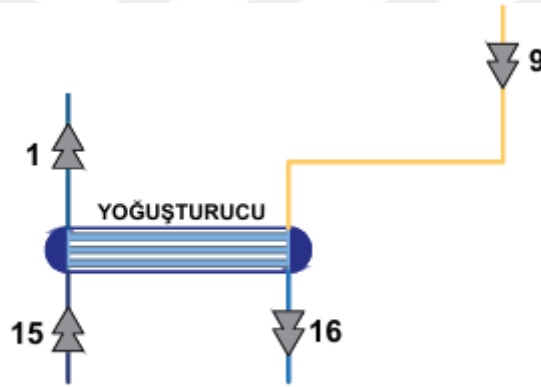
Jeneratörden elde edilen elektrik enerjisi denklemi;

$$\dot{W}_{gen} = \dot{W}_t \cdot \eta_{gen} \quad (3.11)$$

olarak sunulmuştur. Jeneratörden elde edilen elektrik enerjisi, jeneratör verimi ile türbin gücünün çarpımı ile elde edilir.

Her bir sistem ekipmanı için kütle, verim, güç, maliyet, enerji ve ekserji eşitlikleri sıra ile gösterilmektedir.

Yoğuşturucu şematik gösterimi Şekil 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.2 Yoğuşturucu şematik gösterimi

Yoğuşturucu da kullanılan enerji, ekserji ve maliyet denklemleri;

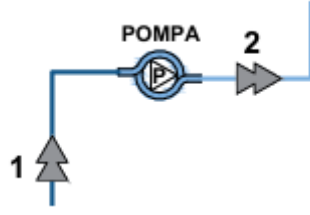
$$\dot{m}_9 \cdot (h_9 - h_1) = \dot{m}_{15} \cdot (h_{16} - h_{15}) \quad (3.12)$$

$$\dot{E}_{x9} + \dot{E}_{x15} = \dot{E}_{x1} + \dot{E}_{x16} + \dot{E}_{x\text{ yıkım,yoğ}} \quad (3.13)$$

$$\dot{C}_{15} + \dot{C}_9 + \dot{Z}_{toplaml,yoğ} = \dot{C}_1 + \dot{C}_{16} \quad (3.14)$$

olarak sunulmuştur (Cengel 2002), (Bejan vd. 1995).

Pompa şematik gösterimi Şekil 3.3’te verilmiştir.



Şekil 3.3 Pompa şematik gösterimi

Pompada kullanılan enerji, ekserji ve maliyet denklemleri;

$$\dot{W}_{pompa} = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.15)$$

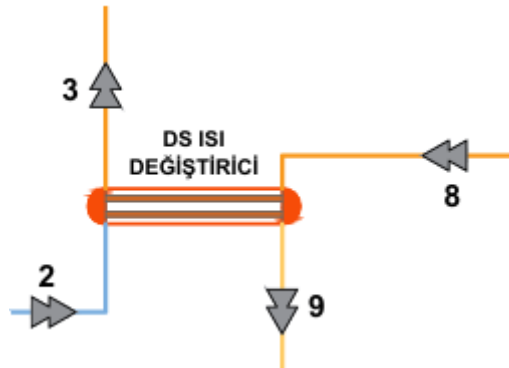
$$\eta_{izentropik,pompa} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.16)$$

$$\dot{W}_{pompa} + \dot{E}_1 = \dot{E}_2 + \dot{E}_{x,yıkım,pompa} \quad (3.17)$$

$$\dot{C}_1 + \dot{Z}_{toplaml,pomp} + \dot{W}_{pompa} \cdot c_{elekt} = \dot{C}_2 \quad (3.18)$$

olarak sunulmuştur (Cengel 2002), (Bejan vd. 1995).

DS Isı Değiştirici şematik gösterimi Şekil 3.4’de verilmiştir.



Şekil 3.4 DS ısı değiştirici şematik gösterimi

DS ısı değiştiricide kullanılan enerji, ekserji ve maliyet denklemleri;

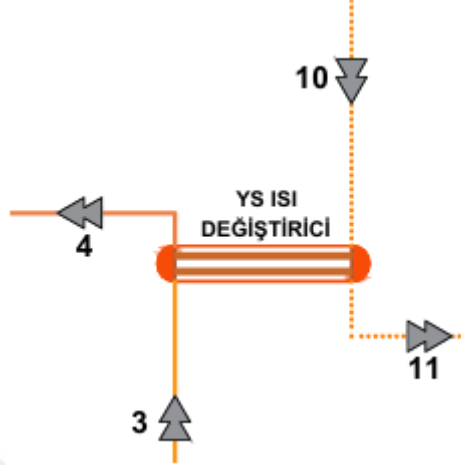
$$\dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_8 \cdot (h_8 - h_9) \quad (3.19)$$

$$\dot{E}_{xyıkım,DS} = \dot{E}_2 - \dot{E}_3 + \dot{E}_8 - \dot{E}_9 \quad (3.20)$$

$$\dot{C}_2 + \dot{C}_8 + \dot{Z}_{toplaml,DS} = \dot{C}_3 + \dot{C}_9 \quad (3.21)$$

olarak sunulmuştur (Cengel 2002), (Bejan vd. 1995).

YS Isı Değiştirici şematik gösterimi Şekil 3.5'te verilmiştir.



Şekil 3.5 YS ısı değiştirici şematik gösterimi

YS ısı değiştiricide kullanılan enerji, ekserji ve maliyet denklemleri;

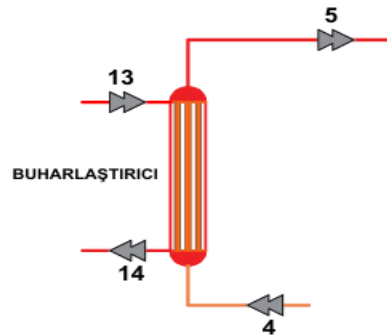
$$\dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_4) = \dot{m}_{11} \cdot (h_{11} - h_{10}) \quad (3.22)$$

$$\dot{E}_{xyıkım,YS} = \dot{E}_3 - \dot{E}_4 + \dot{E}_{10} - \dot{E}_{11} \quad (3.23)$$

$$\dot{C}_3 + \dot{C}_{10} + \dot{Z}_{toplaml,YS} = \dot{C}_4 + \dot{C}_{11} \quad (3.24)$$

olarak sunulmuştur (Cengel 2002), (Bejan vd. 1995).

Buharlaştırıcı şematik gösterimi Şekil 3.6'da verilmiştir.



Şekil 3.6 Buharlaştırıcı şematik gösterimi

Buharlaştırıcı da kullanılan enerji, ekserji ve maliyet denklemleri;

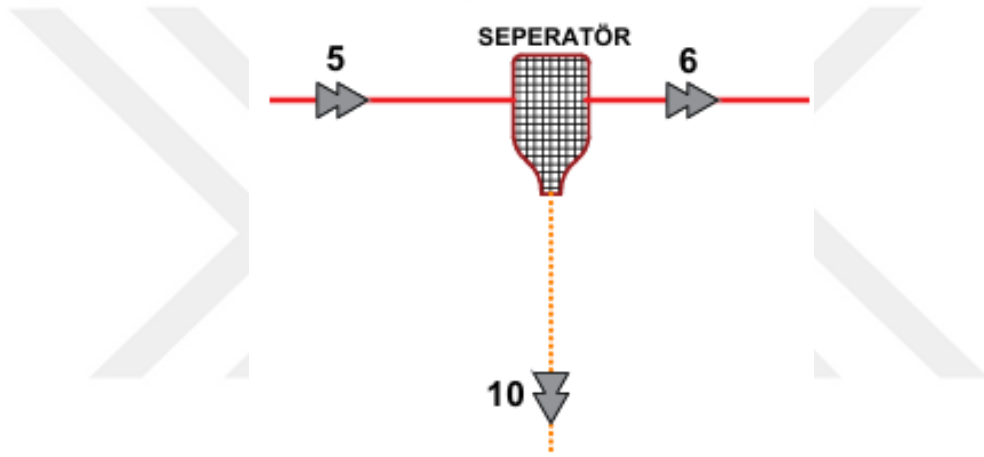
$$\dot{m}_4 \cdot (h_5 - h_4) = \dot{m}_{15} \cdot (h_{13} - h_{14}) \quad (3.25)$$

$$\dot{E}_4 + \dot{E}_{13} = \dot{E}_5 + \dot{E}_{14} + \dot{E}_{xyıkım,buh} \quad (3.26)$$

$$\dot{C}_4 + \dot{C}_{13} + \dot{Z}_{toplaml,buh} = \dot{C}_5 + \dot{C}_{14} \quad (3.27)$$

olarak sunulmuştur (Cengel 2002), (Bejan vd. 1995).

Seperatörün şematik gösterimi Şekil 3.7’de verilmiştir.



Şekil 3.7 Seperatör şematik gösterimi

Seperatör de kullanılan enerji, ekserji ve maliyet denklemleri;

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \quad (3.28)$$

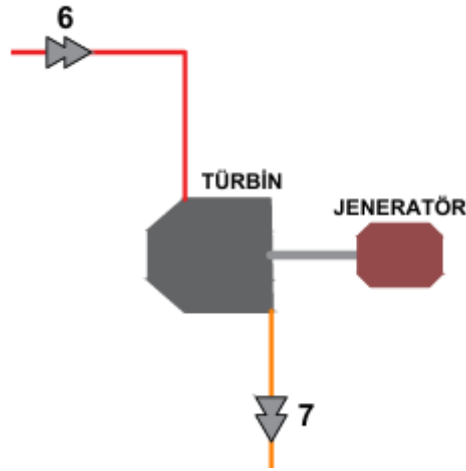
$$\dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_{10} \cdot h_{10} \quad (3.29)$$

$$\dot{E}_{xyıkım,sep} = \dot{E}_5 - \dot{E}_6 - \dot{E}_{10} \quad (3.30)$$

$$\dot{C}_5 + \dot{Z}_{toplaml,sep} = \dot{C}_6 + \dot{C}_{10} \quad (3.31)$$

olarak sunulmuştur (Cengel 2002), (Bejan vd. 1995).

Türbin ve Jeneratörün şematik gösterimi Şekil 3.8’de verilmiştir.



Şekil 3.8 Türbin ve jeneratör şematik gösterimi

Türbin de kullanılan enerji, ekserji ve maliyet denklemleri;

$$\dot{W}_{t\ddot{u}r} = \dot{m}_6 \cdot (h_6 - h_7) \quad (3.32)$$

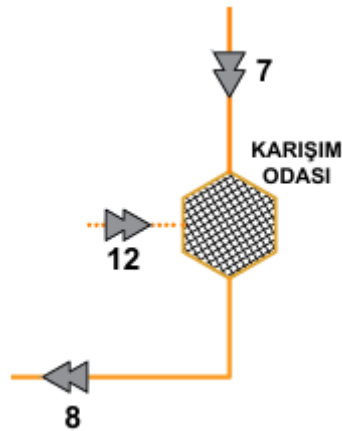
$$\eta_{izentropik,t\ddot{u}r} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}} \quad (3.33)$$

$$\dot{E}_{xyıkım,t\ddot{u}r} = \dot{E}_6 - \dot{E}_7 - \dot{W}_{t\ddot{u}r} \quad (3.34)$$

$$\dot{C}_6 + \dot{Z}_{toplaml,t\ddot{u}r} = \dot{C}_7 + W_{t\ddot{u}r} \cdot c_{elekt} \quad (3.35)$$

olarak sunulmuştur (Cengel 2002), (Bejan vd. 1995).

Karışım odası şematik gösterimi Şekil 3.9’da verilmiştir.



Şekil 3.9 Karışım odası şematik gösterimi

Karışım odasının da kullanılan enerji, ekserji ve maliyet denklemleri;

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{12} \quad (3.36)$$

$$\dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_{12} \cdot h_{12} \quad (3.37)$$

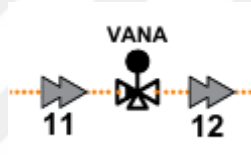
$$\dot{m}_8 \cdot X_8 = \dot{m}_7 \cdot X_7 + \dot{m}_{12} \cdot X_{12} \quad (3.38)$$

$$\dot{E}_{xyıkım,kar} = \dot{E}_7 + \dot{E}_{12} - \dot{E}_8 \quad (3.39)$$

$$\dot{C}_7 + \dot{C}_{12} + \dot{Z}_{toplaml,kar} = \dot{C}_8 \quad (3.40)$$

olarak sunulmuştur (Cengel 2002), (Bejan vd. 1995).

Kısılma vanası şematik gösterimi Şekil 3.10'da verilmiştir.



Şekil 3.10 Kısılma vanası şematik gösterimi

Kısılma vanasında kullanılan enerji, ekserji ve maliyet denklemleri;

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (3.41)$$

$$h_{11} = h_{12} \quad (3.42)$$

$$\dot{E}_{xyıkım,vana} = \dot{E}_{11} - \dot{E}_{12} \quad (3.43)$$

$$\dot{C}_{11} + \dot{Z}_{toplaml,vana} = \dot{C}_{12} \quad (3.44)$$

olarak sunulmuştur (Cengel 2002), (Bejan vd. 1995). Çalışma kapsamında gerçekleştirilen tüm hesaplamalar ile parametrik optimizasyon analizleri EES yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

EES, binlerce birleştirilmiş doğrusal olmayan cebirsel ve diferansiyel denklemi sayısal olarak çözebilen, genel amaçlı bir denklem çözüm programıdır. Program, diferansiyel ve integral denklemlerin çözümü, optimizasyon, belirsizlik analizi, birim dönüşümleri,

birim tutarlılığı kontrolü ve grafik oluşturma gibi çeşitli mühendislik uygulamaları için kullanılabilir. EES'nin en önemli özelliklerinden biri, yüzlerce akışkana ait yüksek doğruluklu termodinamik veri tabanına sahip olmasıdır. Bu özellik, programın denklem çözüm kapasitesi ile entegre çalışmasına olanak sağlamaktadır. EES, özellikle ısı transferi, akışkanlar mekaniği, termodinamik ve enerji sistemleri gibi mühendislik alanlarında karşılaşılan problemlerin çözümünde kullanıcı dostu ara yüzüyle etkin bir şekilde kullanılmaktadır. Geniş kapsamlı akışkan kütüphanesi sayesinde, amonyak-su gibi ikili karışımların termodinamik özellikleri de yüksek hassasiyetle değerlendirilebilmektedir (İnt. Kyn. 5).

3.4 Termo-ekonomi

Termoekonomi, enerji sistemlerinin performans analizinde hem termodinamik hem de ekonomik değerlendirmeleri bütüncül bir yaklaşımla ele alan disiplinler arası bir yöntemdir. Bu yaklaşım, enerji dönüşüm süreçlerini yalnızca enerji ve ekserji verimliliği açısından değil, aynı zamanda ekonomik sürdürülebilirlik bağlamında da incelemeyi amaçlamaktadır. Termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarına dayalı olarak gerçekleştirilen enerji ve ekserji analizleri, sistemin fiziksel etkinliğini ortaya koyarken; ekonomik analizler, sistem bileşenlerine ait yatırım, işletme, bakım ve enerji üretim maliyetlerinin hesaplanmasına olanak tanır. Termoekonomik analiz, bu iki yaklaşımı birleştirerek enerji sistemlerinde meydana gelen kayıpların ve verimsizliklerin ekonomik karşılıklarını ortaya koyar. Bu sayede yalnızca teknik performans değil, aynı zamanda ekonomik etkinlik de kapsamlı biçimde değerlendirilmiş olmaktadır. Enerji dönüşüm sistemlerinin ilk yatırım maliyetleri, işletme giderleri, bakım-onarım harcamaları, ömür döngüsü maliyetleri ve birim enerji üretim maliyeti gibi parametreler termoekonomik analiz kapsamında bütüncül olarak ele alınır. Termoekonomik yöntemler aynı zamanda sistemin optimizasyonuna katkı sağlayarak, birim elektrik üretim maliyetini azaltmak, geri ödeme süresini kısaltmak ve kaynakların daha verimli kullanılmasını sağlamak gibi hedeflere ulaşılmasına yardımcı olur. Bu yönüyle termoekonomi, enerji mühendisliği uygulamalarında hem tasarım hem de karar alma süreçlerinde önemli ve stratejik bir analiz aracı olarak değerlendirilmektedir (Bejan vd. 1995). Ekonomik hesaplamalara ilişkin kullanılan temel denklemler, aşağıda sıralı şekilde sunulmuştur.

Maliyet geri kazanım denklemi;

$$CRF = \frac{i.(i+1)^n}{(i+1)^n - 1} \quad (3.45)$$

olarak verilmiştir (Bejan vd. 1995). Burada i yıllık faiz oranını, n ise periyot oranını yani ekonomik ömrü ifade etmektedir. Bu çalışmada yapılan termoekonomik değerlendirmelerde, yıllık faiz oranı $i = \%10$ ve santralin ekonomik ömrü $n = 20$ yıl olarak kabul edilmiştir.

Birim elektrik üretim maliyeti;

$$C_{birim\ elektrik} = \frac{CRF Z_{maliyet} + \emptyset}{W_{net} n} \quad (3.46)$$

olarak verilmiştir (Sayyaadi vd. 2020). Burada $Z_{maliyet}$ sistemde kullanılan ekipmanların toplam maliyetini, $\emptyset$ bakım faktörünü, n ise tesisin yıllık çalışma saatini ifade etmektedir. Yapılan hesaplamalarda bakım faktörü 1,06, n ise 7200 saat olarak dikkate alınmıştır.

Ekserji bazlı maliyet denklemi;

$$\dot{C}_i = \dot{E}x_i \cdot c_i \quad (3.47)$$

olarak verilmiştir (Bejan vd. 1995). $\dot{E}x_i$ ekserji akış oranını, c_i ise ekserji başına birim maliyeti ifade etmektedir.

Maliyet denge denklemi;

$$\dot{C}_{i,giren} + \dot{Z}_{toplaml,k} = \dot{C}_{i,çıkan} \quad (3.48)$$

olarak sunulmuştur (Bejan vd. 1995). Burada $\dot{C}_{i,giren}$ tüm giren akışkanların maliyet oranlarının toplamını, $\dot{C}_{i,çıkan}$ tüm çıkan akışkanların maliyet oranlarının toplamını,

$\dot{Z}_{toplaml,k}$ ise k ekipmanının toplam yıllık maliyet oranını göstermektedir.

Sistem bileşenlerine ait başlangıç yatırım maliyetleri, her bir bileşenin fiziksel boyutlarına (örneğin; ısı değiştirici alanı, türbin gücü vb.) bağlı olarak belirlenmektedir. Bu kapsamda kullanılan maliyet tahmin denklemleri aşağıda sıralı şekilde sunulmuştur.

Pompa için ilk yatırım maliyeti denklemi;

$$\dot{Z}_{yatirim,pompa} = 1120(w_{pompa})^{0.8} \quad (3.49)$$

olarak sunulmuştur (Özahi ve Tozlu 2020). w_{pompa} pompa gücünü ifade etmektedir. Bu çalışmada, pompa bileşenine ait başlangıç yatırım maliyeti 85000 \$ olarak kabul edilmiştir.

Türbin için ilk yatırım maliyeti denklemi;

$$\dot{Z}_{yatirim,turbin} = 4405(w_{turbin})^{0.7} \quad (3.50)$$

olarak sunulmuştur (Mahmoudi vd. 2016). w_{turbin} türbin gücünü ifade etmektedir. Türbin bileşenine ait başlangıç yatırım maliyeti 1589259 \$ olarak hesaplanmıştır.

Yoğuşturucu için ilk yatırım maliyeti denklemi;

$$\dot{Z}_{yatirim,yogusturucu} = 2681(A_{yogusturucu})^{0.59} \quad (3.51)$$

olarak sunulmuştur (Mosaffa vd. 2017). $A_{yogusturucu}$ yoğuşturucu ısı transfer alanını ifade etmektedir. Buradaki yoğuşturucunun ısı transfer katsayısı 0,25 kW/m²°C olduğu varsayılmıştır (Kakaç vd. 2002). Yoğuşturucu bileşenine ait başlangıç yatırım maliyeti 656652 \$ olarak hesaplanmıştır.

Buharlaştırıcı için ilk yatırım maliyeti denklemi;

$$\dot{Z}_{yatırım,buharlaştırıcı} = 2681(A_{buharlaştırıcı})^{0.59} \quad (3.52)$$

olarak sunulmuştur (Mosaffa vd. 2017). $A_{buharlaştırıcı}$ buharlaştırıcı ısı transfer alanını ifade etmektedir. Buradaki buharlaştırıcının ısı transfer katsayısı 0,25 kW/m²°C olduğu varsayılmıştır (Kakaç vd. 2002). Buharlaştırıcı bileşenine ait başlangıç yatırım maliyeti 1069445 \$ olarak hesaplanmıştır.

DS sıcaklıklı ısı değiştirici için ilk yatırım maliyeti denklemi;

$$\dot{Z}_{yatırım,DS} = 2681(A_{DS})^{0.59} \quad (3.53)$$

olarak sunulmuştur (Mosaffa vd. 2017). A_{DS} DS sıcaklıklı ısı değiştirici bileşeni sistemdeki ısı transfer yüzey alanını temsil etmektedir. İlgili bileşen için ısı transfer katsayısı literatüre dayalı olarak 0,5 kW/m²°C olarak varsayılmıştır (Kakaç vd. 2002). Söz konusu bileşenin başlangıç yatırım maliyeti ise 58148 \$ olarak hesaplanmıştır.

