

**JEOTERMAL ENERJİ KULLANILARAK SIVI HİDROJEN ÜRETİMİ
İÇİN GELİŞTİRİLEN ORC DESTEKLİ ÇOK FONKSİYONLU BİR
SİSTEMİN MODELLENMESİ, TERMODİNAMİK OPTİMİZASYONU
VE EKSERGOEKONOMİK ANALİZİ**

Ali Hüsni BADEMLİOĞLU



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**JEOTERMAL ENERJİ KULLANILARAK SIVI HİDROJEN ÜRETİMİ İÇİN
GELİŞTİRİLEN ORC DESTEKLİ ÇOK FONKSİYONLU BİR SİSTEMİN
MODELLENMESİ, TERMODİNAMİK OPTİMİZASYONU
VE EKSERGOEKONOMİK ANALİZİ**

Ali Hüsnü BADEMLİOĞLU
0000-0001-6944-4900

Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020

TEZ ONAYI

Ali Hüsnu BADEMLİOĞLU tarafından hazırlanan "JEOTERMAL ENERJİ KULLANILARAK SIVI HİDROJEN ÜRETİMİ İÇİN GELİŞTİRİLEN ORC DESTEKLİ ÇOK FONKSİYONLU BİR SİSTEMİN MODELLENMESİ, TERMODİNAMİK OPTİMİZASYONU VE EKSERGOEKONOMİK ANALİZİ" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

Başkan : Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI
0000-0002-9763-6464
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ
0000-0003-0087-2629
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Prof. Dr. Mehmet İhsan KARAMANGİL
0000-0001-5965-0313
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Prof. Dr. Yusuf Ali KARA
0000-0001-5598-7293
Bursa Teknik Üniversitesi,
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Kemal Furkan SÖKMEN
0000-0001-8647-4861
Bursa Teknik Üniversitesi,
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü
31/12/2020

U.Ü. 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 yararlanması 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.

31/12/2020

Ali Hüsnü BADEMLİOĞLU

ÖZET

Doktora Tezi

JEOTERMAL ENERJİ KULLANILARAK SIVI HİDROJEN ÜRETİMİ İÇİN GELİŞTİRİLEN ORC DESTEKLİ ÇOK FONKSİYONLU BİR SİSTEMİN MODELLENMESİ, TERMODİNAMİK OPTİMİZASYONU VE EKSERGOEKONOMİK ANALİZİ

Ali Hüsnü BADEMLİOĞLU

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

Bu çalışmada, sıvı hidrojen üretimi için geliştirilen jeotermal enerji kaynaklı ve alt modül olarak sırasıyla ORC sistemi, yüksek sıcaklıklı elektroliz, absorpsiyonlu soğutma ve hidrojen sıvılaştırma çevrimlerinden oluşan kapsamlı, çok fonksiyonlu bir sistem modellenmiş, modellenen sistemin termodinamik optimizasyonu ve eksergoekonomik analizleri gerçekleştirilmiştir. Sıvı hidrojen üretimi için modellenen sistemin termodinamik performansı ORC sistemlerinde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar (R123, R245fa, R601, n-Hexane) için farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında (100°C-150°C) incelenmiştir. Ayrıca çalışma kapsamında farklı sıvılaştırma çevrimleri ve absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan eriyik çiftleri dikkate alınarak hidrojen üretim sistemi için altı farklı model oluşturulmuştur. Modellerin enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiş, sıvı hidrojen üretim performansları karşılaştırılmış ve sistem için optimum çalışma parametreleri belirlenmiştir. Optimum çalışma şartları için eksergoekonomik analizler gerçekleştirilmiş ve sistemi oluşturan komponentlerin eksergoekonomik performansları değerlendirilmiştir.

Oluşturulan tüm modeller birlikte ele alındığında, ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminin kullanıldığı ve absorpsiyonlu soğutma çevriminde NH₃-H₂O eriyik çiftinin tercih edildiği Model 2'nin termodinamik performansının diğer modellere kıyasla daha yüksek olduğu ve hidrojen üretim miktarı açısından ise daha kullanılabilir olduğu belirlenmiştir. Sabit çalışma şartlarında, soğutucu akışkan ve buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak Model 2'de üretilen hidrojen miktarı maksimum 0,18049 kg/s olarak hesaplanmış, enerji ve ekserji verimi ise sırasıyla maksimum %11,56 ve %35,09 olarak belirlenmiştir. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığı ve n-Hexane için Model 2'nin eksergoekonomik analizleri gerçekleştirilmiş ve elektroliz ünitesi 441,206 USD/h ile en yüksek yatırım maliyetine sahip komponent olmuştur. Ayrıca sistemde, ekserji yıkım maliyeti en yüksek olan komponentin 61,206 USD/h maliyet ile Claude sıvılaştırma sistemindeki (2) numaralı eşanjör olduğu belirlenmiştir. Sıvılaştırılan hidrojenin birim ekserji maliyeti 11,277 USD/GJ olarak hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: ORC, jeotermal, hidrojen, enerji, ekserji, eksergoekonomik, sistem
2020, xii + 195 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

MODELLING, THERMODYNAMIC OPTIMIZATION AND EXERGOECONOMIC ANALYSIS OF AN ORC AIDED MULTIFUNCTIONAL SYSTEM UTILIZING GEOTHERMAL ENERGY FOR THE PRODUCTION OF LIQUID HYDROGEN

Ali Hüsni BADEMLİOĞLU

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

In this study, a comprehensive, multifunctional system consisting of ORC system, high temperature electrolysis system, absorption refrigeration system and hydrogen liquefaction system, developed for liquid hydrogen production, aided from geothermal energy, was modeled and thermodynamic optimization and exergoeconomic analyzes of the modeled system were performed. The thermodynamic performance of the system modeled for liquid hydrogen production was investigated at different evaporator temperatures (100°C-150°C) for different refrigerants (R123, R245fa, R601, n-Hexane) used in ORC systems. In addition, within the scope of the study, six different models were created for the hydrogen production system by considering the different liquefaction cycles and the solution pairs used in the absorption refrigeration system. Energy and exergy analyze of the models were performed, liquid hydrogen production performances were compared, and optimum operating parameters were determined for the system. Exergoeconomic analysis were performed for optimum operating conditions, and the exergoeconomic performances of the components that made up the system were evaluated.

Considering all created models, it was determined that the thermodynamic performance of Model 2, in which the precooled Claude liquefaction system is used and the NH₃-H₂O solution pair is preferred in the absorption refrigeration cycle, was higher than the other models and more usable in terms of the amount of hydrogen production. Under constant operating conditions, the amount of hydrogen produced in Model 2 depending on the refrigerant and evaporator temperature was calculated as maximum 0,18049 kg/h, the energy and exergy efficiency was determined as 11,56% and 35,09% respectively. Exergoeconomic analysis of Model 2 for 150°C evaporator temperature and n-Hexane was performed and the electrolysis unit became the component with the highest investment cost with 441,206 USD/h. Furthermore, it was determined that the component with the highest exergy destruction cost in the system was the heat exchanger (2) in the Claude liquefaction system with a cost of 61,206 USD/h. The unit exergetic cost of liquefied hydrogen was calculated as 11,277 USD/GJ.