YS sıcaklıklı ısı değiştirici için ilk yatırım maliyeti denklemi;

$$\dot{Z}_{yatırım,YS} = 2681(A_{YS})^{0.59} \quad (3.54)$$

olarak sunulmuştur (Mosaffa vd. 2017). A_{YS} YS sıcaklıklı ısı değiştirici bileşeni sistemdeki ısı transfer yüzey alanını temsil etmektedir. İlgili bileşen için ısı transfer katsayısı literatüre dayalı olarak 0,5 kW/m²°C olarak varsayılmıştır (Kakaç vd. 2002). Söz konusu bileşenin başlangıç yatırım maliyeti ise 161931 \$ olarak hesaplanmıştır. Sistemde kullanılan diğer ekipmanlara ilişkin maliyetler ise, kısılma vanası için 5000 \$, karışım odası için 50000 \$ ve ayrıştırıcı için 50000 \$ olarak dikkate alınmıştır. Bu değerler, sistemin toplam yatırım maliyetinin hesaplanmasında temel alınan sabit ekipman maliyetleri kapsamında değerlendirilmiştir. Ayrıştırıcı, karışım odası ve kısılma vanasına ait ilk yatırım maliyetleri, kısa bir ön çalışma kapsamında santral yetkilileriyle yapılan bilgi alışverişi sonucunda belirlenmiştir.

Bu çalışmada, jeotermal kaynakların ekonomik analizinde kullanılmak üzere gerekli

olan birim girdi maliyeti, literatürde yer alan çalışmalar incelenerek belirlenmiştir. Özellikle Yılmaz (2020) tarafından yapılan araştırmada, jeotermal akışkanın birim enerji başına girdi maliyeti $1,372 \times 10^{-9}$ \$/J olarak ifade edilmiştir. Bu değer, 2020 yılı ekonomik koşullarına göre hesaplanmış olup, söz konusu çalışmada jeotermal enerji sistemlerinin maliyet temelli değerlendirmesinde referans alınmıştır. Mevcut çalışmada ise, bu birim maliyetin zaman içerisindeki ekonomik değişkenliklerden etkilenebileceği dikkate alınarak güncellenmesi yoluna gidilmiştir. Bu amaçla, Türkiye'deki enflasyonist eğilimler ve enerji sektöründeki yıllık maliyet artışları göz önünde bulundurularak, %10 oranında yıllık artış varsayılmıştır. Böylece, 2020 yılından itibaren geçen süre zarfında bu artış kümülatif olarak uygulanmış ve güncellenmiş birim girdi maliyeti $2,21 \times 10^{-9}$ \$/J olarak hesaplanmıştır. Elde edilen bu güncel değer, çalışma kapsamında gerçekleştirilen termoekonomik analizlerde jeotermal kaynağın maliyetini temsil eden temel girdi parametresi olarak kullanılmıştır. Bu yaklaşım hem literatüre dayalı hem de ekonomik gerçekliklerle uyumlu bir değerlendirme yapılmasına olanak sağlamıştır (Yılmaz 2020).

4. BULGULAR

4.1 Termodinamik Analiz

Termodinamik analiz, enerji dönüşüm süreçlerini birinci ve ikinci yasa çerçevesinde inceleyerek sistemin enerji ve ekserji bazında etkinliğini ortaya koymayı amaçlayan temel bir mühendislik yaklaşımıdır. Birinci yasa, sistemin giriş ve çıkışlarındaki enerji değişimlerini dengeleyerek net enerji verimliliğini belirlerken; ikinci yasa ise sistemdeki entropi üretimini dikkate alarak enerji kullanım kalitesini, yani ekserji verimliliğini değerlendirmeye olanak sağlar. Bu analiz sayesinde, sistem bileşenlerinde meydana gelen enerji ve ekserji kayıpları belirlenerek, çevrimin hangi noktalarında iyileştirme yapılabileceği tespit edilebilmektedir. Dolayısıyla termodinamik analiz, enerji sistemlerinin performans değerlendirmesi, karşılaştırılması ve optimizasyonu açısından vazgeçilmez bir araç olarak kabul edilmektedir (Bejan 2013).

Bu çalışmada, Afyon ilinde faaliyet gösteren Afjet Jeotermal Enerji Tesisi referans alınarak bir Kalina çevrimi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Mevcut durumda kullanılan jeotermal kaynak özellikleri temel alınarak, düşük sıcaklıklı kaynaklardan daha yüksek verimle enerji üretimini amaçlayan Kalina çevrimi sistemi modellenmiştir. Kalina çevrimi, çalışma akışkanı olarak amonyak-su ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) karışımını kullanan ve özellikle atık ısı geri kazanımı uygulamalarında tercih edilen ileri düzey bir termodinamik çevrimdir.

Çevrim tasarımı kapsamında belirli kontrol hacimleri ve sistem parametreleri doğrultusunda analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerde kullanılan başlıca sistem verileri aşağıda verilmiştir (Moran 2010):

- Amonyak-su karışımının kütleli debisi: 36 kg/s
- Jeotermal kaynak akışkanının kütleli debisi: 150 kg/s
- İş akışkanının sıvı faz giriş basıncı: 4000 kPa
- Jeotermal kaynak sıcaklığı: 110 °C (383,15 K)
- İş akışkanı amonyak oranı: $x = 0,90$
- Çevresel koşullar: 25 °C sıcaklık ve 100 kPa atmosfer basıncı

olarak belirlenmiştir. Bu değerler temel alınarak Kalina çevriminin enerji verimi, ekserji verimi ve net elektrik üretimi gibi performans kriterleri değerlendirilmiştir. Gerçekleştirilen termodinamik analiz sonucunda elde edilen bulgular Çizelge 4.1’de detaylı bir şekilde sunulmuştur.

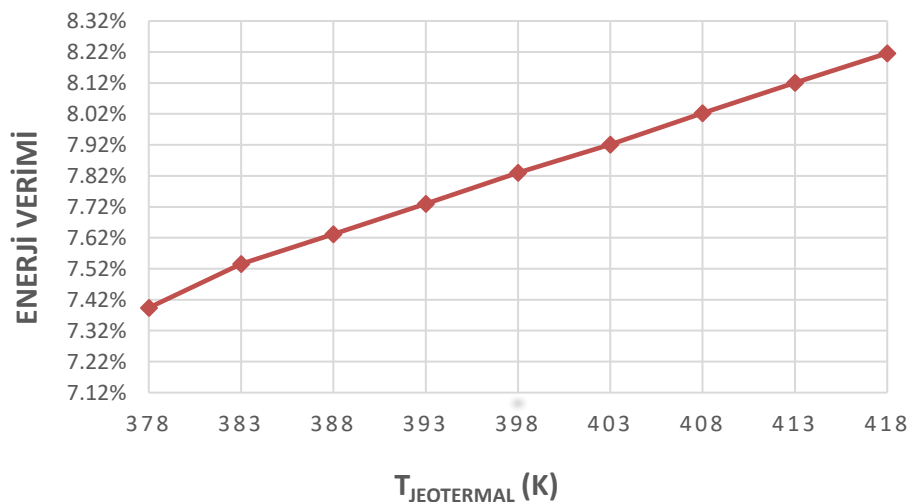
Çizelge 4.1 Kontrol hacimleri arasındaki durumların termodinamik değerleri

Durum	Akışkan	Hal	x Karışım Oranı	T Sıcaklık (K)	P Basınç (kPa)	Kütle Debisi (kg/s)	h Entalpi (kJ/kg)	s Entropi (kJ/kg.K)
1	NH ₃ H ₂ O	Sıvı	0,90	307,4	1200	36	88,8	0,538
2	NH ₃ H ₂ O	Sıvı	0,90	308,4	4000	36	94,7	0,543
3	NH ₃ H ₂ O	Sıvı	0,90	310,9	4000	36	107,2	0,583
4	NH ₃ H ₂ O	Sıvı	0,90	325,8	4000	36	179,7	0,811
5	NH ₃ H ₂ O	Sıvı- Gaz	0,90	374,8	4000	36	1058,7	3,269
6	NH ₃ H ₂ O	Gaz	0,991	374,6	4000	25,5	1377,9	4,062
7	NH ₃ H ₂ O	Gaz	0,991	307,8	1200	25,5	1209,6	4,017
8	NH ₃ H ₂ O	Sıvı- Gaz	0,90	317,0	1200	36	867,3	3,038
9	NH ₃ H ₂ O	Sıvı- Gaz	0,90	316,5	1200	36	854,8	2,999
10	NH ₃ H ₂ O	Sıvı	0,678	374,8	4000	10,5	284,1	1,346
11	NH ₃ H ₂ O	Sıvı	0,678	324,3	4000	10,5	35,4	0,633
12	NH ₃ H ₂ O	Sıvı	0,678	321,1	1200	10,5	35,4	0,645
13	Jeo. Su	Sıvı	-	383,2	142,7	150	461,4	1,419
14	Jeo. Su	Sıvı	-	332,9	100	150	250,5	0,829
15	Su	Sıvı	-	298,2	200	942,4	105	0,367
16	Su	Sıvı	-	305,2	200	942,4	134,3	0,464

4.1.1 Değişken Jeotermal Kaynak Sıcaklığı ile Elde Edilen Termodinamik Veriler

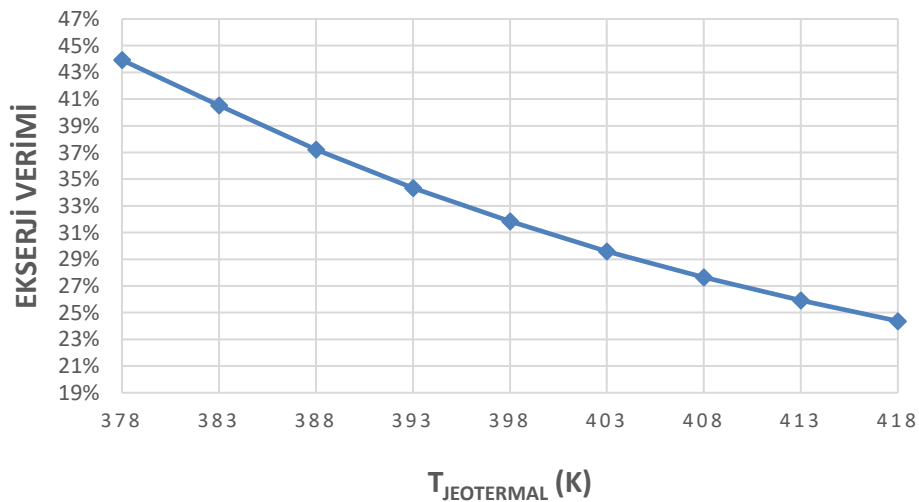
Sistem parametrelerindeki değişimlerin sonuçlar üzerindeki etkisinin incelenmesi büyük önem taşımaktadır. Jeotermal kaynaklarda yer yer zamana bağlı sıcaklık dalgalanmaları gözlenmektedir. Tasarlanan bu sistem özelinde de jeotermal kaynak sıcaklığının sistem verimliliklerini nasıl etkilediğinin analiz edilmesi gereklidir. Jeotermal su sıcaklığının değişken olduğu bu tasarımda, amonyak-su karışımının kütleli debisi 30 kg/s, iş akışkanının sıvı faz giriş basıncı 3000 kPa ve iş akışkanının amonyak konsantrasyon oranı $x = 0,98$ olarak sabit kabul edilmiştir. Jeotermal su sıcaklığındaki değişimin enerji verimini nasıl değiştirdiği hesaplanmış ve grafik üzerinde gösterilmiştir. Şekil 4.1’de, jeotermal kaynak sıcaklığının enerji verimi üzerindeki etkisi görülmektedir. Grafik incelendiğinde, jeotermal sıcaklığın artışı ile birlikte enerji veriminde sürekli ve düzenli bir artışın meydana geldiği açıkça görülmektedir. 378 K sıcaklıkta yaklaşık %7,41 olan enerji verimi, 418 K sıcaklıkta %8,22 değerine yükselmiştir. Bu durum, jeotermal kaynak sıcaklığının artışının sisteme giren ısıнын hem miktarını hem de kalitesini artırdığını ve enerji verimliliğini arttırıcı bir etki yaptığını ortaya koymaktadır.

Jeotermal sıcaklık arttıkça, buharlaştırıcıya giren ısı enerjisi miktarıda artmakta; bunun yanında amonyak su karışımı daha yüksek sıcaklıkta buhar oluşturmaktadır. Buharlaştan kütle miktarı ve sıcaklık arttığı için türbinden elde edilen net iş artmakta, sıcaklığın artmasına paralel olarak iş üretme kapasitesi de artarak enerji verimi de artmaktadır.



Şekil 4.1 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen enerji verimi 1 ($x=0,98$, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s)

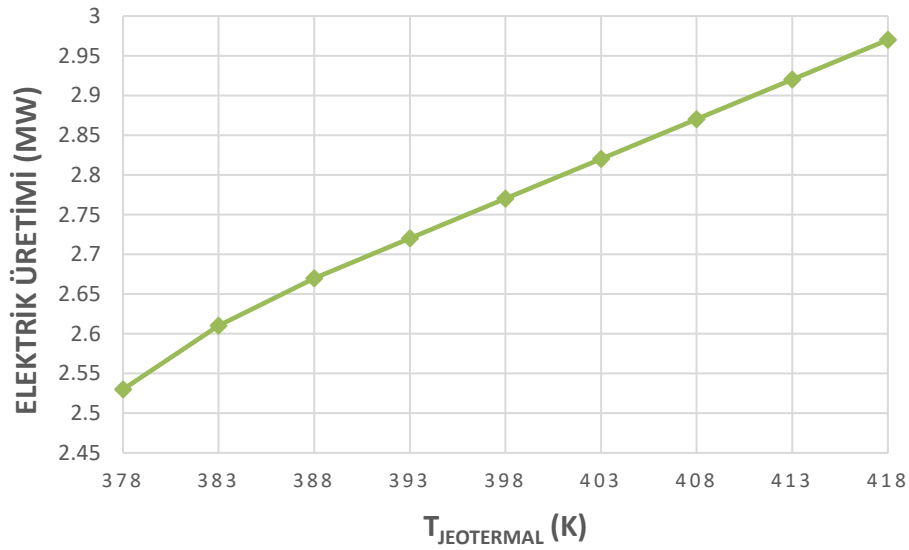
Bir önceki grafiğe benzer şekilde değişken jeotermal su sıcaklığı ile ekserji veriminin nasıl değiştiği de incelenmiştir. Ekserji veriminin ise jeotermal su sıcaklığı ile ters orantılı olarak değiştiği görülmüştür. Sistemde kullanılan jeotermal kaynağın sıcaklığı arttıkça ekserji veriminde düşüş gözlenmektedir. Ekserji veriminde ki düşüşün başlıca bazı nedenleri vardır. Bu durum termodinamiğin ikinci kanunu ile açıklanabilmektedir. Bu düşüşün başlıca nedenlerinden biri, ısı değiştiricilerdeki sıcaklık uyumunun bozulmasıdır. Jeotermal kaynak ile çalışma akışkanı arasındaki sıcaklık farkının artması, sistemdeki tersinmezliklerin büyümesine ve dolayısıyla entropi üretiminin artmasına yol açar. Özellikle çevresel sıcaklığın sabit olduğu varsayımında, kaynak sıcaklığı arttıkça akışkanla kaynak arasındaki ısı transferi azalmakta ve bu durum sistemin toplam ekserji verimini olumsuz etkilemektedir. Ayrıca, ekserji girişine kıyasla iş çıkışının oransal olarak azalması da önemli bir etkidir. Her ne kadar yüksek sıcaklıklı kaynaklar daha yüksek ekserji içeriğine sahip olsa da çevrimin yapısal ve tasarımsal sınırlamaları (örneğin türbin verimi, ısı değiştirici yüzey alanı ve pompa kapasitesi gibi) bu potansiyelin tamamının işe çevrilmesini engellemektedir. Son olarak, çevrimde kullanılan amonyak-su karışımının termofiziksel özellikleri de ekserji verimini etkileyen unsurlar arasındadır. Kalina çevriminde buharlaşma ve yoğunlaşma süreçleri sırasında amonyak-su karışımının sıcaklık-eşik uyumu her sıcaklık düzeyinde ideal seviyede gerçekleşmeyebilir. Bu durum, çevrimdeki termodinamik uyumsuzluğu artırarak ekserji kayıplarının büyümesine ve verimin düşmesine neden olmaktadır. Jeotermal su sıcaklığının artışıyla ekserji verimindeki düşüş Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen ekserji verimi 1 ($x=0,98$, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s)

Şekil 4.3'te jeotermal kaynak sıcaklığının elektrik üretimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Grafikten de görüleceği üzere, jeotermal sıcaklığın artması ile birlikte elektrik üretiminde sürekli ve belirgin bir artış meydana gelmiştir. 378 K sıcaklıkta yaklaşık 2,53 MW olan elektrik üretimi, sıcaklığın 418 K'ye çıkarılmasıyla 2,97 MW seviyesine ulaşmıştır. Daha yüksek jeotermal su sıcaklığı, çalışma akışkanının daha yüksek sıcaklıkta ve basınçta buharlaşmasını sağlayarak türbine daha fazla iş üretilmesine olanak sağlar.

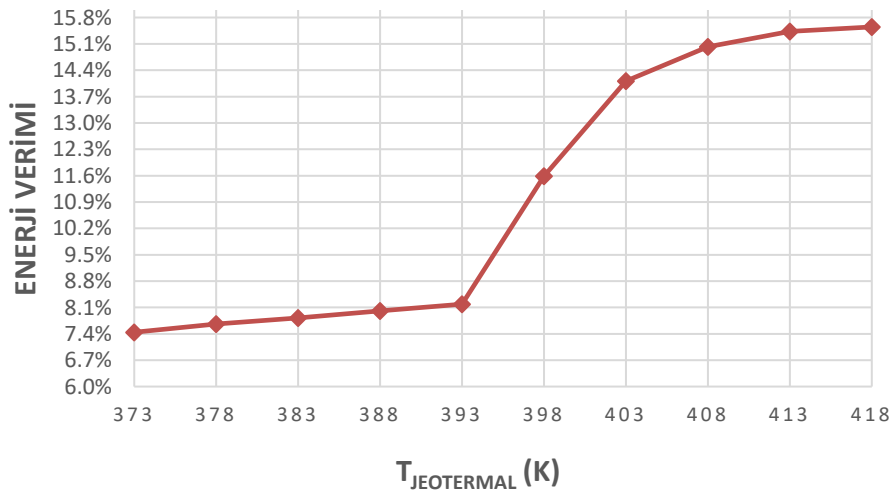
Ancak bu artışın sürekli devam edeceği varsayımı yapılmamalıdır; çünkü belirli bir sıcaklık aralığından sonra sistem elemanlarının dayanım sınırları, akışkanın termodinamik özellikleri ve çevrim parametreleri dolayısıyla artış oranı azalabilmektedir.



Şekil 4.3 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen elektrik üretim miktarı 1 ($x=0,98$, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s)

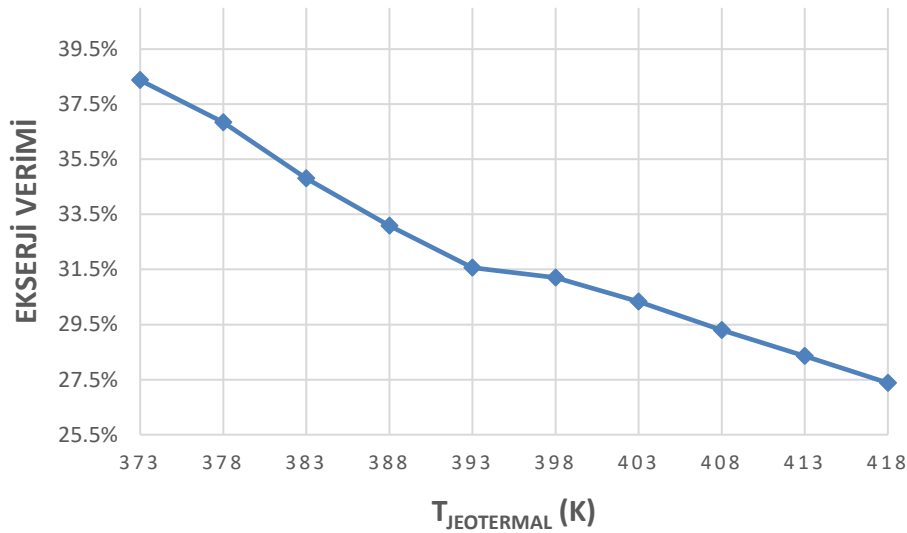
Başka bir analizde yine jeotermal su sıcaklığının etkisi incelenmiş fakat amonyak su karışım oranı için bir öncekinden farklı olarak $x = 0,90$ 'a düşürülmüştür. Şekil 4.4'te jeotermal kaynak sıcaklığının enerji verimine etkisi incelenmiştir. 373 K ile 393 K arasındaki sıcaklık artışında enerji veriminde sınırlı bir artış görülmektedir. Bu aralıkta enerji verimi yaklaşık olarak %7,5'ten %8,2 seviyesine yükselmiştir. Ancak 393 K sıcaklık seviyesinden sonra enerji veriminde keskin bir artış meydana gelmektedir.