Key words: ORC, geothermal, hydrogen, energy, exergy, exergoeconomic, system
2020, xii + 195 pages.

TEŞEKKÜR

Tez çalışmalarım süresince yardım ve desteğini hiçbir zaman esirgemeyen, bilgi ve deneyimleriyle bana her konuda yol gösteren ve beni akademik hayata hazırlayan, öğrencisi olmaktan onur duyduğum çok değerli danışman hocam Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmamın her aşamasında değerli fikirleriyle beni yönlendiren, engin bilgi ve tecrübeleriyle çalışmama değer katan saygıdeğer hocam Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ'e en içten teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmam esnasında yardımlarını esirgemeyen değerli arkadaşlarım Arş. Gör. Abdullah DÜZCAN'a ve Arş. Gör. Ahmet Serhan CANBOLAT'a çok teşekkür ederim.

Hayatım boyunca vermiş olduğum tüm kararlarda beni destekleyen, her zaman yanımda olan, sevgilerini, maddi ve manevi yardımlarını esirgemeyen çok değerli annem Nazan BADEMLİOĞLU'na ve ablam Deren ERMAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak, yapmış olduğum bu çalışmayı desteğini her zaman hissettiğim rahmetli babam Tahir BADEMLİOĞLU'nun kıymetli anısına ithaf ederim.

Ali Hüsnü BADEMLİOĞLU
31/12/2020

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	ii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	5
2.1 Organik Rankine Çevrimi ile İlgili Çalışmalar	5
2.2 Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi ile İlgili Çalışmalar	12
2.3 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi ile İlgili Çalışmalar	14
2.4 Hidrojen Sıvılaştırma Sistemleri ile İlgili Çalışmalar	18
3. MATERYAL VE YÖNTEM	21
3.1 Enerji Analizi	21
3.1.1 Kütle Dengesi.....	21
3.1.2 Enerji Dengesi.....	22
3.2 Ekserji Analizi.....	22
3.2.1 Fiziksel Ekserji.....	24
3.2.2 Kimyasal Ekserji	24
3.2.3 Ekserji Dengesi	26
3.3 Eksergoekonomik Analiz	26
3.3.1 Ekonomik Parametreler.....	27
3.3.2 SPECO Yöntemi	28
3.3.3 Ekserjiye Bağlı Maliyet Denge Denklemleri	29
3.3.4 Eksergoekonomik Performans Parametreleri.....	31
3.4 Organik Rankine Çevrimi (ORC)	32
3.4.1 Organik Rankine Çevriminin Enerji Analizi	33
3.4.2 Organik Rankine Çevriminin Ekserji Analizi	36
3.4.3 Organik Rankine Çevriminin Eksergoekonomik Analizi	38
3.5 Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi	41
3.5.1 Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sisteminin Enerji Analizi.....	45
3.5.2 Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sisteminin Ekserji Analizi	49

3.5.3 Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sisteminin Eksergoekonomik Analizi	53
3.6 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi	55
3.6.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Enerji Analizi	56
3.6.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi.....	62
3.6.3 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Eksergoekonomik Analizi.....	66
3.7 Gaz Sıvılaştırma Sistemleri.....	68
3.7.1 Linde-Hampson Sıvılaştırma Sistemi	68
3.7.2 Ön Soğutmalı Linde-Hampson Sıvılaştırma Sistemi	70
3.7.3 Ön Soğutmalı Claude Sıvılaştırma Sistemi.....	71
3.7.4 Ön Soğutmalı Heylandt Sıvılaştırma Sistemi	72
3.7.5 Gaz Sıvılaştırma Sistemlerinin Enerji Analizi	74
3.7.6 Gaz Sıvılaştırma Sistemlerinin Ekserji Analizi.....	82
3.7.7 Gaz Sıvılaştırma Sistemlerinin Eksergoekonomik Analizi.....	85
3.8 Sıvı Hidrojen Üretim Sisteminin Enerji ve Ekserji Verimi	87
3.9 Sistem Modellemesi	88
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	93
4.1. ORC Sisteminin Termodinamik Performansı	96
4.2. Model 1 için Analiz Sonuçları	106
4.3. Model 2 için Analiz Sonuçları	121
4.4. Model 3 için Analiz Sonuçları	129
4.5. Model 4 için Analiz Sonuçları	137
4.6. Model 5 için Analiz Sonuçları	149
4.7. Model 6 için Analiz Sonuçları	158
4.8. Modellerin Termodinamik Performanslarının Karşılaştırılması.....	166
4.8.1. Kullanılan Farklı Soğutucu Akışkanlar için Performans Karşılaştırması.....	166
4.8.2. Farklı Buharlaştırıcı Sıcaklıkları için Performans Karşılaştırması	169
4.9. Eksergoekonomik Analiz Sonuçları.....	172
5. SONUÇ	182
KAYNAKLAR	185
ÖZGEÇMİŞ	193

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
A	yüzey alanı (m ²)
c	birim ekserji maliyeti (USD/GJ)
c_F	yakıt birim ekserji maliyeti (USD/GJ)
c_P	ürün birim ekserji maliyeti (USD/GJ)
C_p	özgül ısı (kJ/kg K)
\dot{C}	ekserji maliyeti (USD/h)
\dot{C}_D	ekserji yıkım maliyeti (USD/h)
\dot{C}_k^{CI}	satın alma maliyeti (USD)
e	özgül ekserji (kJ/kg)
e^{ch}	standart kimyasal ekserji (kJ/kmol)
\dot{E}	ekserji (kW)
f_k	eksergoekonomik faktör (%)
g	yerçekimi ivmesi (m/s ²)
h	özgül entalpi (kJ/kg)
\dot{I}	ekserji yıkımı (kW)
i	bileşik faiz oranı (%)
\dot{m}	kütlesel debi (kg/s)
M_A	mol ağırlığı (kg/kmol)
P	basınç (kPa)
\dot{Q}	ısı (kW)
r	geri dönüşüm oranı (r)
r_k	bağlı maliyet farkı (%)
\bar{R}	evrensel gaz sabiti (J/mol K)
s	özgül entropi (kJ/kg K)
T	sıcaklık (°C)
U	toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
v	özgül hacim (m ³ /kg)
V	hız (m/s)
\dot{W}	iş (kW)
X	konsantrasyon oranı (%)
$y_{sıvı}$	sıvılaşma oranı (%)
z	türbine gönderilen gaz oranı (%)
\dot{Z}_k	komponent toplam yatırım maliyeti (USD/h)
\dot{Z}_k^{CI}	komponent ilk yatırım maliyeti (USD/h)
\dot{Z}_k^{OM}	komponent bakım, onarım ve işletme maliyeti (USD/h)
ε	ısı eşanjör etkenliği (%)
τ	yıllık çalışma saati (h)
φ	bakım, onarım ve işletme faktörü (%)
η	verim (%)
ΔT_{ln}	logaritmik sıcaklık farkı (°C)