Özellikle 398 K ile 408 K arasındaki sıcaklık artışı ile birlikte enerji verimi yaklaşık iki katına çıkarak %11,5 seviyesinden %15,5 seviyesine ulaşmıştır. Bu durumun temel nedeni, iş akışkanının ön ısıtma yapan düşük sıcaklıklı ısı değiştiricisinde buharlaşma sürecine başlaması ve yüksek sıcaklıklı ısı değiştiricisinde buharlaşma işlemini sürdürmesidir. Başka bir ifadeyle, çalışma akışkanının buharlaştırıcıya ulaşmadan önce kısmen buharlaştığı gözlemlenmiştir. Bu ön buharlaşma durumunun, çevrim verimliliği üzerinde ciddi bir artış sağladığı gözlemlenmiştir. Ancak teorik olarak avantajlı bir durum gibi görünse de çalışma akışkanının buharlaştırıcıya ulaşmadan önce kısmen buharlaşması, pratik uygulamalar açısından mümkün değildir. Gerçek bir jeotermal enerji sisteminde, düşük sıcaklıklı ısı değiştiricisinden çıkan akışkanın buharlaşma sürecine erken başlaması, akışkanın doymuş sıvı halinden buhar fazına geçmesini ifade eder. Bu durum, akışkanın borularda veya ısı değiştiricilere giriş noktalarında iki fazlı akış oluşturmaya neden olabilir. İki fazlı akış; ısı transfer yüzeylerinde düzensizliğe, artan basınç kayıplarına ve sistem bileşenlerinde mekanik zorlanmalara yol açarak ekipman ömrünü olumsuz etkileyebilir. Ayrıca, buharlaşma sürecinin kontrolsüz şekilde gerçekleşmesi, sistem performansını düşürebileceği gibi operasyonel güvenlik açısından da ciddi riskler barındırır. Bu nedenle, buharlaşma işleminin yalnızca buharlaştırıcı içerisinde, kontrollü koşullarda gerçekleştirilmesi; çevrim verimliliği ile birlikte sistem güvenliğinin sağlanması açısından kritik öneme sahiptir. Dolayısıyla, ön buharlaşmanın çevrim verimliliğini artırdığı yönündeki değerlendirme, mühendislik uygulamaları çerçevesinde teknik olarak geçerli ve sürdürülebilir bir yaklaşım değildir.



Şekil 4.4 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen enerji verimi 2 ($x=0,90$, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s)

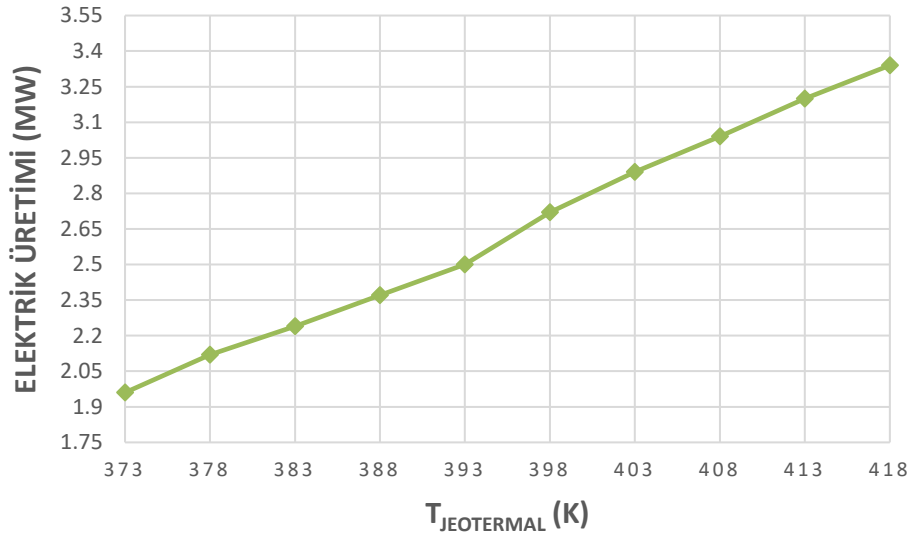
Şekil 4.5 incelendiğinde, jeotermal kaynak sıcaklığının artması ekserji verimi üzerinde ters yönlü bir etki yaratmaktadır. 373 K sıcaklıkta yaklaşık %38 olan ekserji verimi, 418 K'ye kadar sürekli azalarak yaklaşık %27 seviyesine gerilemiştir. Bu durum, kaynak sıcaklığı arttıkça sistemde meydana gelen ekserji kayıplarının arttığını göstermektedir. Ekserji verimi yalnızca enerji miktarını değil aynı zamanda enerjinin kalite boyutunu da değerlendirir. Yüksek sıcaklıklarda sistemdeki entropi üretimi artmakta ve bu durum çevrim içindeki düzensizliklerin ve tersinmezliklerin artmasına neden olmaktadır. Dolayısıyla, jeotermal sıcaklık artışı sistemden elde edilen iş potansiyelinin daha düşük bir kısmının kullanılabilir hale gelmesine yol açmaktadır. Bu bulgu, sadece enerji miktarını ile ilgilenen birinci yasa analizi ile değil enerjinin iş yapabilme kapasitesini de gösteren ikinci yasa ekserji analizlerinin de gerekliliğini göstermektedir.



Şekil 4.5 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen ekserji verimi 2 (x=0,90, P=3000 kPa, m=30 kg/s)

Şekil 4.6'da değişken jeotermal kaynak sıcaklığının, sabit 3000 kPa basınç, $x = 0,90$ karışım oranı ve 30 kg/s kütle debisinde, sistemin güç üretimi üzerindeki etkisi sunulmuştur. Sıcaklık arttıkça, güç üretiminde belirgin bir artış gözlemlenmiştir. Başlangıçta 373 K sıcaklıkta yaklaşık 1,96 MW olan üretim kapasitesi, 418 K sıcaklığa ulaşıldığında yaklaşık 3,34 MW düzeyine yükselmiştir. Artan jeotermal sıcaklık, çevrime daha fazla ısı enerjisinin aktarılmasını sağlamakta ve bu da jeneratör çıkış gücünün artmasına katkı sunmaktadır. Bu sonuç, jeotermal santrallerde güç üretiminin doğrudan kaynak sıcaklığına bağlı olduğunu göstermektedir. Özellikle düşük sıcaklıklı

organik Rankine çevrimlerinde, kaynak sıcaklığındaki artış, çalışma akışkanının buharlaştırılması ve türbinde genişleme işlemlerinde daha yüksek verimlilikle sonuçlanmakta; bu da elektriksel çıktıların iyileşmesini sağlamaktadır. Ancak bu artışın da bir doygunluk noktasına ulaşabileceği ve sistemin sınırlarına yaklaştıkça daha düşük artış oranlarının görülebileceği göz önünde bulundurulmalıdır.

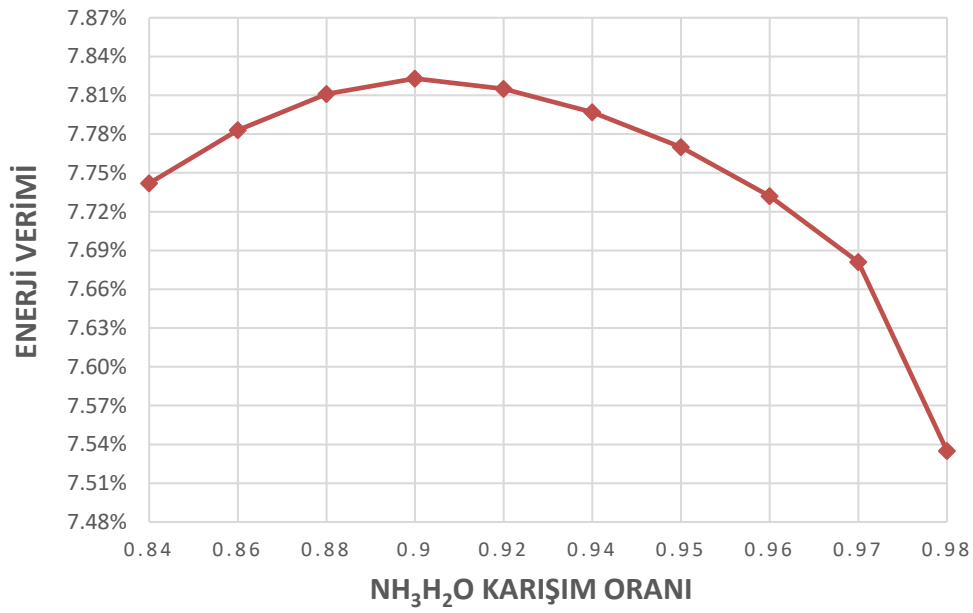


Şekil 4.6 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen elektrik üretim miktarı 2 ($x=0,90$, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s)

4.1.2 Değişken Amonyak-Su Konsantrasyon Oranı ile Elde Edilen Termodinamik Veriler

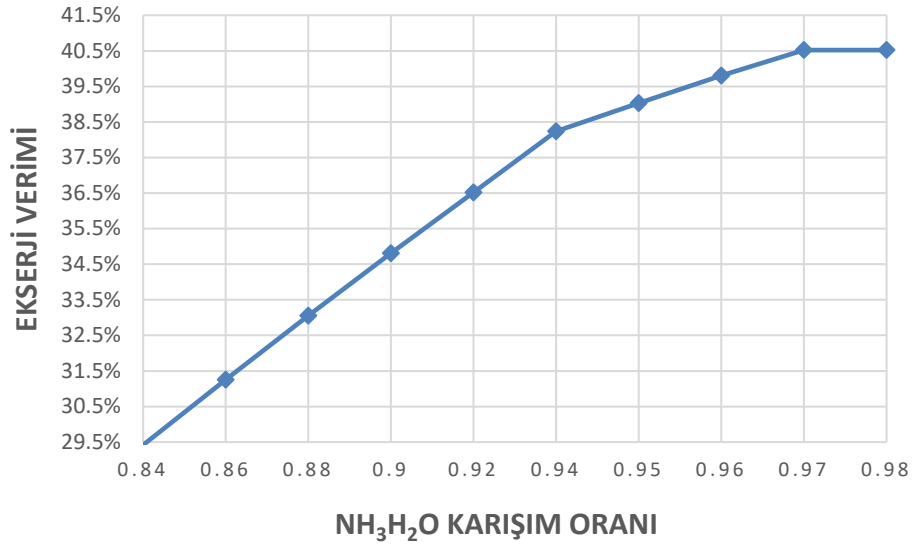
Literatür özetleri incelendiğinde farklı amonyak su oranlarının kullanıldığı gözlemlenmiştir. Tasarımın bu kısmında da santral modeli için en uygun oranın seçilmesi amacıyla çeşitli parametreler sabit tutulmuş ve amonyak su karışım oranı değişken olacak şekilde inceleme yapılmıştır. Amonyak-su karışımının kütleli debisi 30 kg/s, iş akışkanının sıvı faz giriş basıncı 3000 kPa ve jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C (383 K) olduğu durumda amonyak konsantrasyon oranında ki değişim ile elde edilen sonuçlar kaydedilmiştir. Analiz kapsamında yapılan termodinamik hesaplamalar sonucunda elde edilen veriler Şekil 4.7’de grafik üzerinde gösterilmiştir. Karışım oranının enerji verimini nasıl etkilediğini açıklayan Şekil 4.7 incelendiğinde, enerji veriminin amonyak oranının artışıyla birlikte bir miktar yükseldiği, $x = 0,90$ civarında

maksimum verime ulaşıldığı ve bu değerden sonra ise azalan bir grafik çizdiği görülmektedir. Bu noktadan itibaren, sistemin termodinamik dengesi bozulmakta; özellikle buharlaşma sürecinde sıcaklık uyumsuzluklarının artması ve ısı transferi sırasında tersinmezliklerin yükselmesi nedeniyle çevrim verimi düşüş eğilimine girmektedir. Bu durum, enerji verimi açısından optimum karışım oranının belirlenmesinin önemine işaret etmektedir.



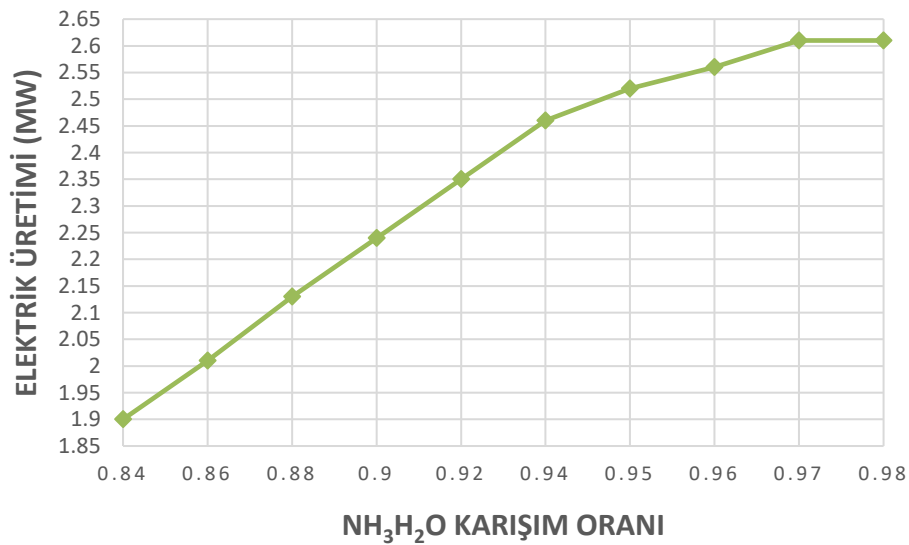
Şekil 4.7 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen enerji verimi 1 (T=110 °C, P=3000 kPa, m=30 kg/s)

Şekil 4.8'de görüldüğü üzere, ekserji verimi karışım oranı ile birlikte sürekli olarak artış göstermektedir. Karışım oranı $x = 0,98$ seviyesine ulaştığında, ekserji verimi yaklaşık %41 düzeyine ulaşmakta ve bu noktadan sonra plato eğilimi göstermektedir. Amonyak oranının artmasıyla birlikte, çevrimde kullanılan akışkanın buharlaşma basıncı yükselmekte ve daha kaliteli (düşük entropili) enerji üretimi mümkün hâle gelmektedir. Bu da kullanılabilir enerjiyi temsil eden ekserjinin daha verimli şekilde dönüştürülmesini sağlamaktadır. Ancak, çok yüksek amonyak oranlarında verim artış hızının yavaşlaması, sistemin yapısal sınırlamalarından (sistemin karışımdan ziyade tek fazlı bir akış gibi davranma eğilimi gibi) ve ısı değiştiricilerdeki entropi üretiminden kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.8 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen ekserji verimi 1 (T=110 °C, P=3000 kPa, m=30 kg/s)

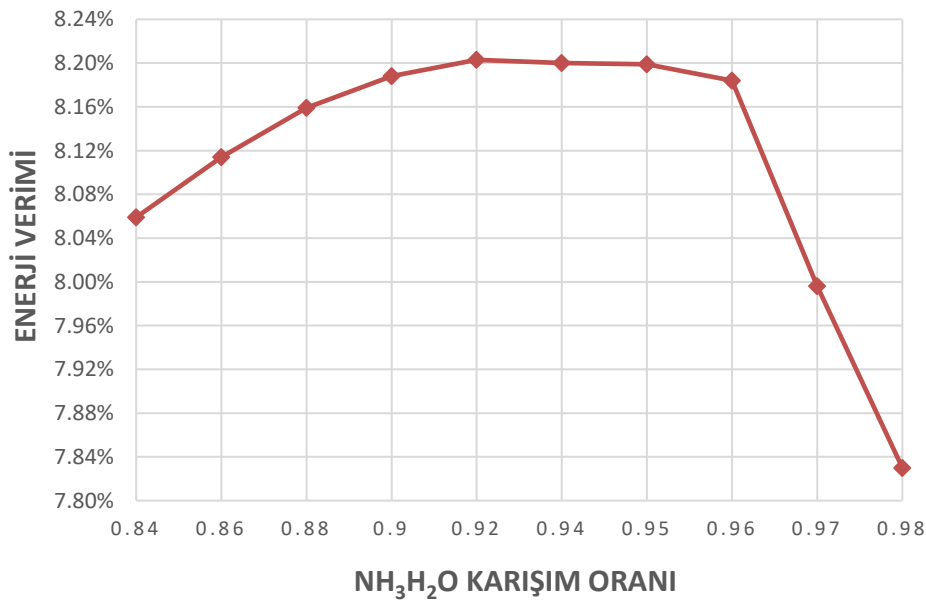
Karışım oranının güç üretimine etkisi Şekil 4.9’da sunulmuştur. Elektrik üretimi, artan karışım oranı ile birlikte sürekli olarak yükselmekte ve $x = 0,97 - 0,98$ aralığında sabitlenmektedir. Bu eğilim, amonyak oranının artışıyla birlikte çevrime giren buharın özgül enerjisinin yükseldiğini ve türbin çıkışındaki iş üretiminin arttığını göstermektedir. Ancak karışım oranı belli bir seviyeye ulaştığında, elektrik üretimi sabitlenmekte ve çevrim iş çıktısı sabit olmaktadır.



Şekil 4.9 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen elektrik üretim miktarı 1 (T=110 °C, P=3000 kPa, m=30 kg/s)

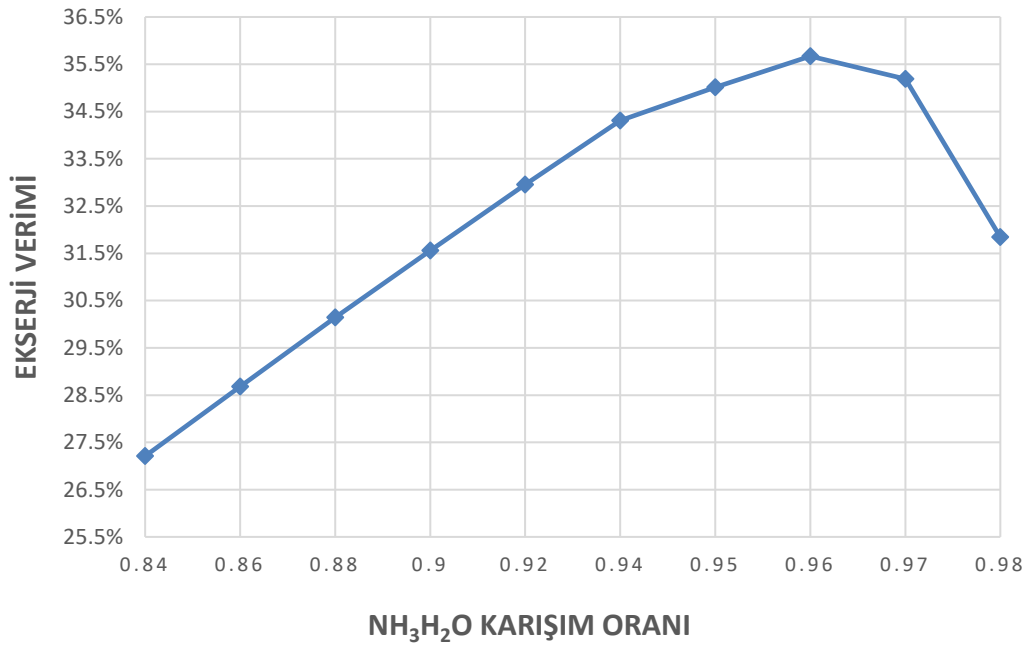
Elde edilen sonuçlar, enerji verimi, ekserji verimi ve elektrik üretimi arasında doğrudan bir denge kurulması gerektiğini ortaya koymaktadır. Yüksek elektrik üretimi hedeflendiğinde, enerji veriminde düşüş yaşanabilmektedir. Bu nedenle, çevrimin tasarımında performans hedeflerine bağlı olarak optimum karışım oranı seçimi kritik önem taşımaktadır. Özellikle $x = 0,90 - 0,94$ aralığı, enerji ve ekserji verimlerinin birlikte değerlendirildiği uygulamalarda dengeli sonuçlar sunmaktadır.

Aynı değerler kullanılarak sadece jeotermal kaynak sıcaklığını artırarak başka bir analiz yapılmıştır. Bu analizde kullanılan veriler şöyledir; amonyak-su karışımının kütledebisi 30 kg/s , iş akışkanının sıvı faz giriş basıncı 3000 kPa ve jeotermal kaynak sıcaklığı 120°C (393 K)'dir. Şekil 4.10'da enerji verimi ile karışım oranı arasındaki ilişki sunulmaktadır. Grafikte görüldüğü üzere, karışım oranı $x = 0,84$ 'ten $x = 0,92$ 'ye kadar arttıkça enerji verimi de belirgin şekilde artmaktadır. $x = 0,92$ ile $x = 0,94$ arasındaki aralıkta enerji verimi maksimum seviyeye ulaşmakta ve yaklaşık $\%8,2$ değerinde sabitlenmektedir. Bu aralıktan sonra, özellikle $x = 0,96$ 'dan itibaren, enerji veriminde ani bir düşüş gözlemlenmektedir. Bu durum, sistemin enerji verimi açısından optimum şekilde çalıştığı aralığın $x = 0,92-0,94$ olduğunu göstermektedir. Bu sınırların ötesine geçildiğinde, verim kaybı yaşandığı anlaşılmaktadır.



Şekil 4.10 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen enerji verimi 2 ($T=120^\circ\text{C}$, $P=3000 \text{ kPa}$, $m=30 \text{ kg/s}$)

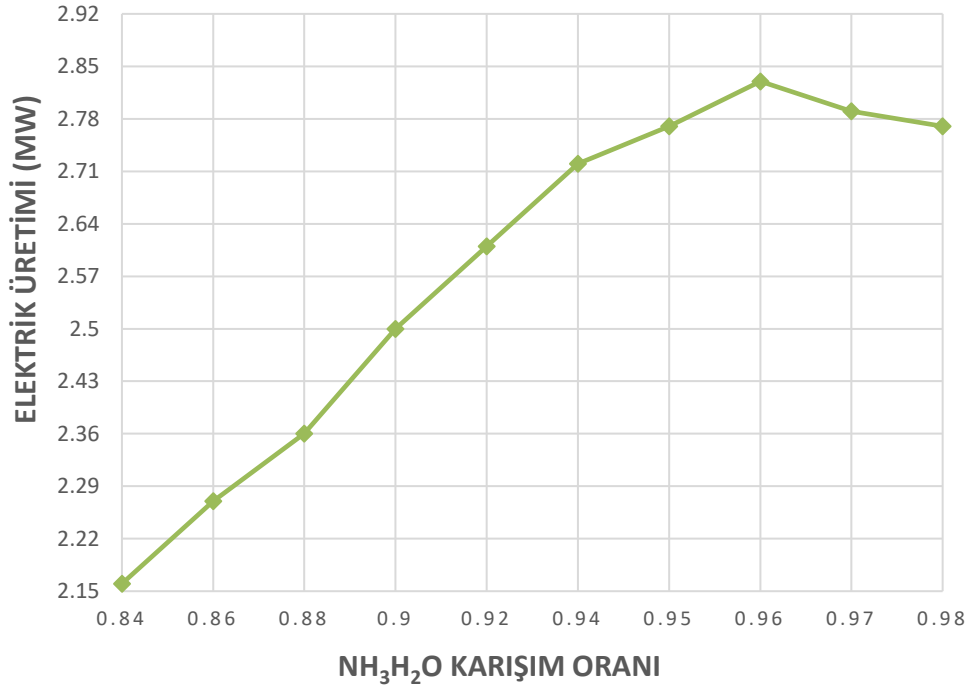
Şekil 4.11’de ekserji verimi ile karışım oranı arasındaki ilişki sunulmaktadır. Ekserji verimi, karışım oranı arttıkça sürekli olarak artmakta ve $x = 0,96$ oranında yaklaşık %35,6 ile maksimum değere ulaşmaktadır. $x = 0,96$ ’dan sonra ise ekserji veriminde azalma eğilimi gözlemlenmektedir. Bu sonuç, sistemin termodinamik etkinliği açısından $x = 0,96$ karışım oranında en verimli durumda olduğunu göstermektedir. Ekserji verimi, sistemin enerji kalitesini ve geri kazanılabilirliğini ifade ettiği için bu bulgu oldukça önemlidir.



Şekil 4.11 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen ekserji verimi 2 ($T=120\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P=3000\text{ kPa}$, $m=30\text{ kg/s}$)

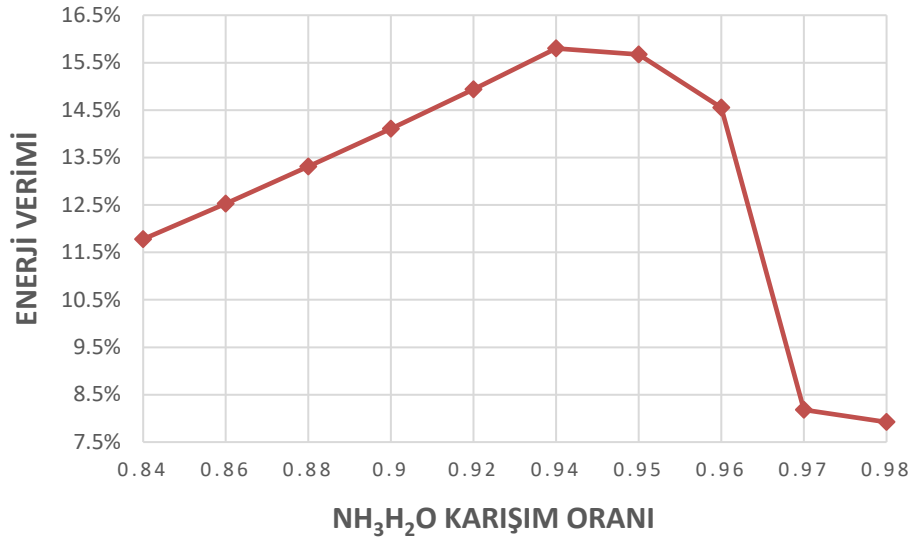
Karışım oranının güç üretimine etkisi, Şekil 4.12’de sunulmuştur. Karışım oranındaki artışın elektrik üretimini belirgin biçimde artırdığını ortaya koymaktadır. En yüksek elektrik üretimi, karışım oranının $x = 0,96$ değerinde yaklaşık 2,83 MW olarak elde edilmiştir. Bu nokta, sistemin enerji dönüşümü açısından en yüksek performans sağlandığı çalışma koşulunu temsil etmektedir. Ancak karışım oranının bu değer üzerinde çıkmasıyla birlikte, tıpkı enerji ve ekserji verimlerinde gözlemlendiği gibi, elektrik üretiminde de düşüş eğilimi başlamaktadır. Bu azalış, yüksek karışım oranlarında ısı transfer yüzeylerinde sıcaklık uyumunun bozulması ve termodinamik tersinmezliklerin artmasıyla ilişkilendirilebilir. Bu durum, sistemin hem enerji

dönüşümü hem de enerji çıktısı açısından en uygun karışım oranının $x = 0,96$ olduğunu göstermektedir.



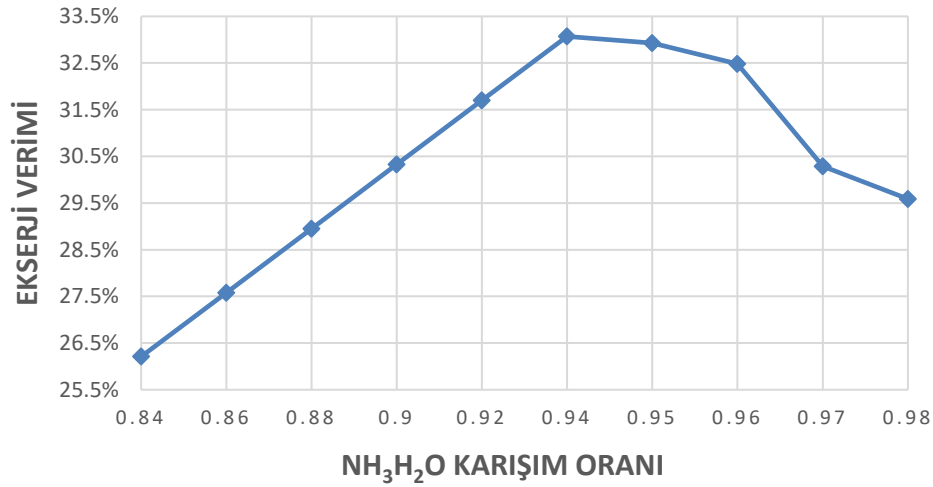
Şekil 4.12 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen elektrik üretim miktarı 2 ($T=120\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P=3000\text{ kPa}$, $m=30\text{ kg/s}$)

Bir diğer analizde jeotermal kaynak sıcaklığı bir önceki analize göre bir miktar artırılarak $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ (403 K) değerinde sabit tutulmuştur. Diğer veriler şöyledir: amonyak-su karışımının kütleli debisi 30 kg/s , iş akışkanının türbin giriş basıncı 3000 kPa . Bu veriler ile analiz yapılmıştır, değişken karışım oranına göre enerji veriminin nasıl değiştiği hesaplanmıştır ve bu sonuçlar Şekil 4.13'te grafik üzerinde sunulmuştur. Karışım oranı $x = 0,84$ 'ten $x = 0,94$ 'e kadar arttıkça enerji veriminde sürekli bir artış gözlemlenmektedir. Enerji verimi $x = 0,94$ karışım oranında maksimum seviyeye ulaşmakta (yaklaşık %15,8) ve bu noktadan sonra düşüş başlamaktadır. Özellikle $x = 0,96$ 'dan sonra enerji veriminde oldukça keskin bir azalma görülmekte ve $x = 0,97-0,98$ oranlarında enerji verimi %7,5-8 seviyelerine kadar düşmektedir. Bu durum, sistemin enerji verimi açısından kritik eşiği aştıktan sonra performans kaybı yaşadığını göstermektedir. Optimum enerji verimi, bu veriler ışığında $x = 0,94$ karışım oranı olarak belirlenmiştir.



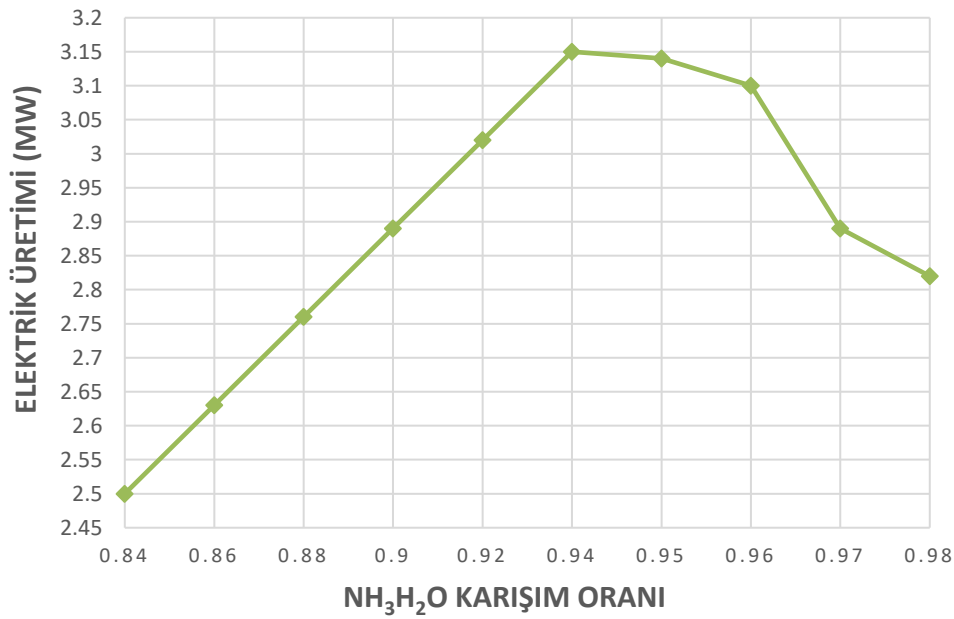
Şekil 4.13 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen enerji verimi 3 (T=130 °C, P=3000 kPa, m=30 kg/s)

Şekil 4.14'te ekserji verimi ile karışım oranı arasındaki ilişki sunulmaktadır. Ekserji verimi, $x = 0,84$ 'ten başlayarak $x = 0,94$ 'e kadar düzenli olarak artmakta ve yaklaşık %33 ile en yüksek seviyeye ulaşmaktadır. Bu noktadan sonra ekserji verimi düşüş eğilimine girmekte ve $x = 0,98$ oranında yaklaşık %29,6 değerine kadar gerilemektedir. Bu sonuçlar, sistemin termodinamik etkinliği açısından da optimum karışım oranının $x = 0,94$ olduğunu göstermektedir. Daha yüksek oranlarda sistemde geri kazanılabilir enerji kalitesi azalmaktadır.



Şekil 4.14 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen ekserji verimi 3 (T=130 °C, P=3000 kPa, m=30 kg/s)

Şekil 4.15'te karışım oranının güç üretimi üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Güç üretimi $x = 0,84$ karışım oranından itibaren sürekli bir artış göstererek $x = 0,94$ oranında yaklaşık 3,15 MW ile maksimum seviyeye ulaşmaktadır. Bu noktadan sonra üretim miktarında hafif bir azalma görülmekte ve $x = 0,98$ 'de yaklaşık 2,82 MW seviyesine gerilemektedir. Bu veriler, sistemin maksimum elektrik üretimi açısından da $x = 0,94$ karışım oranında en verimli şekilde çalıştığını ortaya koymaktadır.



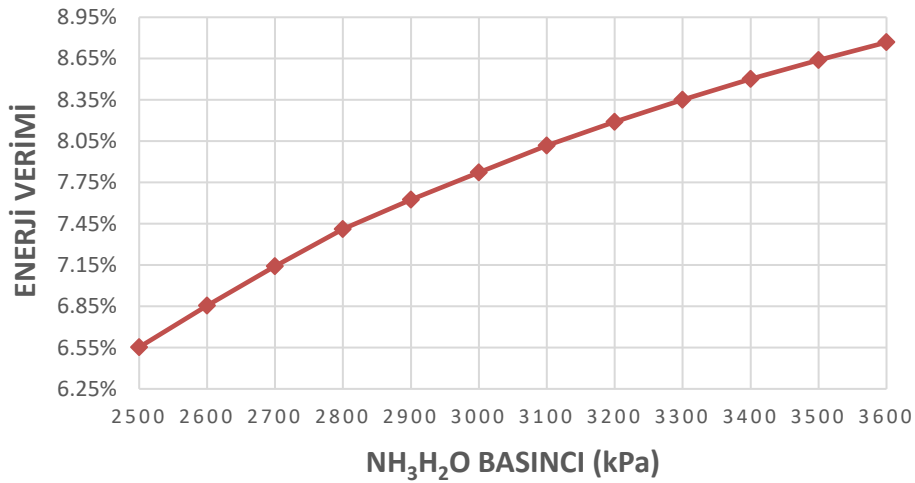
Şekil 4.15 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen elektrik üretim miktarı 3 ($T=130\text{ }^{\circ}\text{C}$, $P=3000\text{ kPa}$, $m=30\text{ kg/s}$)

Her üç grafik birlikte değerlendirildiğinde, karışım oranının artırılmasının sistem verimliliği ve çıktı miktarı üzerinde pozitif bir etkisi olduğu, ancak bu etkinin $x = 0,94$ karışım oranı sonrası tersine döndüğü görülmektedir. Bu oran aşıldığında hem enerji hem de ekserji veriminde ciddi kayıplar yaşanmakta ve güç üretiminde azalma başlamaktadır. Bu nedenle, sistemin enerji dönüşüm etkinliğini ve çıktı kapasitesini maksimize etmek için $x = 0,94$ karışım oranı optimum değer olarak öne çıkmaktadır.

Bu analiz sonuçları, karışım oranının dikkatli bir şekilde kontrolüyle sistemin performansının optimize edilebileceğini ve hem enerji verimi hem de güç üretimi miktarı açısından ideal koşulların sağlanabileceğini göstermektedir.

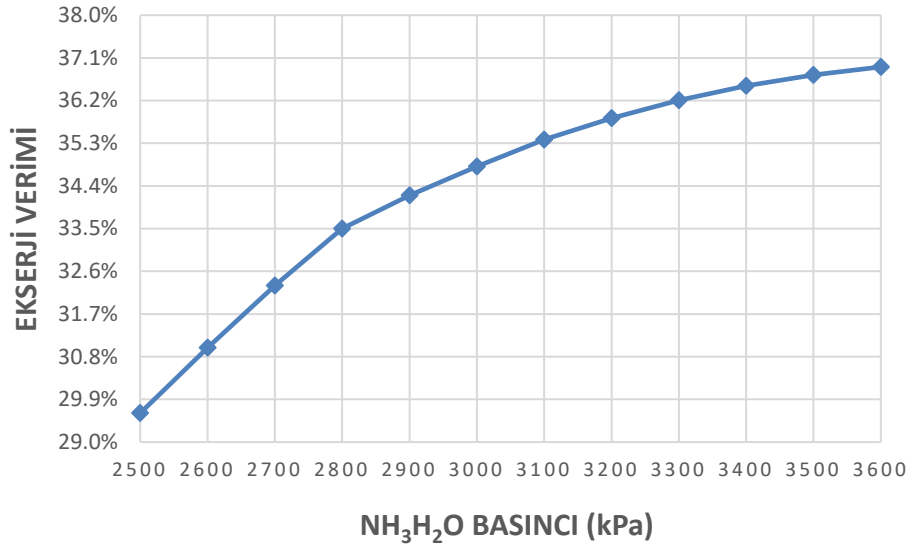
4.1.3 Değişken Basınç ile Elde Edilen Termodinamik Veriler

Bu bölümde, sistemdeki basıncın (kPa) artırılmasının enerji verimi, ekserji verimi ve güç üretimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Tasarım analizinde amonyak-su karışımının kütleli debisi 30 kg/s, amonyak-su konsantrasyon oranı $x = 0,90$ ve jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C (383 K) olduğu durumda basınçta ki değişim ile elde edilen sonuçlar kaydedilmiştir. Şekil 4.16'da görüldüğü üzere, basınç arttıkça enerji veriminde sürekli bir artış gözlemlenmektedir. 2500 kPa seviyesinden 3600 kPa' ya kadar olan aralıkta enerji verimi yaklaşık olarak %6,55'ten %8,77'ye kadar yükselmektedir. Bu artış, sistemdeki termodinamik çevrimlerin daha yüksek basınçlarda daha etkin çalışabildiğini ve enerji dönüşüm kayıplarının azaldığını göstermektedir. Enerji verimindeki bu doğrusal artış, sistemdeki buhar kalitesinin ve ısı transfer kabiliyetinin iyileştiğini ifade etmektedir.



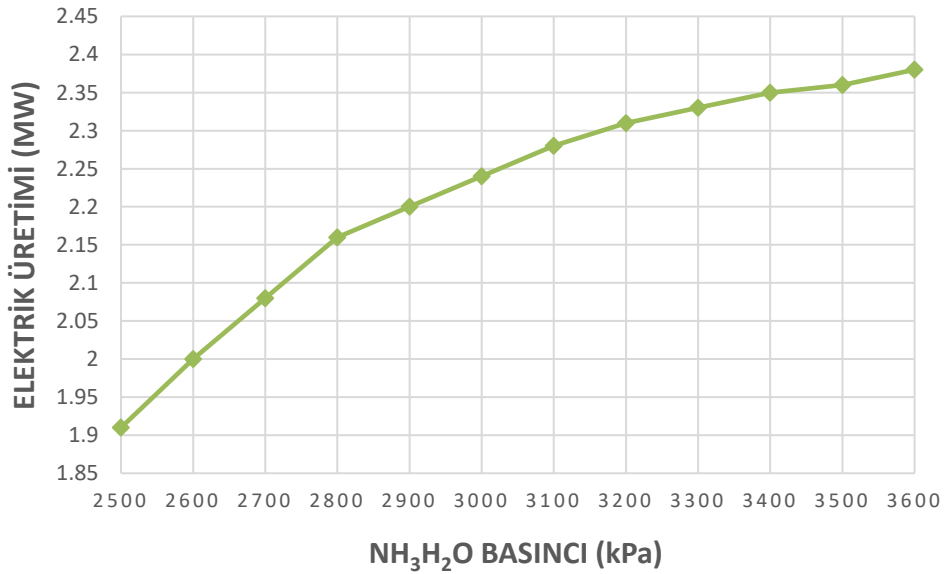
Şekil 4.16 Basınç ile değişen enerji verimi 1 (T=110 °C, x=0,90, m=30 kg/s)

Şekil 4.17'de yer alan grafikte, basınç artışı ile ekserji veriminde belirgin bir iyileşme gözlenmiştir. 2500 kPa seviyesinde %29 civarında olan ekserji verimi, 3600 kPa' da %37 seviyelerine kadar çıkmaktadır. Ekserji verimindeki bu artış, sistemin kullanılabilir enerji potansiyelinden daha etkin yararlanabildiğini ve entropi üretiminin azaldığını göstermektedir. Ancak artış oranı, basınç seviyesi arttıkça yavaşlamakta ve 3500 kPa' dan sonra eğri doygunluğa yaklaşmaktadır. Bu durum, sistemin ekserji verimi açısından optimum çalışma aralığına yaklaştığını işaret etmektedir.



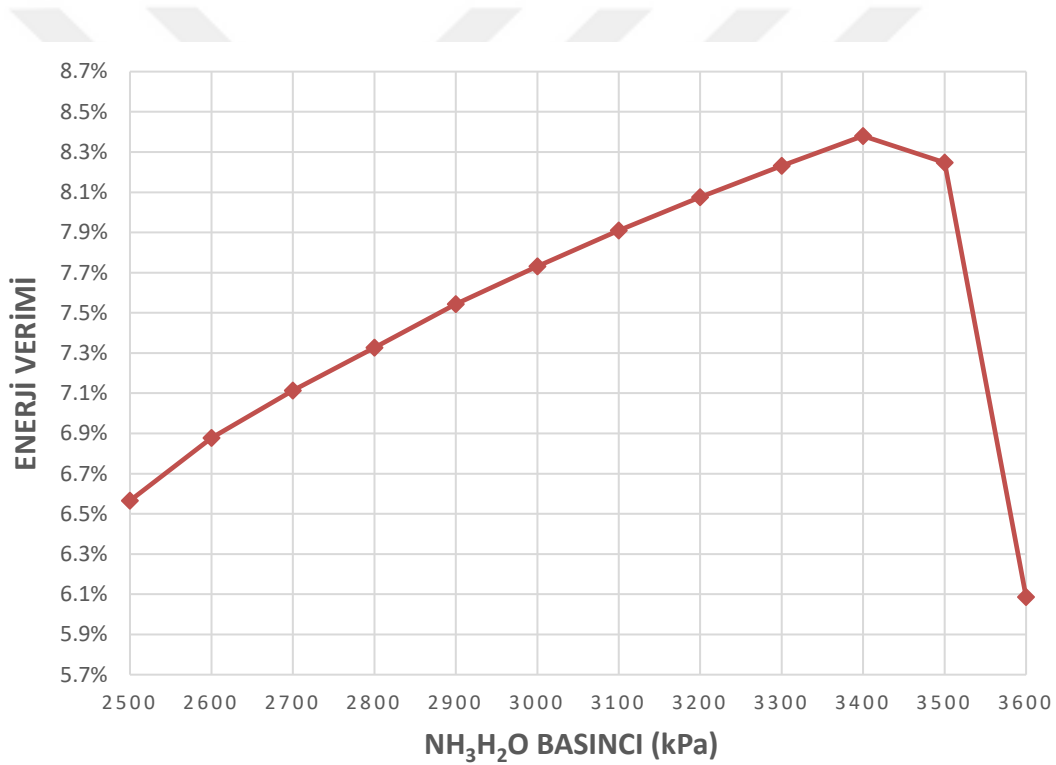
Şekil 4.17 Basınç ile değişen ekserji verimi 1 (T=110 °C, x=0,90, m=30 kg/s)

Şekil 4.18'de, artan basınç değerlerinin güç üretimi üzerinde olumlu etkisi net bir şekilde görülmektedir. Başlangıçta 1,91 MW civarında olan güç üretimi, 3600 kPa' da 2,38 MW seviyelerine ulaşmıştır. Bu artış, basınçla birlikte çevrimdeki buharın özgül hacmindeki azalma ve türbin girişindeki entalpinin yükselmesi ile açıklanabilmektedir. Güç üretimindeki bu yükseliş, sistemin genel verimliliğini ve ekonomik performansını olumlu yönde etkilemektedir.