Kısaltmalar	Açıklama
<i>abs</i>	absorber
<i>AC</i>	yıllık ödeme tutarı
<i>ASS</i>	absorbsiyonlu soğutma sistemi
<i>buh</i>	buharlaştırıcı
<i>CRF</i>	yatırım maliyeti geri kazanım oranı
<i>DO</i>	dolaşım oranı
<i>eşj</i>	ısı eşanjörü
<i>fiz</i>	fiziksel
<i>FW</i>	paranın gelecekteki değeri
<i>HHV</i>	üst ısıl değer
<i>i</i>	nokta
<i>jeo</i>	jeotermal
<i>k</i>	komponent
<i>kay</i>	kaynatici
<i>ke</i>	kinetik enerji
<i>kızd</i>	kızdırma
<i>kim</i>	kimyasal
<i>ko</i>	karışım odası
<i>komp</i>	kompresör
<i>kv</i>	kısılma vanası
<i>min</i>	minimum
<i>n</i>	yıl
<i>ORC</i>	organik Rankine çevrimi
<i>P</i>	pompa
<i>pe</i>	potansiyel enerji
<i>PW</i>	paranın şimdiki değeri
<i>sep</i>	seperatör
<i>ss</i>	soğutma suyu
<i>STK</i>	soğutma tesir katsayısı
<i>T</i>	türbin
<i>yoğ</i>	yoğuşturucu
<i>0</i>	ölü hal

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Hidrojen enerjisi uygulama alanları.....	2
Şekil 3.1. Isı geri kazanımlı ORC modülünün şematik (a) ve T-s (b) diyagramları.....	33
Şekil 3.2. Yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi için gerekli minimum enerji ihtiyacının sıcaklıkla değişimi	42
Şekil 3.3. Yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi tesisat şeması.....	44
Şekil 3.4. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin tesisat şeması.....	56
Şekil 3.5. Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminin tesisat şeması	69
Şekil 3.6. Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminin T-s diyagramı.....	69
Şekil 3.7. Ön Soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminin tesisat şeması.....	70
Şekil 3.8. Ön Soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminin T-s diyagramı	71
Şekil 3.9. Ön Soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminin tesisat şeması.....	72
Şekil 3.10. Ön Soğutmalı Claude sıvılaştırma çevriminin T-s diyagramı	72
Şekil 3.11. Ön Soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sisteminin tesisat şeması	73
Şekil 3.12. Ön Soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sisteminin T-s diyagramı.....	73
Şekil 3.13. Sıvılaşabilen hidrojen oranının belirlenmesi için seçilen kontrol hacmi	77
Şekil 3.14. Model 1 ve Model 4 için sıvı hidrojen üretim sisteminin tesisat şeması	90
Şekil 3.15. Model 2 ve Model 5 için sıvı hidrojen üretim sisteminin tesisat şeması	91
Şekil 3.16. Model 3 ve Model 6 için sıvı hidrojen üretim sisteminin tesisat şeması	92
Şekil 4.1. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkan debilerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	96
Şekil 4.2. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için (a) türbin işinin ve (b) pompa işinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	97
Şekil 4.3. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için (a) yoğuşturucudan atılan ve (b) eşanjörde transfer olan ısı miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	99
Şekil 4.4. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için (a) buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımının ve (b) buharlaştırıcı ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.....	100
Şekil 4.5. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için (a) türbindeki ekserji yıkımının ve (b) türbin ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	101
Şekil 4.6. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için (a) yoğuşturucudaki ekserji yıkımının ve (b) yoğuşturucu ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.....	102
Şekil 4.7. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için (a) pompadaki ekserji yıkımının ve (b) pompa ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	103
Şekil 4.8. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için (a) ısı eşanjöründeki ekserji yıkımının ve (b) ısı eşanjörü ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.....	104
Şekil 4.9. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için ORC sistemi ısı veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	105
Şekil 4.10. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için ORC sistemi ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	106
Şekil 4.11. Model 1 için ön soğutmalı Linde-Hampson sisteminde üretilen sıvı hidrojen miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.....	107

Şekil 4.12. Model 1 için (a) elektroliz işinin ve (b) geri dönüşüm oranının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	108
Şekil 4.13. Model 1 için seperatör çıkışındaki hidrojen sıcaklığının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	109
Şekil 4.14. Model 1 için absorpsiyonlu soğutma sisteminde soğutulan hidrojenin çıkış sıcaklığının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.....	110
Şekil 4.15. Model 1 için ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminde (a) kompresör işinin ve (b) toplam sıvılaştırma işinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	111
Şekil 4.16. Model 2 için ön soğutmalı Claude sisteminde üretilen sıvı hidrojen miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.....	121
Şekil 4.17. Model 2 için (a) elektroliz işinin ve (b) elektroliz modülü geri dönüşüm oranının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	122
Şekil 4.18. Model 2 için ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde (a) kompresör işinin, (b) türbin işinin ve (c) toplam sıvılaştırma işinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	124
Şekil 4.19. Model 3 için ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sisteminde üretilen sıvı hidrojen miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	130
Şekil 4.20. Model 3 için (a) elektroliz işinin ve (b) elektroliz modülü geri dönüşüm oranının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	131
Şekil 4.21. Model 3 için ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sisteminde (a) kompresör işinin, (b) türbin işinin ve (c) toplam sıvılaştırma işinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	132
Şekil 4.22. Model 4 için ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminde üretilen sıvı hidrojen miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.....	138
Şekil 4.23. Model 4 için (a) elektroliz işinin ve (b) elektroliz modülü geri dönüşüm oranının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	139
Şekil 4.24. Model 4 için seperatör çıkışındaki hidrojen sıcaklığının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	140
Şekil 4.25. Model 4 için absorpsiyonlu soğutma sisteminde soğutulan hidrojenin çıkış sıcaklığının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi.....	141
Şekil 4.26. Model 4 için ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminde (a) kompresör işinin ve (b) toplam sıvılaştırma işinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	142
Şekil 4.27. Model 5 için ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde üretilen sıvı hidrojen miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	150
Şekil 4.28. Model 5 için (a) elektroliz işinin ve (b) elektroliz modülü geri dönüşüm oranının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	151
Şekil 4.29. Model 5 için ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde (a) kompresör işinin, (b) türbin işinin ve (c) toplam sıvılaştırma işinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	152
Şekil 4.30. Model 6 için ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sisteminde üretilen sıvı hidrojen miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	158
Şekil 4.31. Model 6 için (a) elektroliz işinin ve (b) elektroliz modülü geri dönüşüm oranının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	159
Şekil 4.32. Model 6 için ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde (a) kompresör işinin, (b) türbin işinin ve (c) toplam sıvılaştırma işinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	160

Şekil 4.33. Farklı modeller için üretilen sıvı hidrojen miktarının değişimi.....	166
Şekil 4.34. Farklı modeller için gerekli elektroliz işinin değişimi.....	167
Şekil 4.35. Farklı modeller için toplam sıvılaştırma işinin değişimi	168
Şekil 4.36. Farklı modeller için sıvı hidrojen üretim sistemi enerji veriminin değişimi	169
Şekil 4.37. Farklı modeller için sıvı hidrojen üretim sistemi ekserji veriminin değişimi	169
Şekil 4.38. Farklı modeller için üretilen sıvı hidrojen miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	170
Şekil 4.39. Farklı modeller için sıvı hidrojen üretim sistemi enerji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	171
Şekil 4.40. Farklı modeller için sıvı hidrojen üretim sistemi ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi	171

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 1.1. Türkiye’de elektrik enerjisi üretilen jeotermal sahalar ve kuyu sıcaklıkları.	4
Çizelge 2.1. ORC sistemleriyle ilgili literatürde yapılan çalışmalar ve parametreleri....	11
Çizelge 2.2. Absorbsiyonlu soğutma sistemleriyle ilgili literatürde yapılan çalışmalar ve parametreleri.....	17
Çizelge 3.1. Bazı maddelerin mol ağırlıkları ve standart kimyasal ekserjileri	25
Çizelge 3.2. ORC sisteminde kullanılan komponentlerin satın alma maliyet denklemleri	39
Çizelge 3.3. Kullanılan komponentler için toplam ısı transfer katsayıları.....	39
Çizelge 3.4. ORC sisteminde kullanılan komponentlerin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler	40
Çizelge 3.5. Yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminde kullanılan komponentlerin satın alma maliyet denklemleri	53
Çizelge 3.6. Yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminde kullanılan komponentlerin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler	54
Çizelge 3.7. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan komponentlerin satın alma maliyet denklemleri	66
Çizelge 3.8. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan komponentlerin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler	66
Çizelge 3.9. Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde kullanılan komponentlerin satın alma maliyet denklemleri.....	86
Çizelge 3.10. Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde kullanılan komponentlerin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler	86
Çizelge 3.11. Çalışma kapsamında oluşturulan modeller	89
Çizelge 4.1. Kullanılan soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri	93
Çizelge 4.2. ORC sistemi için dizayn parametreleri ve çalışma şartları.....	94
Çizelge 4.3. Yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi için dizayn parametreleri ve çalışma şartları.....	94
Çizelge 4.4. NH ₃ -H ₂ O eriyiği ve LiBr-H ₂ O eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri için dizayn parametreleri ve çalışma şartları	95
Çizelge 4.5. Hidrojen sıvılaştırma sistemleri için dizayn parametreleri ve çalışma şartları	95
Çizelge 4.6. Farklı soğutucu akışkanlar için, Model 1’i oluşturan alt sistemlerin ve tüm sistemin enerji ve ekserji verimleri	114
Çizelge 4.7. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 1’in termofiziksel özellikleri.....	115
Çizelge 4.8. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 1’i oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları.....	118
Çizelge 4.9. 101,325 kPa basınç altında çalışan Linde-Hampson azot sıvılaştırma sisteminin termofiziksel özellikleri.....	120
Çizelge 4.10. 13 kPa basınç altında çalışan Linde-Hampson azot sıvılaştırma sisteminin termofiziksel özellikleri	120
Çizelge 4.11. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 2’nin termofiziksel özellikleri	125
Çizelge 4.12. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 2’yi oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları	128

Çizelge 4.13. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 3'ün termofiziksel özellikleri	133
Çizelge 4.14. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 3'ü oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları	136
Çizelge 4.15. Farklı soğutucu akışkanlar için, Model 4'ü oluşturan alt sistemlerin ve tüm sistemin enerji ve ekserji verimleri.....	144
Çizelge 4.16. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 4'ün termofiziksel özellikleri	145
Çizelge 4.17. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 4'ü oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları	148
Çizelge 4.18. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 5'in termofiziksel özellikleri	153
Çizelge 4.19. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 5'i oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları	156
Çizelge 4.20. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 6'nın termofiziksel özellikleri	161
Çizelge 4.21. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 6'yı oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları	164
Çizelge 4.22. Sıvı hidrojen üretim sistemini oluşturan komponentlerin satın alma, ilk yatırım, bakım, onarım, işletme ve toplam yatırım maliyetleri	172
Çizelge 4.23. Model 2 için oluşturulan sıvı hidrojen üretim sisteminin toplam maliyetleri	174
Çizelge 4.24. Model 2'yi oluşturan noktalardaki ekserji akımı, birim ekserji ve ekserji maliyetleri	176
Çizelge 4.25. Model 2'yi oluşturan komponentler için eksergoekonomik analiz sonuçları.....	180

1. GİRİŞ

Son yıllardaki hızlı nüfus artışı, sanayileşme, kentleşme ve gelişen küresel ticaret nedeniyle enerji talebi hızla artmakta, enerji üretimi ve tüketimi arasındaki fark her geçen gün büyümektedir. Bu duruma paralel olarak günümüzde artan enerji ihtiyacının yaklaşık %80'i fosil yakıtlardan sağlanmaktadır (Kumar ve ark. 2019). Ancak, dünya fosil yakıt rezervlerinin hızla tükeniyor olması ve fosil yakıt kaynaklı çevre sorunlarının ekolojiye verdiği ciddi zarar sürdürülebilir enerji kavramının önemini arttırmaktadır.

Sürdürülebilir enerji kavramı, birincil enerji kaynaklarından, çevreye dost teknolojiler kullanılarak yüksek verimle enerji elde edilmesini desteklemektedir. Bu kavramdan yola çıkarak sürdürülebilir enerji anlayışı, yakın gelecekte tükenen veya günü geldiğinde önemini yitirecek olan enerji kaynakları yerine yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılmasını ve kullanım sonunda atık formda oluşan enerjiden daha sonraki süreçte girdi olarak yararlanılmasını içermektedir (Öztürk 2008).