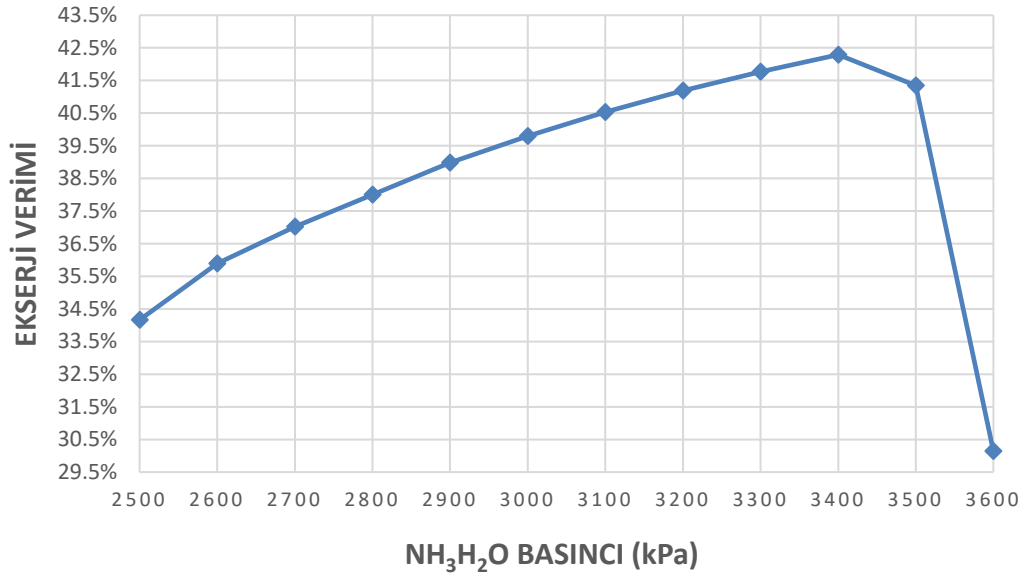
Şekil 4.18 Basınç ile değişen elektrik üretim miktarı 1 (T=110 °C, x=0,90, m=30 kg/s)

Aynı değerler kullanılarak sadece amonyak konsantrasyon oranını değiştirerek başka bir analiz yapılmıştır. Bu analizde kullanılan veriler şöyledir; amonyak-su karışımının kütleli debisi 30 kg/s, amonyak konsantrasyon oranı $x = 0,96$ ve jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C (383 K)'dir. Şekil 4.19'da enerji verimi ile basınç arasındaki ilişki sunulmaktadır. Basıncın enerji verimi üzerindeki etkisini gösteren grafik incelendiğinde, enerji verimi basınç arttıkça 3400 kPa' a kadar düzenli bir artış göstermekte (maksimum verim %8,4), bu noktadan sonra ise sert bir düşüş yaşanmaktadır. 3600 kPa' da enerji verimi minimuma (yaklaşık %6) inmektedir. Bu ani düşüş, sistemin 3400 kPa basınçtan sonra verimli çalışmadığını ve aşırı basınçtan kaynaklanan bozulmalar veya ısı kayıpları olabileceğini göstermektedir.



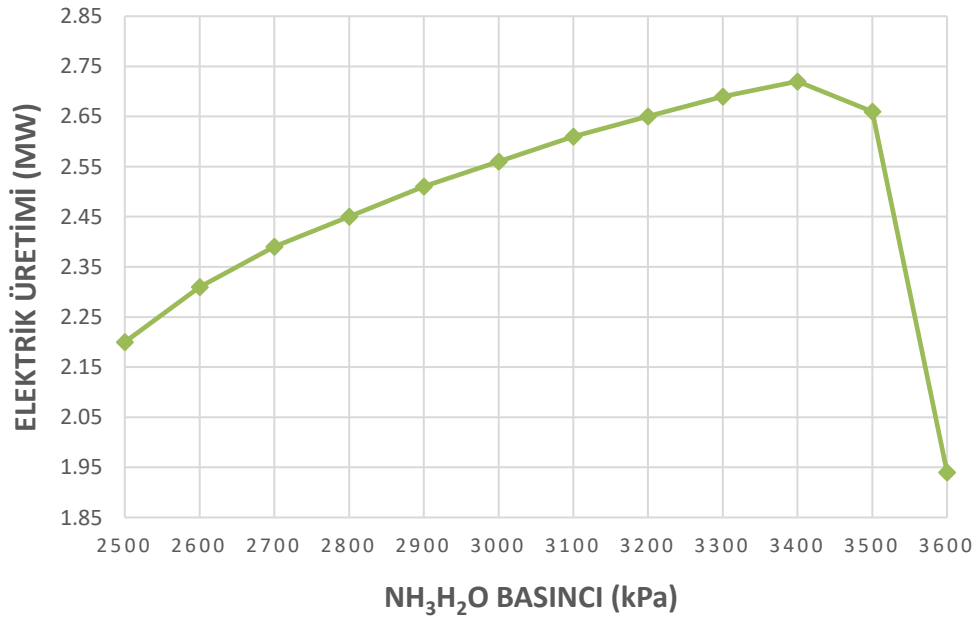
Şekil 4.19 Basınç ile değişen enerji verimi 2 (T=110 °C, x=0,96, m=30 kg/s)

Şekil 4.20'de ekserji verimi ile basınç arasındaki ilişki gösterilmektedir. Ekserji verimindeki artış da 3400 kPa' a kadar sürmekte, bu noktadan sonra ciddi bir düşüş yaşanmaktadır. Bu durum, sistemin ikinci yasa açısından da optimum basınç değerinin 3400 kPa olduğunu ve bu değerin üzerine çıkıldığında entropi üretiminin arttığını ve dolayısıyla kullanılabilir enerjinin de azaldığını bize göstermektedir.



Şekil 4.20 Basınç ile değişen ekserji verimi 2 (T=110 °C, x=0,96, m=30 kg/s)

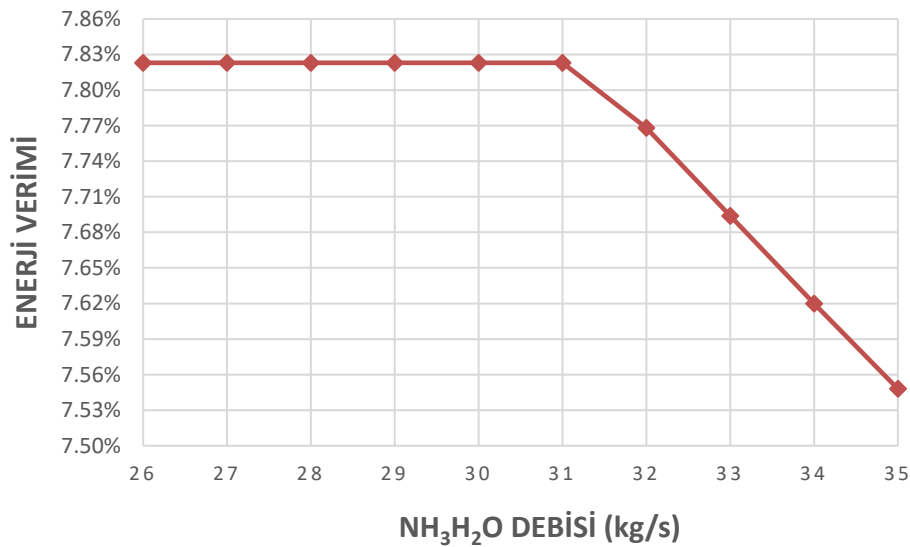
Basıncın güç üretimi üzerinde ki etkisi Şekil 4.21’de sunulmuştur. Güç üretimi de 3400 kPa’ a kadar artmakta, bu noktada maksimuma ulaşmakta ve ardından hızlı bir düşüş göstermektedir. Bu, sistemde belirli bir basınç eşiği sonrasında fiziksel veya termodinamik sınırlamaların devreye girdiğini ve elektrik üretiminin bu nedenle olumsuz etkilendiğini ortaya koymaktadır.



Şekil 4.21 Basınç ile değişen elektrik üretim miktarı 2 (T=110 °C, x=0,96, m=30 kg/s)

4.1.4 Değişken Debi ile Elde Edilen Termodinamik Veriler

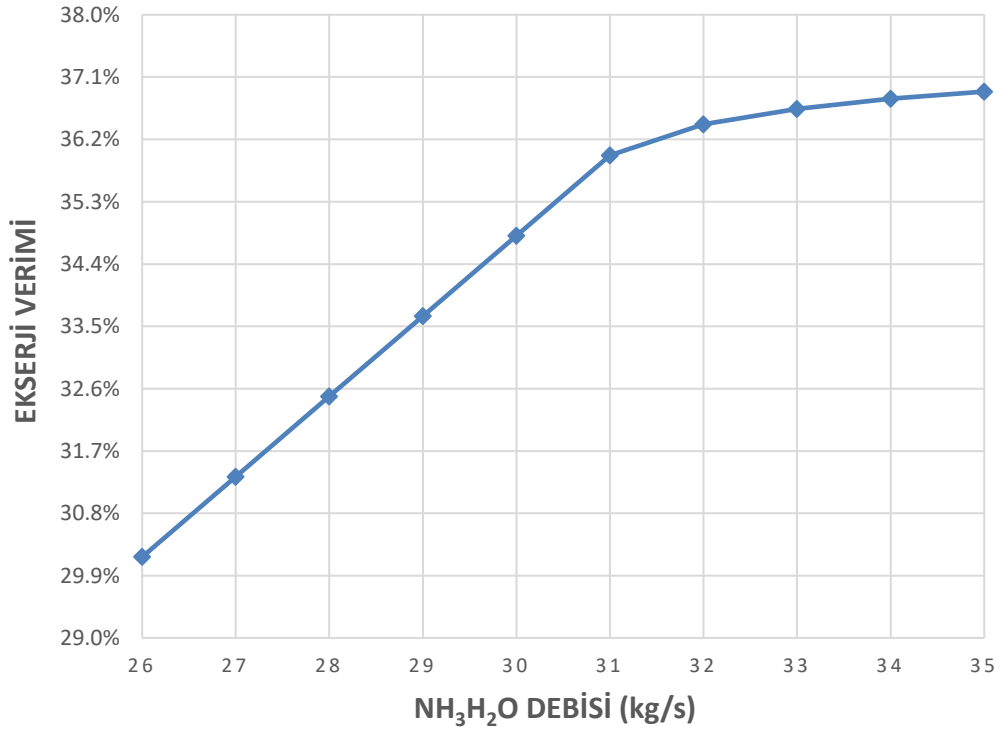
Bu bölümde, sistemde kullanılan iş akışkanının kütleli debisinin (kg/s) artırılmasının; enerji verimi, ekserji verimi ve güç üretimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Tasarım analizin de iş akışkanının sıvı faz giriş basıncı 3000 kPa, amonyak-su konsantrasyon oranı $x = 0,90$ ve jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C (383 K) olduğu durumda kütleli debide ki değişim ile elde edilen sonuçlar kaydedilmiştir. Bu sonuçlar grafik haline getirilmiştir. Şekil 4.22’de görüldüğü üzere, iş akışkanının kütleli debi değeri 26 kg/s ile 31 kg/s aralığında artarken enerji verimi yaklaşık olarak sabit kalmakta ve bu aralıkta enerji verimi maksimum düzeye ulaşmaktadır (~%7,82). Ancak debinin 31 kg/s’yi aşmasının ardından enerji veriminde belirgin bir azalma gözlenmiştir. Bu durum, sistemin optimum bir debi aralığına sahip olduğunu ve bu aralık aşıldığında enerji veriminde düşüş yaşandığını göstermektedir. Buradan çıkarılacak sonuca göre sistemdeki enerji dönüşüm süreçlerinin belirli bir kütleli akış oranına kadar verimli çalıştığını, ancak bu noktanın ötesinde sistem bileşenlerinin tasarım sınırlarına ulaşarak enerji kayıplarının arttığını göstermektedir.



Şekil 4.22 Debi ile değişen enerji verimi 1 (T=110 °C, x=0,90, P=3000 kPa)

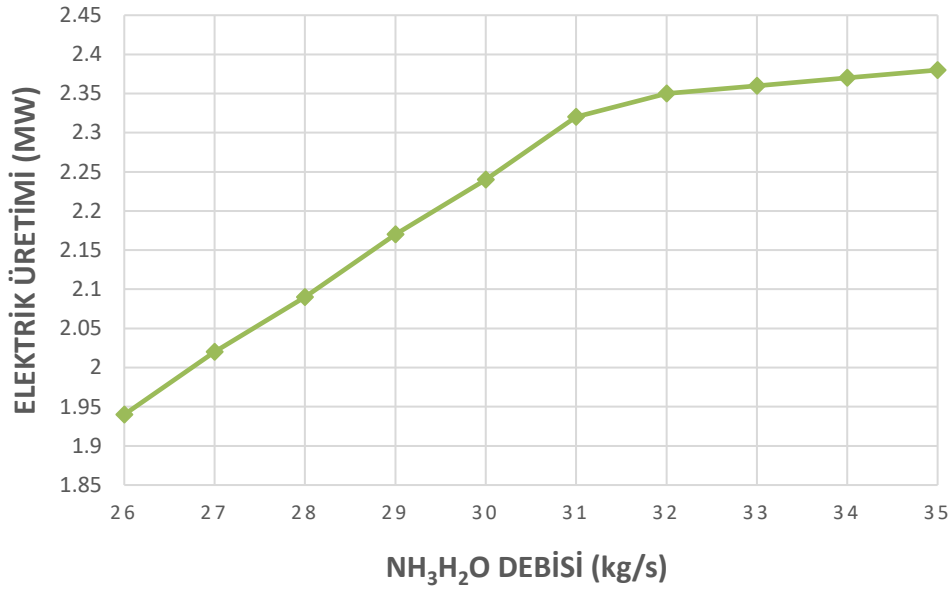
Şekil 4.23’te yer alan grafik incelendiğinde, iş akışkanının kütleli debi değerinin artışıyla birlikte ekserji veriminde sürekli bir yükselme eğilimi gözlemlenmiştir. Özellikle 26 kg/s ile 31 kg/s aralığında ekserji verimi yaklaşık olarak doğrusal bir artış

göstermektedir. 31 kg/s'yi takiben ekserji verimindeki artış devam etmekle birlikte, artış hızı azalmaktadır ve grafik eğimi giderek yataylaşmaktadır. Bu durum, sistemin artan debi ile daha fazla kullanılabilir enerji ürettiğini; ancak belirli bir noktadan sonra termodinamik faydanın azaldığını ortaya koymaktadır. Yani, sistem daha fazla akışkan ile çalışsa bile her ilave birim kütleli debi, ekserji veriminde aynı ölçüde artış sağlamamaktadır.



Şekil 4.23 Debi ile değişen ekserji verimi 1 (T=110 °C, x=0,90, P=3000 kPa)

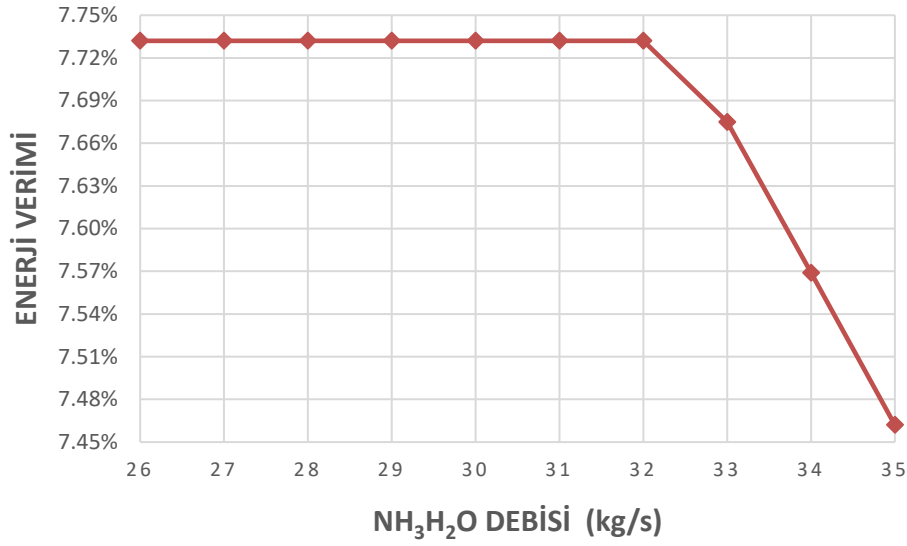
Şekil 4.24'te güç üretimi ile iş akışkanın kütleli debisi arasındaki ilişki gösterilmiştir. Kütleli debinin artması ile birlikte güç üretimi de sürekli olarak artmaktadır. 26 kg/s'den 35 kg/s'ye kadar olan aralıkta toplam üretim miktarı önemli ölçüde yükselmiştir. Artış eğilimi, özellikle 31 kg/s sonrasında hafif azalan bir eğime sahiptir; ancak genel olarak sistemin daha yüksek debi ile daha fazla güç üretebildiği görülmektedir. Bu bulgu, sistemin enerji üretim potansiyelinin kütleli debiye doğrudan bağlı olduğunu ve kütleli debi artışının, uygun sistem tasarımı ve kontrolü ile güç üretimini artırmak adına kullanılabileceğini göstermektedir. Ancak bu artış, enerji ve ekserji verimlerinin birlikte değerlendirilerek optimize edilmelidir.



Şekil 4.24 Debi ile değişen elektrik üretim miktarı 1 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x=0,90$, $P=3000\text{ kPa}$)

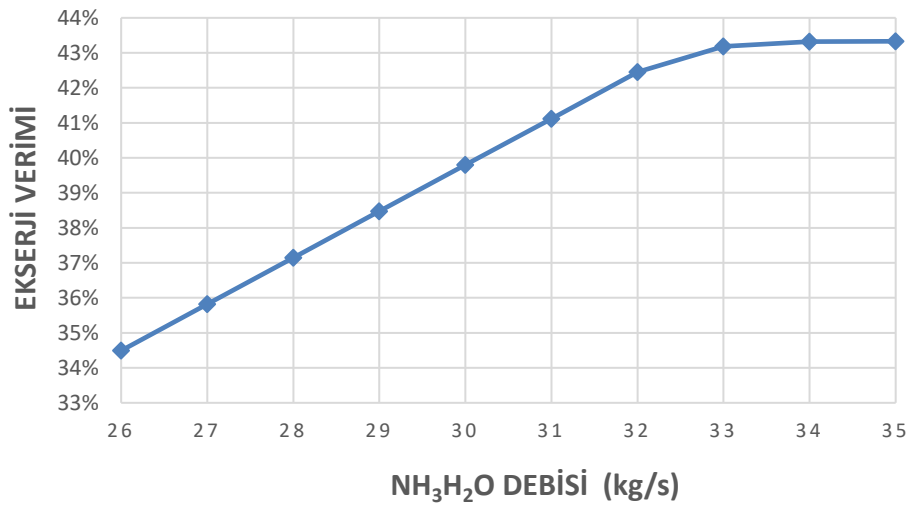
Yukarıdaki analizler sonucunda, kütleli debi artışının her bir performans göstergesi üzerinde farklı etkiler yarattığı tespit edilmiştir. Enerji verimi açısından sistemin 31 kg/s debide optimum performans gösterdiği, bu değerin üzerinde verimin düştüğü gözlemlenmiştir. Buna karşın, ekserji verimi ve elektrik üretimi açısından debi artışı genel olarak pozitif etki yaratmakta; ancak ekserji veriminde artış hızı azalmakta, elektrik üretiminde ise belli bir noktadan sonra verimlilik sınırları belirginleşmektedir.