Yenilenebilir enerji kaynağı “Doğanın kendi evrimi içinde bir sonraki gün aynen mevcut olabilen enerji kaynağı” veya “Enerji kaynağından alınan enerjiye eşit oranda veya kaynağın tükenme hızından daha çabuk bir şekilde kendini yenileyebilen enerji kaynağı” olarak tanımlanmaktadır (Dinçer ve ark. 2017, Zaim ve Çavşı 2018). Yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı ile,

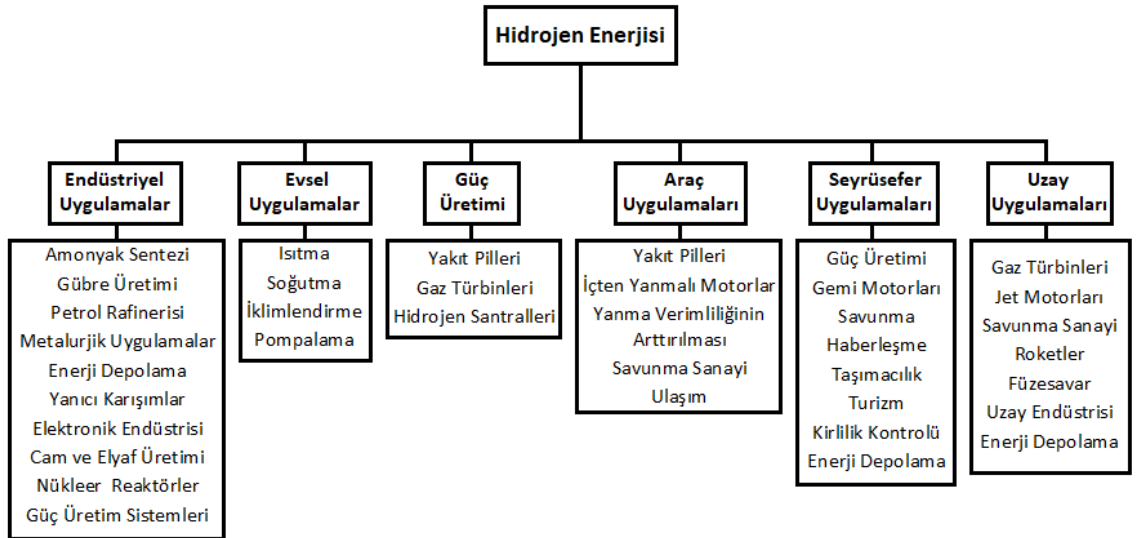
- Karbondioksit emisyonlarını azaltarak çevrenin korunmasına yardımcı olmak,
- Yerli kaynak olduğu için enerjide dışa olan bağımlılığı azaltmak,
- Yerli üretim ile birlikte istihdamı arttırmak,
- Enerji arz ve talep güvenliğini sağlamak,
- Sürdürülebilir bir ekonomik büyümeyi sağlamak amaçlanmaktadır.

Yenilenebilir enerji kaynakları başlıca güneş, rüzgar, jeotermal, hidrolik, biyokütle, dalga ve hidrojen enerjisi olarak sınıflandırılmaktadır. Yenilenebilir enerji kaynakları dünya elektrik üretiminde önemli bir yere sahip olmakla birlikte, toplam küresel elektrik üretiminin yaklaşık %23,7'si yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanmaktadır (Karagöl ve Kavaz 2017).

Dünyanın giderek artan enerji gereksinimini çevreyi kirletmeden ve sürdürülebilir olarak sağlayabilecek en ileri teknolojinin hidrojen enerjisi olduğu bugün bütün bilim adamlarınca kabul edilmektedir. Genellikle sudan elde edilen bu enerji yüksek verimlilik ile çevreye ve insana zarar vermeden yararlı enerjiye dönüştürülmektedir. Hidrojen enerjisi sürdürülebilirliği sayesinde dünyanın enerji sorununu çözmek için iyi bir alternatiftir.

Hidrojen bilinen yakıtlar içerisinde birim kütle başına en yüksek enerji içeriğine sahiptir. 140,9 MJ/kg üst ısıl değere ve 120,7 MJ/kg alt ısıl değere sahip olan hidrojenin bir kilogramı, 2,1 kg doğalgaz veya 2,8 kg petrolün sahip olduğu enerjiye sahiptir.

Bazı bilim çevrelerince hidrojen enerji kaynağından çok enerjisi taşıyıcısı olarak düşünülmektedir. Bununla birlikte, elektriğe 20. yüzyılın enerji taşıyıcısı, hidrojene ise 21. yüzyılın enerji taşıyıcısı diyen çevreler de bulunmaktadır. Hidrojen yerel olarak üretimi mümkün, kolayca ve güvenli olarak her yere taşınabilen, taşınması sırasında az enerji kaybı olan, ulaşım araçlarından ısınmaya, sanayiden mutfaklarımıza kadar her alanda yararlanacağımız bir enerji kaynağıdır. Hidrojen enerjisinin uygulama alanları Şekil 1.1’de verilmiştir.



Şekil 1.1. Hidrojen enerjisi uygulama alanları (Midilli ve ark. 2005)

Yapılan araştırmalar, mevcut şartlarda hidrojenin diğere yakıtlara oranla üç kat daha pahalı olduğunu ve hidrojenin yaygın bir enerji kaynağı olarak kullanımının hidrojen üretimindeki maliyet düşürücü teknolojik gelişmelere bağlı olacağını göstermektedir. Günlük veya mevsimlik dönemlerde oluşan ihtiyaç fazlası elektrik enerjisinin hidrojen enerjisine dönüştürülerek depolanması günümüz için önemli bir alternatif olmakla birlikte bu çalışmanın motivasyonunu oluşurmaktadır.

Güneş, jeotermal, rüzgar enerjisi gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilen elektriğin sonradan kullanılmak üzere depolanması pratik ve ekonomik açıdan oldukça zor olmakta ve hidrojen kullanımı gündeme gelmektedir. Bu nedenle yenilenebilir enerji kaynaklarından elde edilip verimli bir şekilde kullanılmayan/depolanamayan elektriğin hidrojen üretiminde kullanılması ve üretilen hidrojenin depolanması muhtemel bir çözümdür.

Çeşitli yöntemler kullanılarak elde edilen hidrojen gazı tipik olarak yaklaşık -253°C sıcaklıkta sıvılaştırılarak depolanmaktadır. Sıvı hidrojen enerji sistemlerinin birincil enerji kaynağının elde edildiği her yerde kurulabilmesi, hidrojen sıvılaştırma teknolojisinin kurulu bir teknoloji olması ve karbon kullanılmamasından dolayı karbondioksit problemiyle karşılaşılmaması en önemli avantajlarındanır. Bununla birlikte sıvılaştırma esnasındaki enerji gereksinimi ve sıvı hidrojen için depolama maliyetlerinin yüksek olması sıvı hidrojen üretiminin düşündürücü yönleridir. Sıvılaştırma esnasındaki enerji gereksiniminin yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanması, sıvılaştırma prosesi için enerji ihtiyacının düşürülmesi ve bağlı olarak sıvılaştırma maliyetlerinin azaltılması sıvı hidrojen enerji sistemleri için önemli gereksinimler olmakla birlikte bu çalışmanın bir diğer önemli motivasyonunu oluşurmaktadır.