Bir diğer tasarım analizin de iş akışkanının sıvı faz giriş basıncı 3000 kPa, amonyak-su konsantrasyon oranı bir önceki analize göre artırılarak $x = 0,96$ ve jeotermal kaynak sıcaklığı $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ (383 K) olduğu durumda kütleli debide ki değişim ile elde edilen sonuçlar izlenmiştir. Şekil 4.25'te görüldüğü üzere, amonyak su kütleli debisi 26 kg/s ile 32 kg/s arasında sabit bir enerji verimi ($\sim\%7,73$) göstermektedir. Bu aralıkta kütleli debideki artış, enerji verimini etkilememiştir. Ancak 32 kg/s değerinden sonra enerji veriminde belirgin bir azalma gözlemlenmektedir. 35 kg/s kütleli debi değerinde enerji verimi yaklaşık $\%7,46$ 'ya kadar düşmüştür. Bu durum, belirli bir kütleli debi eşliğinden sonra sistemin termodinamik dengesinin bozulduğunu veya ısı değiştirici ile türbin gibi ekipmanların sınır kapasitelerine ulaşıldığını göstermektedir. Bu nedenle, sistemin maksimum enerji verimi sağlayabildiği kütleli debi aralığı 26–32 kg/s olarak değerlendirilebilmektedir.



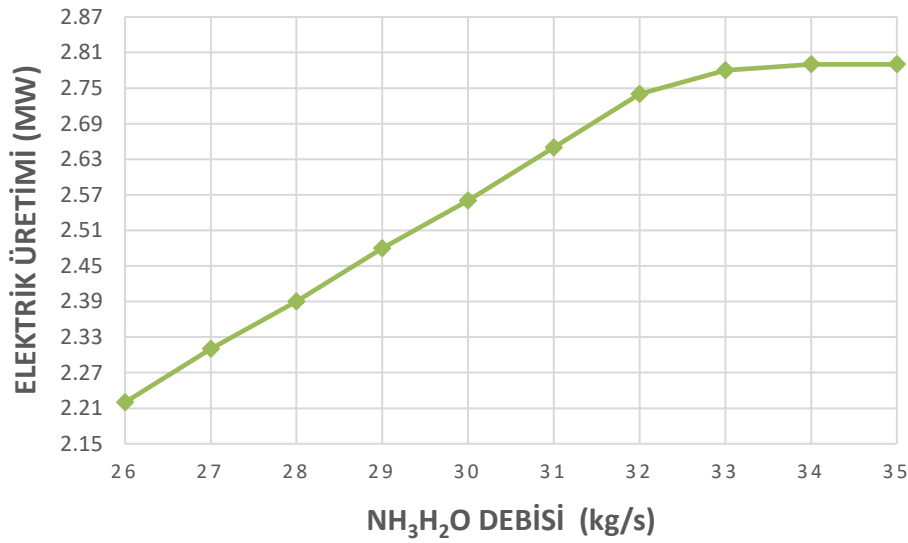
Şekil 4.25 Debi ile değişen enerji verimi 2 (T=110 °C, x=0,96, P=3000 kPa)

Şekil 4.26 incelendiğinde, kütleli debideki artışın ekserji verimini sürekli olarak artırdığı görülmektedir. 26 kg/s debi değerinde yaklaşık %35 olan ekserji verimi, 35 kg/s debi değerinde %43 seviyesine ulaşmıştır. Bu artış, sistemin daha fazla kullanılabilir enerji üretme kapasitesine sahip olduğunu göstermektedir. Diğer bir ifadeyle, kütleli debi arttıkça sistemdeki ekserji kayıplarının göreceli olarak azaldığı veya enerji dönüşüm süreçlerinin daha düzenli gerçekleştiği söylenebilir. Özellikle enerji verimindeki azalmaya rağmen ekserji veriminin artması, kalite açısından daha etkin bir dönüşüm sağlandığına işaret etmektedir.



Şekil 4.26 Debi ile değişen ekserji verimi 2 (T=110 °C, x=0,96, P=3000 kPa)

Şekil 4.27’deki grafiğe göre, kütleli debi ile birlikte güç üretiminde lineer olmayan ama sürekli bir artış gözlemlenmektedir. 26 kg/s kütleli debiyle yaklaşık 2,22 MW olan üretim, 35 kg/s kütleli debide 2,79 MW seviyelerine ulaşmıştır. Bu artış eğilimi, kütleli debideki artışın doğrudan üretim kapasitesine olumlu etkide bulunduğunu göstermektedir. Ancak artış hızı, 33 kg/s’ ten sonra yavaşlamaktadır. Bu da sistemde belirli bir noktadan sonra doyuma yaklaşıldığını ve daha fazla kütleli debi artışının sınırlı ek güç üretimi sağlayacağını göstermektedir.



Şekil 4.27 Debi ile değişen elektrik üretim miktarı 2 (T=110 °C, x=0,96, P=3000 kPa)

Debinin artırılmasıyla birlikte ekserji verimi ve güç üretimi olumlu yönde etkilenirken, enerji veriminde özellikle 32 kg/s’ ten sonra düşüş gözlemlenmiştir. Bu durum, sadece enerji veriminin değil, aynı zamanda ekserji veriminin de dikkate alınması gerektiğini ortaya koymaktadır. Sistem tasarımı ve işletmesi açısından bakıldığında, 31–32 kg/s aralığı hem yüksek enerji verimi hem de iyi seviyede ekserji verimi ve güç üretim miktarı açısından en uygun çalışma aralığı olarak değerlendirilebileceği gözlemlenmektedir.

4.2 Termoekonomik Analiz

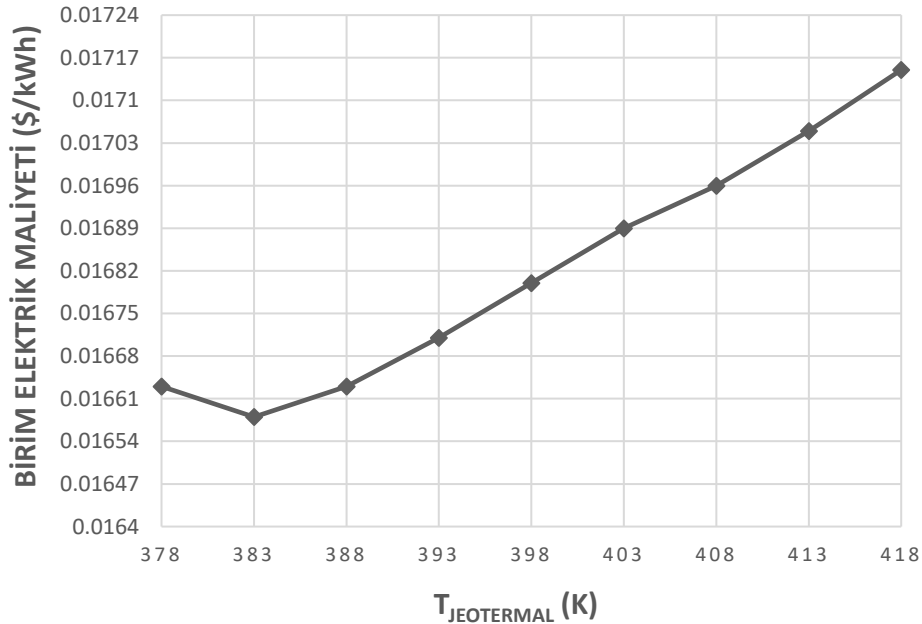
Kalina çevrimi, düşük ve orta sıcaklıktaki enerji kaynaklarının değerlendirilmesinde öne çıkan yenilikçi bir termodinamik çevrimdir. Bu çevrimin termoekonomik analizi,

sistemdeki bileşenlerin hem termodinamik hem de ekonomik performanslarını birlikte ele alarak, enerji dönüşümünün maliyet boyutunu ortaya koymayı amaçlamaktadır. Termoekonomik değerlendirme kapsamında; buharlaştırıcı, yoğusturucu, türbin, pompa ve ısı değiştiriciler gibi temel çevrim bileşenlerinin her biri için hem ekserji kayıpları hem de bu kayıpların neden olduğu ekonomik etkiler analiz edilmiştir. Yapılan analizlerde, özellikle yüksek sıcaklık farklarının gözlemlendiği ısı değiştirici bölgelerinde ekserji kayıplarının yoğunlaştığı ve bu bölgelerin toplam sistem maliyeti üzerindeki etkisinin arttığı belirlenmiştir. Kalina çevriminin karakteristik özelliği olan amonyak-su karışımının değişken buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, ısı eşleştirmesinde avantaj sağlarken; uygun olmayan tasarımlarda maliyet etkinliğini olumsuz yönde etkileyebilmektedir. Bu nedenle, termoekonomik analiz, yalnızca teknik verimliliğin değil, aynı zamanda sistemin yatırım geri dönüş süresi, birim elektrik üretim maliyeti ve toplam sistem maliyet etkinliği gibi ekonomik göstergelerle de optimize edilmesine olanak tanımaktadır. Sonuç olarak, Kalina çevrimi uygulamalarında termoekonomik analiz, sistem tasarımı ve iyileştirme süreçlerinde vazgeçilmez bir etkidir (Coskun, vd).

4.2.1 Değişken Jeotermal Kaynak Sıcaklığı ile Elde Edilen Termoekonomik Veriler

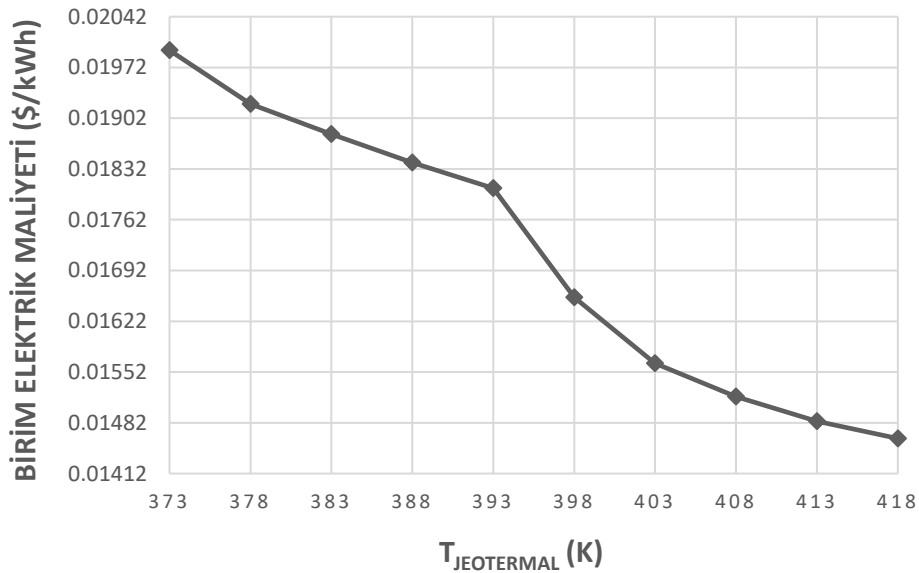
Sistem parametrelerindeki değişimlerin sonuçlar üzerindeki etkisinin incelenmesi büyük önem taşımaktadır. Jeotermal kaynaklarda yer yer zamana bağlı sıcaklık dalgalanmaları gözlenmektedir. Tasarlanan bu sistem özelinde jeotermal kaynak sıcaklığının güç üretimini nasıl etkilediğinin analiz edilmesi gereklidir. Jeotermal su sıcaklığının değişken olduğu bu tasarımda, amonyak-su karışımının kütleli debisi 30 kg/s, iş akışkanının sıvı faz giriş basıncı 3000 kPa ve iş akışkanının amonyak konsantrasyon oranı $x = 0,98$ olarak sabit kabul edilmiştir. Jeotermal su sıcaklığındaki değişimin birim elektrik üretim maliyetini nasıl değiştirdiği hesaplanmış ve grafik üzerinde gösterilmiştir. Şekil 4.28’de, jeotermal kaynak sıcaklığının birim elektrik üretim maliyeti (\$/kWh) üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Grafik incelendiğinde, jeotermal sıcaklık arttıkça birim elektrik maliyetinde kademeli bir artışın gözlemlendiği görülmektedir. 378 K sıcaklığında yaklaşık 0,01663 \$/kWh olan maliyet, 418 K sıcaklığında 0,01715 \$/kWh seviyesine yükselmiştir. Ancak dikkat çekici bir durum,

378 K' dan 383 K' ya kadar olan sıcaklık aralığında birim elektrik maliyetinin hafif bir azalma göstererek minimum noktaya ulaşmasıdır. Bu noktadan sonra ise sıcaklıkla birlikte maliyetin monoton şekilde arttığı gözlemlenmektedir. Bu artışın nedeni, Kalina çevriminde kullanılan iş akışkanını karışımının bileşimi ve çevrim sıcaklıklarının sistem performansı üzerinde doğrudan etkili olmasıdır. Amonyak oranının aşırı yüksek olması durumunda, karışımın buharlaşma eğrisi önemli ölçüde daralmakta ve buharlaşma ile yoğuşma süreçleri termodinamik olarak daha karmaşık ve verimsiz hâle gelmektedir. Özellikle yüksek sıcaklıklarda çevrimin verimli bir şekilde çalışabilmesi için daha fazla ısı geri kazanımı ve daha etkin bir soğutma sistemi gerekmektedir. Bu durum, yoğuşturucuda daha fazla soğutma yükü doğurmakta ve sistemin toplam çevrim yükünü artırmaktadır. Ayrıca, yüksek sıcaklıklarda sistem basıncı da artmakta; bu da amonyağın kaynama noktasını yükselterek buharlaşma sürecinin gerçekleşmesini zorlaştırmaktadır. Tüm bu etkenler, sistemdeki ekipmanlara uygulanan termomekanik gerilmeleri artırmakta, soğutma sistemlerinin enerji tüketimini yükseltmekte ve yatırım/işletme maliyetlerini olumsuz etkilemektedir. Sonuç olarak, sıcaklık artışına bağlı olarak çevrimden elde edilen net elektrik üretimi başına düşen toplam maliyetin arttığı, yani birim elektrik üretim maliyetinin yükseldiği gözlemlenmiştir.



Şekil 4.28 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen birim elektrik maliyeti 1 ($x=0,98$, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s)

Başka bir analizde yine jeotermal su sıcaklığının etkisi incelenmiş fakat amonyak su karışım oranı için bir önceki analizden farklı olarak $x = 0,90$ 'a düşürülmüştür. Diğer sistem verileri aynı tutulmuş olup şöyledir: türbin giriş basıncı 3000 kPa ve kütleli debi 30 kg/s. Bu veriler ile analiz yapılmış ve değişken jeotermal kaynak sıcaklığı ile birim elektrik üretiminin nasıl değiştiği hesaplanmıştır ve bu sonuçlar Şekil 4.29'da grafik halinde verilmiştir. Grafikte görüldüğü üzere, jeotermal sıcaklığın artmasıyla birlikte birim elektrik maliyetinde belirgin ve sürekli bir azalma eğilimi gözlemlenmektedir. Başlangıçta 373 K sıcaklığında yaklaşık 0,0199 \$/kWh olan birim elektrik maliyeti, 418 K sıcaklıkta 0,0146 \$/kWh düzeyine kadar düşmektedir. Bu durum, sistemin yüksek sıcaklıklarda daha verimli çalıştığını ve üretilen elektrik miktarının artmasına bağlı olarak birim üretim maliyetlerinin düştüğünü göstermektedir. Özellikle 393 K ile 398 K arasında maliyet eğrisinde daha dik bir düşüş görülmekte olup, bu sıcaklık aralığında iş akışkanının düşük sıcaklıklı ısı değiştiricisinde buharlaşma sürecine başlaması ve yüksek sıcaklıklı ısı değiştiricisinde buharlaşma işlemini sürdürmesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 4.29 Jeotermal su sıcaklığı ile değişen birim elektrik maliyeti 2 ($x=0,90$, $P=3000$ kPa, $m=30$ kg/s)

Bu eğilim, jeotermal enerji sistemlerinin daha yüksek sıcaklıklarda çalıştırılmasının ekonomik verimliliği artırabileceğini göstermektedir. Artan sıcaklıkla birlikte elektrik

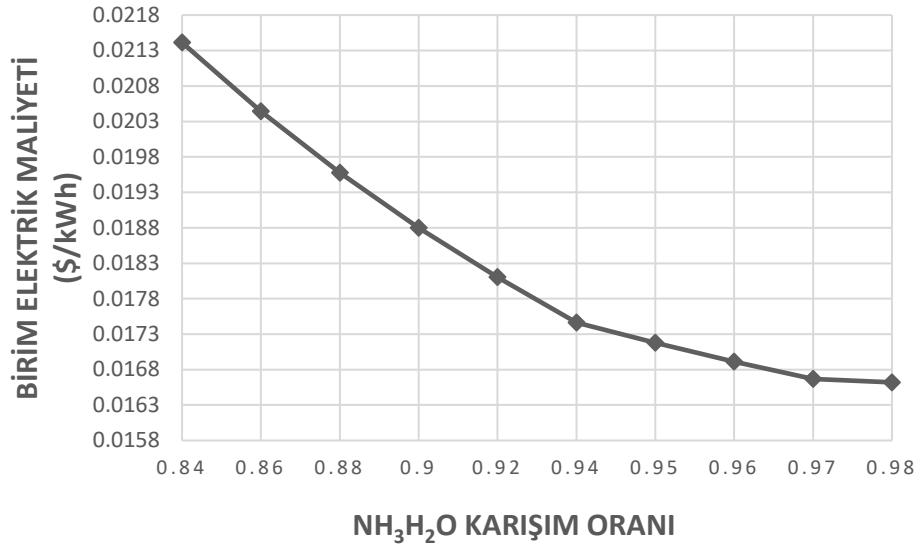
üretim kapasitesi yükselirken, sabit yatırım ve işletme maliyetlerinin üretilen elektrik başına düşen payı azaldığından, birim maliyetlerde düşüş meydana gelmektedir. Bu durum, sistemin ölçek ekonomisinden faydalandığını ve optimum çalışma koşullarının daha yüksek sıcaklıklarda sağlandığını ortaya koymaktadır. Ancak, bu sonucun geçerli olabilmesi için yüksek sıcaklıkların teknik açıdan sistem bileşenleri üzerinde olumsuz bir etki yaratmaması ve maliyet artışı oluşturmaması gerekmektedir. Dolayısıyla, bu tür ekonomik analizlerin, sistem tasarım sınırları ve ekipman dayanım limitleri çerçevesinde değerlendirilmesi büyük önem taşımaktadır.

4.2.2 Değişken Amonyak-Su Konsantrasyon Oranı ile Elde Edilen Termoekonomik Veriler

Bu tasarım analizin de amonyak-su karışımının kütleli debisi 30 kg/s, iş akışkanının sıvı faz giriş basıncı 3000 kPa ve jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C (383 K) olduğu durumda amonyak konsantrasyon oranında ki değişim ile elde edilen birim elektrik üretim maliyetine ait sonuçlar kaydedilmiştir. Şekil 4.30'da jeotermal enerji kaynaklı Kalina sisteminde kullanılan amonyak-su karışım oranının, sistemin birim elektrik üretim maliyeti (\$/kWh) üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Grafikte görüldüğü üzere, amonyak oranının artmasıyla birlikte birim elektrik maliyeti azalma eğilimi göstermektedir. $x = 0,84$ amonyak oranında yaklaşık 0,0214 \$/kWh seviyesinde olan maliyet, karışım oranı $x = 0,98$ 'e çıkarıldığında 0,0166 \$/kWh seviyesine kadar düşmektedir. Bu sonuç, amonyak oranının artırılmasının, sistemin soğutucu tarafında daha yüksek bir buharlaşma eğilimi yaratarak çevrim verimini yükselttiğini ve dolayısıyla üretilen elektrik başına düşen maliyeti azalttığını göstermektedir.

Amonyak, düşük kaynama sıcaklığı sayesinde düşük sıcaklıklı jeotermal kaynaklardan daha etkili bir şekilde ısı çekebilmekte, bu da sistemin enerji dönüşüm verimliliğini artırarak daha ekonomik çalışmasını sağlamaktadır. Özellikle $x = 0,90-0,96$ karışım oranları arasında, maliyetteki düşüş hızının belirginleştiği görülmektedir. Bu aralık hem termodinamik verimliliğin hem de ekonomik verimliliğin dengelendiği optimal karışım oranı aralığı olarak değerlendirilebilir. Ancak, $x = 0,96$ 'nın üzerindeki oranlarda maliyet eğrisinin daha yatay bir seyir izlediği, yani karışım oranının artırılmasının artık

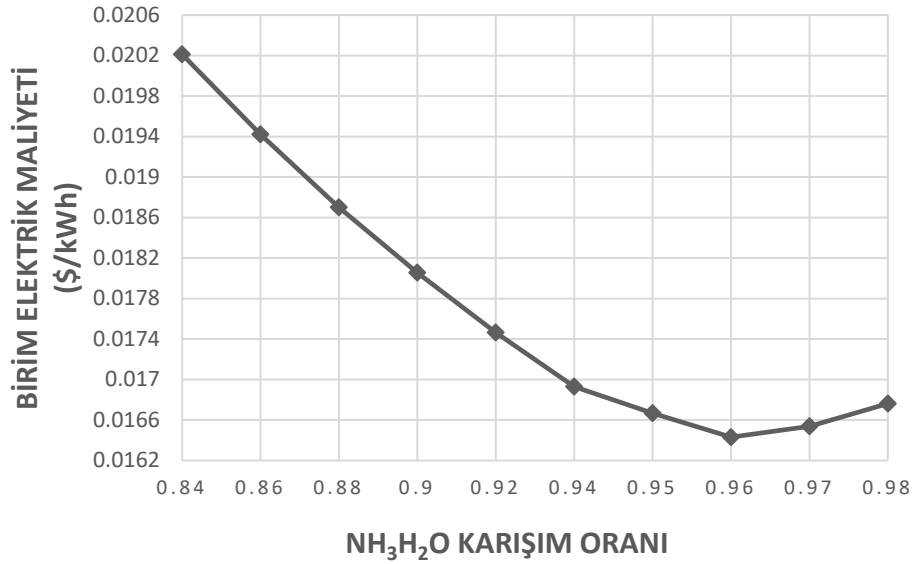
ekonomik açıdan daha sınırlı bir katkı sağladığı gözlemlenmektedir. Bu durum, amonyak oranı çok yüksek olduğunda sistemin çevrim dengesi açısından doygunluğa ulaştığını ve ek ekonomik kazanımın azaldığını göstermektedir.



Şekil 4.30 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen birim elektrik maliyeti 1 (T=110 °C, P=3000 kPa, m=30 kg/s)

Bir önceki analize göre sadece jeotermal kaynak sıcaklığını artırarak başka bir analiz yapılmıştır. Bu analizde kullanılan veriler şöyledir; amonyak-su karışımının kütlesel debisi 30 kg/s, iş akışkanının sıvı faz giriş basıncı 3000 kPa ve jeotermal kaynak sıcaklığı 120 °C (393 K)'dir. Şekil 4.31'de birim elektrik maliyeti ile karışım oranı arasındaki ilişki sunulmaktadır. Grafik incelendiğinde, karışım oranı $x = 0,84$ 'ten $x = 0,96$ 'ya kadar artırıldığında birim elektrik maliyetinin belirgin şekilde azaldığı gözlemlenmektedir. Başlangıçta 0,0202 \$/kWh seviyesinde olan maliyet, $x = 0,96$ karışım oranında minimum değeri olan yaklaşık 0,0164 \$/kWh seviyesine düşmektedir. Bu durum, artan amonyak oranının çevrimdeki buharlaşma ve enerji dönüşüm verimini artırarak daha fazla elektrik üretimine imkân tanıdığını ve dolayısıyla maliyetin düştüğünü göstermektedir. Ancak, karışım oranının $x = 0,96$ 'nın üzerine çıkarılmasıyla birlikte birim maliyetin yeniden artış eğilimine girdiği dikkat çekmektedir. $x = 0,96$ 'dan $x = 0,98$ 'e kadar olan aralıkta maliyet, hafif bir artışla yaklaşık 0,0167 \$/kWh seviyesine yükselmektedir. Bu noktadan itibaren, sistemdeki yüksek amonyak oranının termal dengesizliklere ve ısı alışverişi veriminde azalmaya neden olduğu

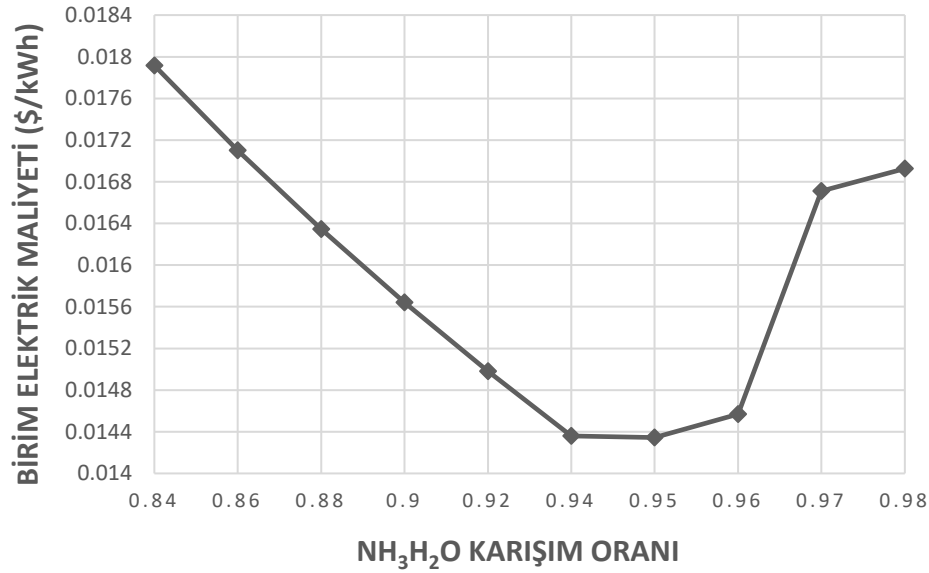
düşünülmektedir. Ayrıca amonyak oranının fazla artması, sistemdeki yoğunlaşma problemlerini ve pompalama iş yükünü artırarak dolaylı yoldan maliyeti yükseltebilmektedir.



Şekil 4.31 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen birim elektrik maliyeti 2 (T=120 °C, P=3000 kPa, m=30 kg/s)

Bir diğer analizde jeotermal kaynak sıcaklığı bir önceki analize göre bir miktar daha artırılarak 130 °C (403 K) değerinde sabit tutulmuştur. Diğer veriler şöyledir: amonyak-su karışımının kütleli debisi 30 kg/s, iş akışkanının sıvı faz giriş basıncı 3000 kPa. Bu veriler ile analiz yapılmış ve sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 4.32'de birim elektrik maliyetinin karışım oranına bağlı değişimi sunulmaktadır. Grafik incelendiğinde, karışım oranı $x = 0,84$ 'ten $x = 0,95$ 'e kadar artırıldığında birim elektrik maliyetinde sürekli bir azalma olduğu görülmektedir. Başlangıçta yaklaşık 0,0179 \$/kWh seviyesinde olan maliyet, karışım oranı $x = 0,95$ civarında minimum değerine (~0,0143 \$/kWh) ulaşmaktadır. Bu durum, artan amonyak oranının çevrimdeki ısı transferi kabiliyetini artırarak, sistemin daha verimli çalışmasına ve birim maliyetin düşmesine neden olduğunu göstermektedir. Bunun yanı sıra Karışım oranı 0,95'ten sonra artırılmaya devam edildiğinde, özellikle $x = 0,96$ ile $x = 0,98$ aralığında, maliyetin tekrar yükselmeye başladığı gözlemlenmektedir. Bu noktada maliyet yaklaşık 0,0169 \$/kWh seviyelerine kadar yükselmiştir. Bu artış, sistemdeki yüksek amonyak oranının yoğunlaşma ve buharlaşma süreçlerinde dengesizliklere yol açtığını, dolayısıyla enerji

veriminin düştüğünü ve pompalama gibi yardımcı sistem yüklerinin arttığını göstermektedir. Bu durum, karışım oranının fazla artırılmasının ekonomik performansa olumsuz yansıyabileceğini ortaya koymaktadır.



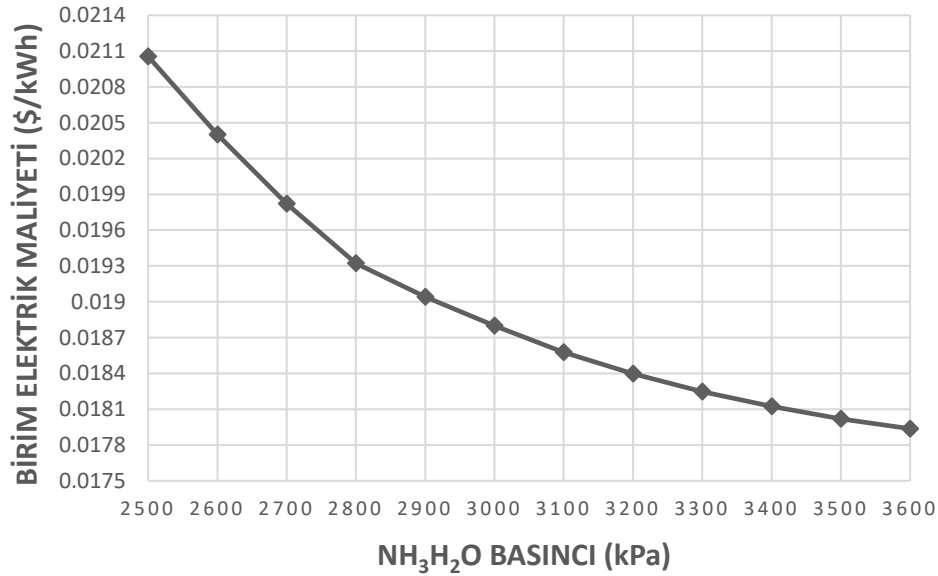
Şekil 4.32 Amonyak konsantrasyon oranı ile değişen birim elektrik maliyeti 3 (T=130 °C, P=3000 kPa, m=30 kg/s)

Sonuç olarak, bu analiz kapsamında değerlendirilen amonyak-su çevriminde optimum karışım oranı yaklaşık $x = 0,94-0,95$ aralığında belirlenmiştir. Bu aralıkta sistem, en düşük birim elektrik üretim maliyeti ile çalışmakta olup, ekonomik açıdan en verimli çalışma koşullarını sunmaktadır. Bu bulgu, amonyak-su karışımli ikili çevrim sistemlerin tasarımı ve işletilmesi açısından önemli bir tasarım kriteri olarak dikkate alınmaktadır.

4.2.3 Değişken Basınç ile Elde Edilen Termoeconomik Veriler

Bu bölümde, sistemdeki basıncın (kPa) artırılmasının birim elektrik maliyeti üzerindeki etkileri incelenmiştir. Tasarım analizin de amonyak-su karışımının kütlesel debisi 30 kg/s, amonyak-su konsantrasyon oranı $x = 0,90$ ve jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C (383 K) olduğu durumda basınçta ki değişim ile birim elektrik üretim maliyetinde elde edilen sonuçlar kaydedilmiştir. Şekil 4.33'te birim elektrik maliyetinin basınca bağlı

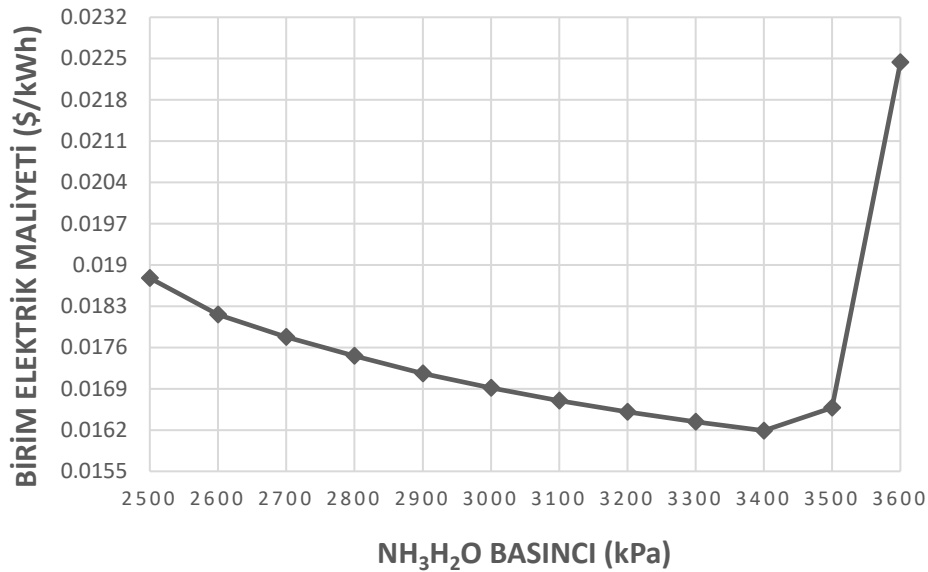
değişimi gösterilmektedir. Grafik verileri ele alındığında, çalışma basıncının 2500 kPa' dan 3600 kPa' ya doğru artmasıyla birlikte birim elektrik maliyetinde sürekli bir azalma eğilimi gözlemlenmektedir. Başlangıçta 2500 kPa basınçta yaklaşık 0,0210 \$/kWh olan birim maliyet, 3600 kPa basınç seviyesinde yaklaşık 0,0179 \$/kWh değerine kadar düşmektedir. Bu durum, artan basıncın termodinamik çevrim üzerindeki olumlu etkilerini ortaya koymaktadır. Yüksek basınç değerleri, sistemde buharlaşma ve yoğunlaşma işlemlerinin daha verimli gerçekleşmesine olanak tanımakta, bu da net iş üretiminin artmasına ve buna bağlı olarak elektrik üretim başına düşen maliyetin azalmasına neden olmaktadır. Ayrıca, basıncın artmasıyla birlikte türbin çıkışındaki enerji verimliliği de yükselmekte, bu da çevrim performansına pozitif katkı sağlamaktadır. Ancak bu iyileşmeye rağmen, daha yüksek basınç seviyelerinin ekipman maliyetlerini ve sistem güvenliği açısından tasarım gereksinimlerini artırabileceği göz önünde bulundurulmalıdır.



Şekil 4.33 Basınç ile değişen birim elektrik maliyeti 1 ($T=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, $x=0,90$, $m=30\text{ kg/s}$)

Aynı değerler kullanılarak sadece amonyak konsantrasyon oranını bir önceki analize göre artırılarak başka bir analiz yapılmıştır. Bu analizde kullanılan veriler şöyledir: amonyak konsantrasyon oranı $x = 0,96$, amonyak-su karışımının kütleli debisi 30 kg/s ve jeotermal kaynak sıcaklığı $110\text{ }^{\circ}\text{C}$ (383 K)'dir. Şekil 4.34'de birim elektrik maliyeti ile basınç arasındaki ilişki sunulmaktadır. Grafik incelendiğinde, 2500 kPa' dan 3400

kPa' a kadar olan basınç aralığında birim elektrik maliyetinde sürekli bir azalma eğilimi gözlemlenmektedir. Bu düşüş, sistemde artan basınçla birlikte termodinamik verimliliğin artması ve net güç üretiminin yükselmesiyle açıklanabilir. Özellikle bu aralıkta buharlaşma basıncı arttıkça türbin çıkış gücü artmakta, bu da enerji başına düşen maliyeti azaltmaktadır. Bu bağlamda, en düşük maliyet değeri yaklaşık olarak 0,0161 \$/kWh ile 3400 kPa basınç seviyesinde elde edilmiştir. Ancak, 3400 kPa' dan sonraki basınç artışlarıyla birlikte birim elektrik maliyetinde tersine bir artış eğilimi olduğu gözlemlenmektedir. Özellikle 3600 kPa basıncında birim maliyet keskin bir şekilde yükselerek yaklaşık 0,0224 \$/kWh seviyesine ulaşmıştır. Bu durum, yüksek basınç değerlerinin sistem verimliliği üzerinde olumsuz etkiler yaratabileceğini ve ekipman veriminde düşüşler ile çevrim kayıplarının oluşabileceğini düşündürmektedir. Ayrıca, artan basınçlar ekipman tasarımı, güvenlik, bakım ve yatırım maliyetlerinde belirgin artışlara neden olabilmektedir.

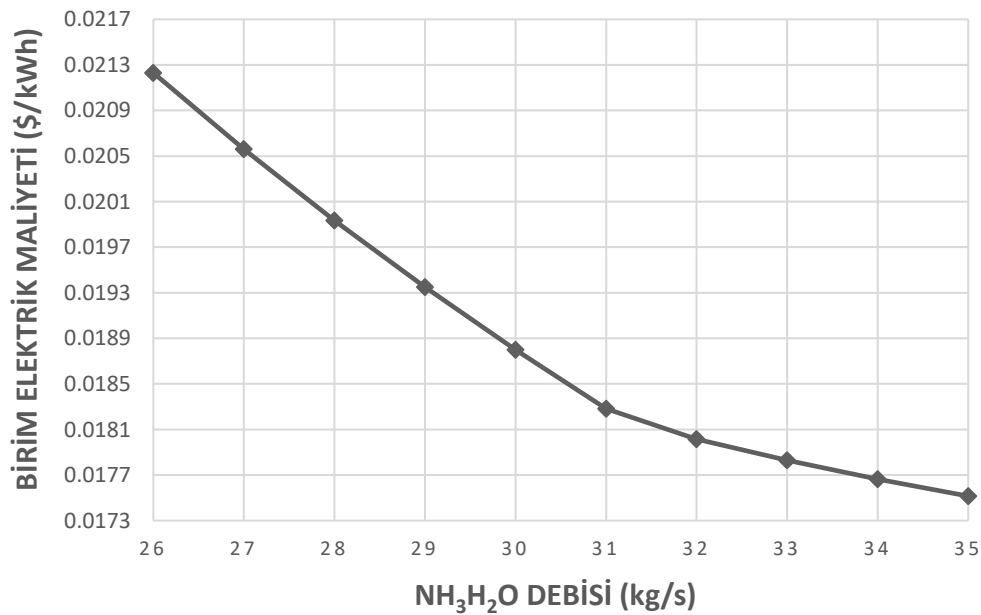


Şekil 4.34 Basınç ile değişen birim elektrik maliyeti 2 (T=110 °C, x=0,96, m=30 kg/s)

Bu çalışma analizi sonucuna göre, çalışma basıncının birim elektrik üretim maliyeti üzerinde optimum bir noktaya kadar olumlu bir etkisi olduğu, ancak bu değerin aşılması durumunda ekonomik performansın olumsuz etkilendiği görülmektedir. Bu nedenle, optimum sistem tasarımı için 3300–3400 kPa aralığı ekonomik açıdan en uygun çalışma basıncı aralığı olarak önerilmektedir.

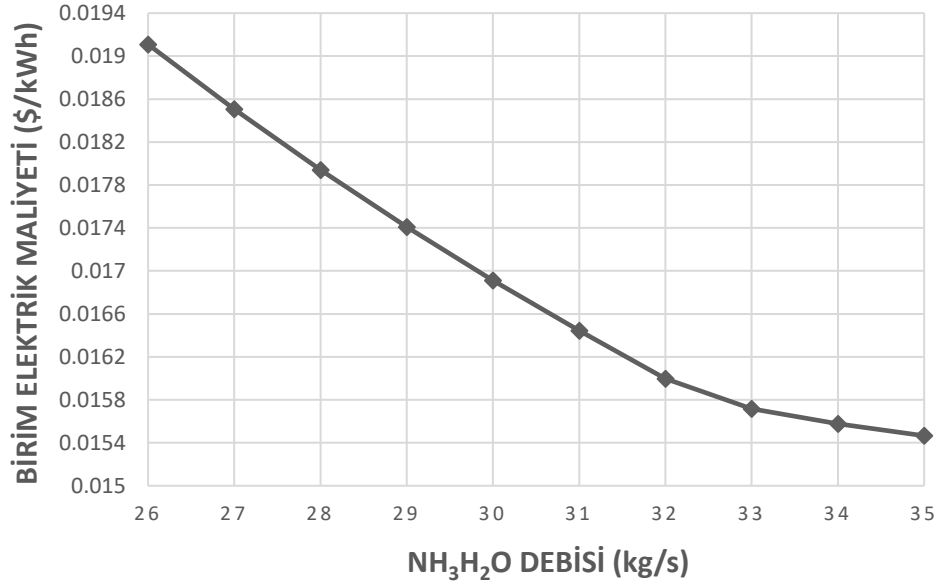
4.2.4 Değişken Debi ile Elde Edilen Termoekonomik Veriler

Bu bölümde, sistemde kullanılan iş akışkanının kütleli debisinin (kg/s) artırılmasının; birim elektrik maliyeti üzerindeki etkileri incelenmiştir. Tasarım analizinde iş akışkanının sıvı faz giriş basıncı 3000 kPa, amonyak-su konsantrasyon oranı $x = 0,90$ ve jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C (383 K) olduğu durumda kütleli debideki değişim ile elde edilen sonuçlar kaydedilmiştir. Şekil 4.35'te birim elektrik maliyeti (\$/kWh) ile amonyak-su karışımı kütleli debisi (kg/s) arasındaki ilişki verilmiştir. Grafik verilerine göre, debi arttıkça birim elektrik maliyetinin düşüş gösterdiği açıkça gözlemlenmektedir. 26 kg/s debi değerinde yaklaşık 0,0212 \$/kWh olan birim maliyet, 35 kg/s debi değerinde yaklaşık 0,0175 \$/kWh seviyesine kadar gerilemektedir. Bu düşüş, artan debi ile birlikte sistemden daha fazla enerji elde edilebilmesi ve net elektrik üretiminin artması ile açıklanabilir. Debi artışı, sistemin enerji girdisini yükselterek türbin çıkış gücünü artırmakta, bu da sabit yatırım ve işletme maliyetlerinin üretilen enerjiye bölünmesi sonucu birim maliyetin azalmasına neden olmaktadır. Ancak, debi artışının sınırsız bir ekonomik fayda getirmeyeceği de unutulmamalıdır. Belirli bir noktadan sonra; pompa gücü ihtiyacındaki artış, yoğunlaştırıcı kapasitesi ve ısıl denge koşulları gibi faktörler, sistemin genel verimliliğini olumsuz yönde etkileyebilmektedir.