Bu çalışma kapsamında jeotermal enerji kaynağından yararlanılarak, sıvı hidrojen üretim sisteminin temel modülü olan Organik Rankine çevriminde (ORC) elektrik enerjisinin üretilmesi ve üretilen elektrik enerjisi diğer alt modüllerde (yüksek sıcaklıklı elektroliz ve hidrojen sıvılaştırma modüllerinde) kullanılarak sıvı hidrojen elde edilmesi amaçlanmaktadır.

Türkiye jeolojik ve coğrafik konumu nedeni ile aktif bir tektonik kuşak üzerinde bulunduğu için jeotermal açıdan dünya ülkeleri arasında zengin bir konuma sahiptir. Ancak sahip olduğumuz jeotermal kaynakların yalnızca %10'u elektrik enerjisi üretimi için uygundur. Türkiye'de elektrik enerjisi üretilen jeotermal sahalar ve kuyu sıcaklıkları Çizelge 1.1'de sunulmuştur. Çizelge 1.1'de verilen kuyu sıcaklıkları dikkate alınarak, bu çalışma kapsamında oluşturulan sıvı hidrojen üretim sisteminin enerji ihtiyacını karşılayacak jeotermal akışkan sıcaklığı 240°C olarak belirlenmiştir.

Çizelge 1.1. Türkiye'de elektrik enerjisi üretilen jeotermal sahalar ve kuyu sıcaklıkları (Kaya 2015)

Jeotermal Saha	Sıcaklık (°C)	Jeotermal Saha	Sıcaklık (°C)
Manisa-Alaşehir-Köseali	287	Kütahya-Simav	162
Manisa-Alaşehir	265	Aydın-Umurlu	155
Manisa-Salihli-Caferbey	249	İzmir-Seferihisar	153
Denizli-Kızıldere	242	Denizli-Bölmekaya	147
Aydın-Germencik-Ömerbeyli	239	Aydın-Hıdırbeyli	146
Manisa-Alaşehir-Kurudere	214	İzmir-Dikili-H. Çiftliği	145
Aydın-Yılmazköy	192	Aydın-Sultanhisar	145
Aydın-Pamukören	188	Aydın-Bozyurt	143
Manisa-Alaşehir-Kavaklıdere	188	Denizli-Karataç	137
Manisa-Salihli-Göbekli	182	İzmir-Balçova	136
Kütahya-Şaphane	181	İzmir-Dikili-Kaynarca	130
Çanakkale-Tuzla	174	Aydın-Nazilli-Güzelköy	127
Aydın-Salavatlı	171	Aydın-Atça	124
Denizli-Tekkehamam	168	Denizli-Sarayköy-Gerali	114

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu bölümde, çalışma kapsamında modellenen jeotermal enerji kaynaklı sıvı hidrojen üretim sistemini oluşturan alt modüllerle ilgili literatürde yapılmış olan çalışmalar sunulmuştur. Öncelikle sistemin temelini oluşturan Organik Rankine çevrimiyle ilgili literatürdeki çalışmalara yer verilmiş ve bu çalışmalarda dikkate alınan sistem ve çalışma parametreleri özetlenmiştir. Daha sonra sırasıyla sistemi oluşturan yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi, absorpsiyonlu soğutma sistemi ve hidrojen sıvılaştırma sistemleri ile ilgili literatür çalışmaları derlenmiştir.

2.1 Organik Rankine Çevrimi ile İlgili Çalışmalar

Genellikle, orta ve yüksek sıcaklıklardaki jeotermal kaynaklardan elektrik üretmek amacıyla kullanılan ORC sistemleri literatürdeki birçok çalışmanın temelini oluşturmaktadır. Kaynaklı ve ark. (2017) sabit çalışma şartları için yardımcı ısı eşanjörünün kullanılmadığı en temel ve basit yapıdaki bir ORC çevriminin termodinamik analizini gerçekleştirmiş ve soğutucu akışkan seçiminin sistemin performansı üzerindeki etkisini araştırmıştır. Bu çalışma kapsamında incelenen akışkanlar arasından R245fa'nın sabit çalışma şartlarında çevrim için en uygun akışkan olduğu belirlenmiştir.

Zare (2015), jeotermal enerji kaynaklı ORC çevriminin üç farklı konfigürasyonu için sistemin termodinamik ve ekonomik performansını karşılaştırmıştır. Çalışma kapsamında basit ORC, rejeneratörlü ORC ve ısı değiştiricili ORC modelleri incelenmiştir. Isı eşanjörlü ORC modeli termodinamik açıdan üstünken, basit ORC modelinin ise ekonomik açıdan daha uygun olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Canbolat ve ark. (2020), 145°C sıcaklığa sahip jeotermal kaynaktan yararlanılarak elektrik enerjisi üreten ısı geri kazanımlı ORC çevriminin birinci ve ikinci kanun analizlerini gerçekleştirmiştir. Farklı buharlaştırıcı basınçları için yapılan bu analizde çevrimin termodinamik performansı farklı soğutucu akışkanlar için karşılaştırılmıştır. Sabit çalışma şartlarında, buharlaştırıcı basıncı ve soğutucu akışkan dikkate alındığında çevrimin enerji ve ekserji verimleri sırasıyla maksimum %4,86 ve %19,78 artmıştır.

Yamankaradeniz ve ark. (2018), 140°C sıcaklığa sahip bir jeotermal kaynaktan yararlanarak elektrik enerjisi sağlayan ısı eşanjörlü ORC çevriminin enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmiştir. Soğutucu akışkan olarak R600'ün kullanıldığı bu çalışmada, eşanjör etkenliği ve buharlaştırıcı sıcaklığı dikkate alınarak, çevrimin enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %6,87 ve %6,21 oranında iyileştirilmiştir.

Bademlioglu ve ark. (2019a), 125°C sıcaklığa sahip jeotermal kaynaktan yararlanılarak elektrik enerjisi üreten basit ORC çevriminin ekserji analizini gerçekleştirmiştir. Buharlaştırıcıdaki soğutucu akışkan ile jeotermal akışkan arasındaki minimum sıcaklık farkına (pinch point) bağlı olarak yapılan analizlerde çevrim komponentlerinin ekserji performansı incelenmiş ve sistemin ekserji verimindeki değişim hesaplanmıştır. Çalışma kapsamında buharlaştırıcıdaki pinch point sıcaklık farkının (ΔT_{buh}) artmasıyla, R152a için sistemin ekserji verimindeki kaybın maksimum ve yaklaşık %11,7 olduğu, R123 için ise sistemin ekserji verimindeki kaybın minimum ve yaklaşık %9,03 olduğu belirlenmiştir.

Yari (2010) yüksek sıcaklıklı jeotermal kaynağı kullanan farklı yapıdaki çevrimlere sahip ORC sistemlerini incelemiştir. Bu kapsamda incelenen her çevrimin termodinamik modeli oluşturulmuş ve çevrimlerin birinci ve ikinci kanun analizleri gerçekleştirilmiştir. ORC konfigürasyonlarına bağlı olarak çevrimin maksimum birinci ve ikinci kanun verimi R123 için elde edilmiş olup sırasıyla %7,65 ve %38,76 olarak hesaplanmıştır.

Mokhtari ve ark. (2016), eş eksenli ısı eşanjörü kullanılan bir ORC çevriminin farklı soğutucu akışkanlar için termodinamik performansını incelemiştir. Bu kapsamda sistemin birinci ve ikinci kanun analizleri ve maliyet değerlendirmesi yapılarak optimum tasarım şartları belirlenmiştir. Soğutucu akışkan olarak R123 kullanılmasıyla, diğer akışkanlara göre çevrimden daha yüksek ısıl ve ekserji verimi elde edilmiş ve güç üretimi artmıştır.

Zare (2016), ısı kaynağı olarak jeotermal enerjiden yararlanan, ORC ve Kalina çevrimi temelli iki farklı trijenerasyon sisteminin ikinci yasaya dayalı termodinamik analizlerini gerçekleştirmiştir. Yapılan bu çalışmada Kalina çevrimi temelli trijenerasyon sisteminin ekserji verimi yaklaşık %50 olarak hesaplanırken, ORC temelli sistemin ekserji verimi ise yaklaşık %46 olarak belirlenmiştir.

Kazemi ve Samadi (2016), ORC çevriminin üç farklı modeli (temel ORC, rejeneratörlü ORC ve iki kademeli buharlaştırıcı kullanılan ORC çevrimleri) için enerji ve ekserji analizlerini gerçekleştirmiştir. Çalışma kapsamında, buharlaştırıcı ve rejeneratör sıcaklıklarının, buharlaştırıcıdaki pinch point sıcaklık farkının (ΔT_{buh}) ve ara kızdırma sıcaklığının sistem üzerindeki etkisi araştırılmış ve optimum çalışma şartları belirlenmiştir. İki kademeli buharlaştırıcı kullanılan ORC çevriminin enerji ve ekserji performansının diğer modellere oranla daha yüksek olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Kaynak sıcaklığı olarak bir güneş kollektöründen geçen akışkanın ısısından yararlanan güneş enerjisi destekli ORC sistemleri günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır. Tchanche ve ark. (2009), düşük sıcaklıkta çalışan solar ORC çevriminin birinci ve ikinci kanun analizlerini gerçekleştirmiş ve sistemin termodinamik performansını dikkate alarak sistem için en uygun akışkanı belirlemiştir. Bu çalışmada incelenen 20 soğutucu akışkan içerisinde R134a'nın küçük ölçekli güneş enerjisi uygulamaları için uygun olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Scardigno ve ark. (2015), düşük enerjili ısı kaynağı tarafından desteklenen solar ORC çevriminin tasarım parametrelerinin çok amaçlı optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada, sistemin birinci ve ikinci yasa analizleri dikkate alınarak sistemin termodinamik performansını maksimum, enerji maliyetini ise minimum yapan parametrelerin belirlenmesi amaçlanmıştır. Soğutucu akışkan olarak R32'nin kullanılması durumunda sistemin birinci kanun veriminin daha yüksek, sistemin ikinci kanun veriminin ve maliyet açısından performansının daha düşük olduğu belirlenmiştir.

Bu ve ark. (2013), güneş enerjisi destekli ORC çevrimi ile buhar sıkıştırma çevriminin entegre edilmesiyle oluşan buz yapıcısı için termodinamik bir model geliştirmişlerdir. Ayrıca farklı soğutucu akışkanlar için kollektör ve yoğunlaştırıcı sıcaklıklarının sistem performansı üzerindeki etkisini incelemişlerdir.

Son yıllarda, enerji tasarrufunu sağlamak ve enerji dönüşümünü arttırmak amacıyla endüstriyel alanlarda ORC sistemleri kullanılarak atık ısıdan elektrik üretilmektedir. Quoilin ve ark. (2011), atık ısı geri kazanımlı ve düşük kapasiteli ORC çevriminin

termodinamik ve termoekonomik optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Çalışma kapsamında, farklı soğutucu akışkanlar ve ekipman boyutları için çevrim performansı değerlendirilmiş ve n-bütan kullanılması durumunda optimum çalışma şartlarında sistemin verimi %5,22 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca termoekonomik optimizasyon sonucu aynı akışkan için 2136 €/kW özgül maliyet, 4,2 kW net çıkış gücü elde edilmiştir.

Aneke ve ark. (2012), ORC çevriminin entegre edildiği buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ile atık ısı ile çalışan amonyak-su eriyikli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik modellemeleri yapılmış ve sistemlerin performansları karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada bir cips üretim tesisinde elde edilen atık ısının enerjisinden yararlanılmış ve ORC destekli buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin absorpsiyonlu soğutma çevrimine göre daha yüksek bir termodinamik performansa sahip olduğu belirlenmiştir.

Bademlioglu ve ark. (2019b), farklı soğutucu akışkanlar için ısı geri kazanımlı eşanjör kullanılan örnek bir ORC çevriminin performans analizini gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada, 80°C ile 109°C sıcaklıkları arasında değişen atık ısı kaynak sıcaklığının ve eşanjör etkinliğinin sistem performansına etkisini araştırılmış ve farklı soğutucu akışkanlar için elde edilen performans karşılaştırılmıştır. Ayrıca sistemin performansını etkileyen parametrelerin etki oranları ve önem sırası Taguchi metodu kullanılarak değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, yaklaşık %59,8 etki oranına sahip atık ısı kaynak sıcaklığının sistem performansı üzerindeki en etkili parametre olduğu belirlenmiştir.

Zare ve Mahmoudi (2015), gaz türbini ile entegre çalışan modüler helyum reaktöründen çıkan atık ısının geri kazanımı için kullanılan ORC ve Kalina çevrimlerinin termodinamik analizlerini gerçekleştirmiştir. Çalışma kapsamında iki kombine çevrimin birinci ve ikinci kanun analizleri yapılarak optimum çalışma şartları araştırılmıştır. ORC çevriminin kullanıldığı atık ısı kazanım sisteminin performansının daha yüksek olduğu belirlenmiştir.

Roy ve ark. (2010), ORC çevrimine dayalı atık ısı geri kazanım sisteminin termodinamik performansını incelemiştir. Bu kapsamda, farklı soğutucu akışkan ve diğer çalışma parametreleri için sistemin birinci ve ikinci kanun analizleri gerçekleştirilmiştir. Soğutucu akışkan olarak R123 kullanılması durumunda sistemin performansının maksimum olduğu

belirlenmiş, sistemin birinci kanun verimi %25,3 ve ikinci kanun verimi ise %64,4 olarak hesaplanmıştır.