Şekil 4.35 Debi ile değişen birim elektrik maliyeti 1 (T=110 °C, x=0,90, P=3000 kPa)

Bir başka tasarım analizin de iş akışkanının sıvı faz giriş basıncı 3000 kPa, amonyak-su konsantrasyon oranı $x = 0,96$ ve jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C (383 K) olduğu durumda kütleli debide ki değişim ile elde edilen sonuçlar izlenmiştir. Şekil 4.36’da amonyak-su karışımı debisinin (kg/s) birim elektrik maliyetine (\$/kWh) etkisi grafiksel olarak sunulmaktadır. Grafik incelendiğinde, debi değerinin artışıyla birlikte birim elektrik maliyetinde düzenli bir azalma gözlemlenmektedir. 26 kg/s başlangıç debi değerinde yaklaşık 0,0191 \$/kWh seviyesinde olan maliyet, debinin 35 kg/s’ye yükseltilmesiyle birlikte 0,0155 \$/kWh seviyelerine kadar düşmektedir. Bu durum, çevrimde kullanılan iş akışkanının debisinin artırılmasının, sistemin elektrik üretim kapasitesini yükselttiğini ve böylece sabit maliyetlerin birim enerjiye oranla daha az yansıdığını göstermektedir. Debi arttıkça maliyetin düşme eğilimi devam etmekle birlikte, grafikteki eğri incelendiğinde eğimin azaldığı, yani maliyet düşüş hızının yavaşladığı görülmektedir. Başlangıçta debi artışları sistem üzerinde büyük iyileştirmeler sağlarken, belirli bir noktadan sonra ilave debi artışları daha sınırlı faydalar getirmektedir. Ayrıca, daha yüksek debi değerleri; pompa gücü ihtiyacında artış, yoğunlaştırma sisteminde kapasite kısıtları mühendislik zorluklarını da beraberinde getirebilir.



Şekil 4.36 Debi ile değişen birim elektrik maliyeti 2 (T=110 °C, x=0,96, P=3000 kPa)

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu çalışmada, Afyonkarahisar ilinde faaliyet gösteren ve aktif olarak elektrik üretimi gerçekleştiren AFJET ORC Jeotermal Enerji Santrali'nin sıcaklık verileri esas alınarak Kalina çevrimi tasarımı gerçekleştirilmiş ve çevrimin performansı detaylı şekilde analiz edilmiştir. Kullanılan işletme parametreleri doğrultusunda, Kalina çevriminin enerji ve ekserji verimleri belirlenmiş, sistemin genel termodinamik performansı değerlendirilmiştir. Ayrıca, çevrimden elde edilen net elektrik üretimi ve birim elektrik üretim maliyeti gibi ekonomik göstergeler hesaplanarak sistemin teknik ve ekonomik değerlendirmesi yapılmıştır. Kalina çevriminin performansına etki eden çeşitli sistem parametreleri EES yazılımı aracılığıyla detaylı olarak analiz edilmiş; parametrik analizler, optimizasyon çalışmaları ve grafiksel değerlendirmeler gerçekleştirilerek en uygun işletme koşulları belirlenmiştir.

Yılmaz (2020) yapmış olduğu çalışmada, Afyonkarahisar'da bulunan 2700 kW kapasiteli binary tipteki Afyon Jeotermal Santrali'nin mevcut işletme verilerini kullanarak termodinamik ve termoeconomik performansı değerlendirmiş, potansiyel iyileştirme alanlarını belirlemiştir. Santral, Mühendislik Denklem Çözümü (EES) yazılımı aracılığıyla termodinamik olarak modellenmiş ve enerji-ekserji temelli analizler gerçekleştirilmiştir. Jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C, kütleli debisi ise 150 kg/s olarak alınmıştır. Analizler sonucunda enerji verimi %10,4, ekserji verimi ise %29,7 olarak hesaplanmıştır. Santralde üretilen net güç üretimi 2,62 MW ve elektriğin ekserjetik maliyeti ise 0,0233 \$/kWh olarak belirlenmiştir (Yılmaz 2020).

Yılmaz (2020) bu çalışmasında, temel varsayımlar doğrultusunda jeotermal akışkandan sağlanan enerji ve ekserji değerleri sırasıyla 62079 kW ve 8835 kW olarak hesaplanmıştır. Değerlendirilen bu jeotermal giriş parametrelerine göre, sistemin optimize edilmiş net enerji üretimi 3461 kW olarak elde edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, Afyon Jeotermal Enerji Santrali (AFJES) için enerji verimliliği %10,4, ekserji verimliliği ise %29,7 olarak belirlenmiştir. Elde edilen bu verimlilik değerleri, santralin mevcut jeotermal kaynak koşulları altında termodinamik performansını ortaya

koymakta ve sistemin iyileştirilmesine yönelik potansiyel geliştirme alanlarını işaret etmektedir (Yılmaz 2020).

Güler (2025) çalışmasında, Afyon Jeotermal Enerji Santrali'nde kullanılan farklı organik çalışma akışkanlarının sistem performansı üzerindeki etkilerini termodinamik ve termoeconomik açılardan değerlendirmiştir. Mevcut santral 110 °C sıcaklık ve 150 kg/s debiye sahip jeotermal kaynak ile yaklaşık 2,7 MW kapasitede elektrik üretimi gerçekleştirmektedir. Yapılan analizlerde, yaygın olarak kullanılan R-134a'nın yanı sıra izobutan, izopentan, n-pentan, R-12 ve R-32 gibi alternatif akışkanlar da dikkate alınmıştır. Termodinamik ve termoeconomik analizler sonucunda, R-134a kullanımıyla 2,75 MW net elektrik üretimi ve 0,025 \$/kWh birim elektrik üretim maliyeti elde edilmiştir. Alternatif akışkanlardan izobutanın, 2,95 MW net güç üretimi ve 0,016 \$/kWh üretim maliyeti ile daha üstün bir performans gösterdiğini tespit etmiştir. Enerji ve ekserji verimlilikleri açısından değerlendirildiğinde, R-134a için %10,9 enerji verimi ve %31,1 ekserji verimi elde edilirken, izobutan için bu değerler %11,6 enerji verimi ve %33,1 ekserji verimi olarak hesaplanmıştır (Güler 2025).

Yapılan çalışmada Kalina çevrimi kullanılarak tasarlanan sistemde, jeotermal kaynak sıcaklığı 110 °C ve kaynak debisi 150 kg/s olarak kabul edilmiştir. Sistem tasarımında kullanılan diğer temel parametreler; amonyak-su karışım oranı $x = 0,90$, karışımın çalışma basıncı $P = 4000$ kPa ve karışımın kütleli debisi $m = 36$ kg/s olarak belirlenmiştir. Yapılan analizler sonucunda, çevrimin enerji verimi %11,7 ekserji verimi ise %57,5 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, net elektrik üretimi 3,70 MW olarak belirlenmiş, sistemin birim elektrik üretim maliyeti ise 0,0120 \$/kWh olarak tespit edilmiştir. Çevrimde ki ekserji veriminin artması sistemdeki tersinmezliklerin azaldığını ve enerji dönüşüm süreçlerinin daha az kayıpla gerçekleştiğini göstermektedir. Elde edilen bu yüksek ekserji verimi, sistemin sadece teknik performansını değil, aynı zamanda birim elektrik maliyeti gibi termoeconomik göstergeleri de olumlu yönde etkilemiştir. Sonuç olarak, Kalina çevrimi düşük sıcaklıklı jeotermal kaynakların verimli ve ekonomik bir şekilde değerlendirilmesine imkân sağlamıştır.

6. KAYNAKLAR

- Akkurt F, 2020, Düşük Sıcaklıkta Jeotermal Enerji Kaynaklı Organik Rankine Çevrimi Sisteminin Enerji ve Ekserji Analizi. Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi, 25(2), 729-742.
- Arpa İ, ve Şahin A Ş, 2023, Jeotermal Enerji Kaynaklı Organik Rankine Güç Santralinin Termodinamik Analizi. Sürdürülebilir Mühendislik Uygulamaları ve Teknolojik Gelişmeler Dergisi , 7 (1), 1-15.
- Arslan O, 2011, Power Generation From Medium Temperature Geothermal Resources: ANN-Based Optimization of Kalina Cycle System-34. Energy, 36(5), 2528-2534.
- Arslan O, Köse R, Alakuş B, Özgür M A, 2006, Examining of Power Generation Potential in Simav Geothermal Field. Journal of Science and Technology of Dumlupınar University, (012), 57-67.
- Ata S, Aksoy M, Şahin R, ve Kahraman A, 2022, Jeotermal Isı Kaynaklı Organik Rankine Çevriminde Kuru ve İzantropik Akışkanların Çevresel Etkilerinin ve Termodinamik Performanslarının Karşılaştırılması. Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, 12(3), 726-743.
- Bademlioğlu A, Canbolat A, Yamankaradeniz N, Kaynaklı Ö, 2019, A Parametric Analysis of The Performance of Organic Rankine Cycle With Heat Recovery Exchanger and Its Statistical Evaluation. Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 39(2), 121-135.
- Bejan A, 2013, Entropy Generation Minimization: the Method of Thermodynamic Optimization of Finite-Size Systems and Finite-Time Processes. CRC Press.
- Bejan A, Tsatsaronis G, and Moran M J 1995, Thermal Design and Optimization. John Wiley and Sons.
- Bolat M, 2021, Jeotermal Enerji Kaynaklı Organik Rankine Çevrimi ve Kalina Çevriminin Termodinamik ve Ekonomik Analizleri (Master's thesis, Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü).

- Cao L, Wang J, Chen L, Dai Y, 2018, Comprehensive Analysis and Optimization of Kalina-Flash Cycles For Low-grade Heat Source. *Applied Thermal Engineering*, 131, 540-552.
- Cengel Y A, Boles M A, 2002, *Thermodynamics: An Engineering Approach*. Sea, 1000(8862), 287-93.
- Cihan E, 2014, Organik Rankine Çevrimi ile Çalışan Atık Isı Kaynaklı Bir Soğutma Sisteminin Performansının Araştırılması. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 34(1), 101-109.
- Coskun A, Bolatturk A, Kanoglu M, 2014, Thermodynamic and Economic Analysis and Optimization of Power Cycles for a Medium Temperature Geothermal Resource. *Energy Conversion and Management*, 78, 39-49.
- Deepak K, Gupta A V S S K S, 2016, March. Performance Augmentation of Low Temperature Kalina Cycle System. In 2016 International Conference on Electrical, Electronics, and Optimization Techniques (ICEEOT) (pp. 2311-2316). IEEE.
- Fallah M, Mahmoudi S M S, Yari M, Ghiasi R A, 2016, Advanced Exergy Analysis of The Kalina Cycle Applied for Low Temperature Enhanced Geothermal System. *Energy Conversion and Management*, 108, 190-201, por.
- Fu W, Zhu J, Li T, Zhang W, Li J, 2013, Comparison of a Kalina Cycle Based Cascade Utilization System With an Existing Organic Rankine Cycle Based Geothermal Power System in an Oilfield. *Applied Thermal Engineering*, 58(1-2), 224-233.
- Fu W, Zhu J, Zhang W, Lu Z, 2013, Performance Evaluation of Kalina Cycle Subsystem on Geothermal Power Generation in the Oilfield. *Applied Thermal Engineering*, 54(2), 497-506.
- Güler Ö F, 2025, Working Fluid Selection and Performance Analysis for the Afyon Geothermal Energy Plant. *ENGINEERING PERSPECTIVE*, 1.
- Güngör E, 2018, Jeotermal Enerji ile Yapılan Bölgesel Isıtma Sistemlerinde Enerji Verimliliğinin Arttırılması (Master's thesis, Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Hai T, El-Shafay A S, Alizadeh A A, Chauhan B S, Almojil S F, Almohana A I, Alali A

- F, 2023, Combination of a Geothermal-Driven Double-Flash Cycle and a Kalina Cycle to Devise a Polygeneration System: Environmental Assessment and Optimization. *Applied Thermal Engineering*, 228, 120437.
- Havuz F, 2012, Türkiye’de Jeotermal Seracılığın Teknolojik ve Ekonomik Analizi (Master's thesis, Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Hossain M M, Ahmed N A, Shahriyar M A, Ehsan M M, Riaz F, Salehin S, Salman C A, 2021, Analysis and Optimization of a Modified Kalina Cycle System for Low-Grade Heat Utilization. *Energy Conversion and Management*: X, 12, 100121.
- Júnior E P B, Arrieta M D P, Arrieta F R P, Silva C H F, 2019, Assessment of a Kalina Cycle for Waste Heat Recovery in the Cement Industry. *Applied Thermal Engineering*, 147, 421-437
- Kaczmarczyk M, Tomaszewska B, Pająk L, 2020, Geological and Thermodynamic Analysis of Low Enthalpy Geothermal Resources to Electricity Generation Using ORC and Kalina Cycle Technology. *Energies*, 13(6), 1335.
- Kakaç S, Liu H, Pramuanjaroenkij A, 2002, Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design. CRC Press.
- Kalan A S, Ghiasirad H, Saray R K, Mirmasoumi S, 2021, Thermo-Economic Evaluation and Multi-Objective Optimization of a Waste Heat Driven Combined Cooling and Power System Based on a Modified Kalina Cycle. *Energy Conversion and Management*, 247, 114723.
- Kaşka Ö, Bor O, Tokgöz N, 2018, Organik Rankine-Brayton Birleşik Çevriminin Enerji ve Ekserji Analizi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 33(4), 1201-1214.
- Koç Y, ve Yağlı H, 2020, Isı-Güç Kombine Sistemlerinde Kullanılan Kalina Çevriminin Enerji ve Ekserji Analizi. *Politeknik Dergisi*.
- Li H, Hu D, Wang M, Dai Y, 2016, Off-design Performance Analysis of Kalina Cycle for Low Temperature Geothermal Source. *Applied Thermal Engineering*, 107, 728-737.

- Long R, Kuang Z, Li B, Liu Z, Liu W, 2019, Exergy Analysis and Performance Optimization of Kalina Cycle System 11 (KCS-11) for Low Grade Waste Heat Recovery. *Energy Procedia*, 158, 1354-1359.
- Mahmoudi S M S, Pourreza A, Akbari A D, Yari M, 2016, Exergoeconomic Evaluation and Optimization of a Novel Combined Augmented Kalina Cycle/Gas Turbine-Modular Helium Reactor. *Applied Thermal Engineering*, 109, 109-120.
- Mergner H, Weimer T, 2015, Performance of Ammonia–Water Based Cycles for Power Generation From Low Enthalpy Heat Sources. *Energy*, 88, 93-100.
- Mocanu G, Ion I V, Popescu F, 2020, Düşük Entalpili Jeotermal Kaynaklarla Çalıştırılan Kalina Döngüsü Tabanlı Bir CHP Tesisinin Enerji Performansı. E3S Web of Conferences'da (Cilt 207, s. 01015). EDP Sciences.
- Modi A, and Haglind F, 2015, Thermodynamic Optimisation and Analysis of Four Kalina Cycle Layouts for High Temperature Applications. *Applied Thermal Engineering*, 76, 196-205.
- Moran M J, Shapiro H N, Boettner D D, Bailey M B, 2010, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons.
- Mosaffa A H, Mokarram N H, Farshi L G, 2017, Thermoeconomic Analysis of a New Combination of Ammonia/Water Power Generation Cycle With GT-MHR Cycle and LNG Cryogenic Exergy. *Applied Thermal Engineering*, 124, 1343-1353.
- Önal M, 2020, Sürdürülebilir Kalkınmada Yenilenebilir Enerjinin Önemi: Türkiye Üzerinde Bir Değerlendirme. *Turkish Business Journal*, 1(1), 78-97.
- Özdemir A, Yaşar E, Şahinoğlu A, 2019, İskenderun'da (Hatay) Jeotermal Jeofizik Çalışmaları: Jeotermal Enerji İçin İlk Belirti. In 3rd International Symposium on Multi disciplinary Studies and Innovative Technologies.
- Özahi E, Tozlu A, 2020, Optimization of an Adapted Kalina Cycle to an Actual Municipal Solid Waste Power Plant by Using NSGA-II Method. *Renewable Energy*, 149, 1146-1156.
- Parvathy S D, Varghese J, 2021, Energy Analysis of a Kalina Cycle With Double Turbine and Reheating. *Materials Today: Proceedings*, 47, 5045-5051.

- Prananto L A, Zaini I N, Mahendranata B I, Juangsa F B, Aziz M, Soelaiman T A F, 2018, Use of the Kalina Cycle as a Bottoming Cycle in a Geothermal Power Plant: Case Study of the Wayang Windu Geothermal Power Plant. *Applied Thermal Engineering*, 132, 686-696.
- Rad E A, Mohammadi S, Tayyeban E, 2020, Simultaneous Optimization of Working Fluid and Boiler Pressure in an Organic Rankine Cycle for Different Heat Source Temperatures. *Energy*, 194, 116856.
- Rodríguez C E C, Palacio J C E, Venturini O J, Lora E E S, Cobas V M, Dos Santos D M, ... Gialluca V, 2013, Exergetic and Economic Comparison of ORC and Kalina Cycle for Low Temperature Enhanced Geothermal System in Brazil. *Applied Thermal Engineering*, 52(1), 109-119.
- Rostamzadeh H, Ebadollahi M, Ghaebi H, Shokri A, 2019, Comparative Study of Two Novel Micro-CCHP Systems Based on Organic Rankine Cycle and Kalina Cycle. *Energy Conversion and Management*, 183, 210-229.
- Roy J P, Mishra M K, Misra A, 2010, Parametric Optimization and Performance Analysis of a Waste Heat Recovery System Using Organic Rankine Cycle. *Energy*, 35(12), 5049-5062.
- Saksiwi N D, Soedjarno B A, Halimi B, 2018, October. Comparison on R245fa, R1233zd, R141b for Organic Rankine Cycle (ORC). In 2018 Conference on Power Engineering and Renewable Energy (ICPERE) (pp. 1-5). IEEE.
- Sayyaadi H, Khosravanifard Y, Sohani A, 2020, Solutions for Thermal Energy Exploitation from the Exhaust of an Industrial Gas Turbine Using Optimized Bottoming Cycles. *Energy Conversion and Management*, 207, 112523.
- Shao L, Ma X, Wei X, Hou Z, Meng X, 2017, Design and Experimental Study of a Small-sized Organic Rankine Cycle System Under Various Cooling Conditions. *Energy*, 130, 236-245.
- Shokati N, Ranjbar F, Yari M, 2015, Exergoeconomic Analysis and Optimization of Basic, Dual-Pressure and Dual-Fluid ORCs and Kalina Geothermal Power Plants: A Comparative Study. *Renewable Energy*, 83, 527-542.
- Şahin R, Ata S, Kahraman A, 2018, Organik Rankine Çevriminde Farklı Tip

- Akışkanlarda Türbin Giriş Sıcaklığı ve Basıncının Sistem Bileşenlerindeki Tersinmezlik Değerlerine Etkisinin Belirlenmesi. Çukurova Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 33(2), 225-236.
- Ustaoglu A, 2020, Jeotermal Enerji Kaynaklı Ara Isıtmalı Organik Rankine Çevriminin Konvansiyonel ve İleri Ekserji Analizi. Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi, 8(1), 783-800.
- Victor R A, Kim J K, Smith R, 2013, Composition Optimisation of Working Fluids for Organic Rankine Cycles and Kalina Cycles. Energy, 55, 114-126.
- Wang E, Yu Z, 2016, A Numerical Analysis of a Composition-Adjustable Kalina Cycle Power Plant for Power Generation from Low-Temperature Geothermal Sources. Applied Energy, 180, 834-848.
- Wang J, Wang J, Dai Y, Zhao P, 2017, Assessment of Off-Design Performance of a Kalina Cycle Driven By Low-Grade Heat Source. Energy, 138, 459-472.
- Wang Y, Tang Q, Wang M, Feng X, 2017, Thermodynamic Performance Comparison Between ORC and Kalina Cycles for Multi-Stream Waste Heat Recovery. Energy Conversion and Management, 143, 482-492.
- Wei D, Lu X, Lu Z, Gu J, 2007, Performance Analysis and Optimization of Organic Rankine Cycle (ORC) for Waste Heat Recovery. Energy Conversion and Management, 48(4), 1113-1119.
- Yao S, Zhang Y, Yu X, 2018, Thermo-Economic Analysis of a Novel Power Generation System Integrating a Natural Gas Expansion Plant With a Geothermal ORC in Tianjin, China. Energy, 164, 602-614.
- Yari M, Mehr A S, Zare V, Mahmoudi S M S, Rosen M A, 2015, Exergoeconomic Comparison of TLC (Trilateral Rankine Cycle), ORC (Organic Rankine Cycle) and Kalina Cycle Using a Low Grade Heat Source. Energy, 83, 712-722.
- Yılmaz C, 2020, Performance Evaluation of Afyon Geothermal Power Plant With Low Grade Energy Sources. Konya Journal of Engineering Sciences, 8(3), 448-465.
- Yılmaz C, 2020, Improving Performance and Thermoeconomic Optimization of an Existing Binary Geothermal Power Plant: A Case Study. Isı Bilimi ve Tekniği

Dergisi, 40(1), 37-51.

Yılmaz F, 2018, Jeotermal Enerji Destekli Güç ve Temiz Su Üretim Sisteminin İncelenmesi ve Termodinamik Analizi. Academic Platform-Journal of Engineering and Science, 6(2), 86-93.

Zare V, and Palideh V, 2018, Employing Thermoelectric Generator for Power Generation Enhancement in a Kalina Cycle Driven By Low-Grade Geothermal Energy. Applied Thermal Engineering, 130, 418-428.

Zheng S, Chen K, Du Y, Fan G, Dai Y, Zhao P, Wang J, 2021, Comparative Analysis on Off-Design Performance of a Novel Parallel Dual-Pressure Kalina Cycle for Low-Grade Heat Utilization. Energy Conversion and Management, 234, 113912.

İnternet Kaynakları

- 1- <https://jeotermalenerji.com.tr/tr/>, 03.04.2025
- 2- <https://www.mta.gov.tr/>, 03.04.2025
- 3- <https://enerji.gov.tr/bilgi-merkezi-enerji-jeotermal>, 03.04.2025
- 4- <https://www.enerjiatlasi.com/jeotermal/>, 03.04.2025
- 5- <https://fchartsoftware.com/ees/>, 01.06.2025