Bademlioglu ve ark. (2018), atık ısı kaynaklı ORC çevrimini modelleyerek sistemi etkileyen dokuz önemli parametrenin sistemin ısı verimliliği üzerindeki etkisini araştırmıştır. Bu kapsamda parametrelerin etki oranı ve önem sırası Taguchi ve ANOVA istatistiksel analiz yöntemleri kullanılarak belirlenmiş ve sistemin en iyi ve en kötü çalışma şartları tespit edilmiştir. Çalışmada, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklığı ile türbin veriminin ORC çevriminin ısı verimliliği üzerindeki toplam etkisinin yaklaşık %70 olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Bununla birlikte, sistemin ısı verimliliği en iyi ve en kötü çalışma koşulları için sırasıyla %18,1 ve %9,6 olarak elde edilmiştir.

ORC sistemleri maksimum enerji kazanımı/dönüşümü için mevcut sistemlere entegre edilerek birçok deneysel ve uygulamalı çalışmalarda kullanılmaktadır. Kordlar ve Mahmoudi (2017), soğutucu akışkan olarak amonyak kullanılan ORC çevrimi ile amonyak-su eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevriminden oluşan jeotermal enerji kaynaklı kombine güç çevriminin termodinamik ve eksergoekonomik analizlerini gerçekleştirmiş ve optimum çalışma parametreleri araştırmıştır. Yapılan bu çalışmada, minimum ürün maliyetini sağlayan optimum parametrelerin maksimum güç üretimini ve soğutma kapasitesini sağlamadığı sonucuna ulaşılmıştır.

He ve ark. (2017), ORC destekli mekanik buhar sıkıştırırmalı desalinasyon (tuz giderme) sisteminin termodinamik performansını incelemiştir. ORC çevriminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için sistemin birinci ve ikinci kanun analizleri gerçekleştirilmiş, optimum çalışma şartları araştırılmıştır. Tuzdan arındırılmış su üretimi ve enerji dönüşüm verimliliği açısından daha yüksek bir kaynatıcı sıcaklığının ve daha düşük bir çevre sıcaklığının daha faydalı olduğu belirlenmiştir.

Son yıllarda yapılan çalışmalarda, soğutucu akışkan olarak saf akışkanlar yerine zeotropik karışımlar da tercih edilmektedir. Heberle ve Brüggemann (2015), 100°C ile 180°C arasında değişen sıcaklığa sahip jeotermal enerji kaynaklı ORC çevriminin termoekonomik analizini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışma kapsamında soğutucu akışkan

olarak 13 farklı zeotropik karışım kullanılmış ve zeotropik akışkanların saf akışkanlara oranla sistemin ikinci kanun verimini yaklaşık %20,6 iyileştirdiği belirlenmiştir. Ayrıca propan/R600a, R600a/R601a ve R227ea/R245fa zeotropik karışımlarının en verimli saf akışkana kıyasla daha düşük elektrik üretim maliyeti sağladığı sonucuna ulaşılmıştır.

Deethayat ve ark. (2015), soğutucu akışkan olarak R245fa/R152a zeotropik karışımının kullanıldığı ısı geri kazanımlı 50kW kapasiteli bir ORC çevriminin termodinamik performansını incelemiştir. Bu çalışma kapsamında daha yüksek buharlaştırıcı sıcaklığı ve eşanjör etkenliğinin sistemin termodinamik performansını iyileştirdiği sonucuna ulaşılmış ve soğutucu akışkan karışımının yaklaşık %80 R245fa kütle fraksiyonuna sahip olmasının sistemin performansı açısından daha uygun olduğu belirlenmiştir.

Günümüzde ORC çevrimlerinin termodinamik performansını arttırmak amacıyla birçok parametrik analiz ve optimizasyon çalışmaları yapılmaktadır. Moloney ve ark. (2017), farklı türbin giriş sıcaklık ve basınç değerleri için süperkritik ORC çevriminin termodinamik performansını araştırmıştır. Bu çalışma kapsamında, çevrimin birinci ve ikinci kanun analizleri farklı soğutucu akışkanlar için gerçekleştirilmiş ve çevrimin enerji/ekserji verimliliğinin ve üretilen net işin optimizasyonu yapılmıştır.

Bademlioglu ve ark. (2020), atık ısıdan yararlanılarak elektrik üretimi için kullanılan ısı geri kazanımlı ORC çevriminin termodinamik performansı farklı çalışma parametreleri için incelemiştir. Çalışma parametrelerinin sistemin birinci ve ikinci kanun verimliliği üzerinde etki oranı ve önem sırası Taguchi ve ANOVA yöntemleri kullanılarak belirlenmiştir. Ayrıca, sistemin birinci ve ikinci kanun verimliliğinin eş zamanlı olarak değerlendirilmesini sağlayan Gri İlişkiler Analiz yöntemi kullanılmış ve parametrik bir optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Gri İlişkiler Analiz yöntemi kullanılarak sistemin birinci ve ikinci kanun verimleri sırasıyla %18,1 ve %65,52 olarak elde edilmiştir.

ORC ile ilgili olarak bu bölümde verilen literatür çalışmalarında dikkate alınan sistem ve çalışma parametreleri Çizelge 2.1’de özetlenmiştir. Bu tez çalışması kapsamında sistemin temel modülünü oluşturan ORC sisteminin modellenmesinde Çizelge 2.1’de verilen parametre ve değer aralıkları göz önünde bulundurulmuştur.

Çizelge 2.1. ORC sistemleriyle ilgili literatürde yapılan çalışmalar ve parametreleri

Çalışmalar	Analiz		Parametreler								
	Birinci Kanun	İkinci Kanun	Soğutucu Akışkan	T _{buh} (°C)	T _{yoğ} (°C)	T _{kızd} (°C)	ΔT _{buh} (°C)	ΔT _{yoğ} (°C)	ε (%)	η _{T,s} (%)	η _{P,s} (%)
Kaynakli ve ark. (2017)	✓		R134a, R236fa, R245fa, R600a	80-130	30	5	---	---	---	75	80
Zare (2015)	✓	✓	R152a, R245fa, n-pentan	70-145	25-40	0-40	3-10	---	60-85	85	90
Canbolat ve ark. (2020)	✓	✓	R142b, R227ea, R245fa, R600, R600a	53-122	25	5	10	---	70	85	80
Yamankaradeniz ve ark. (2018)	✓	✓	R600a	60-120	30	5	10	3	20-80	85	80
Bademlioglu ve ark. (2019a)		✓	R123, R152a, R245fa, R600a	100	30	8	5-20	---	---	85	80
Yari (2010)	✓	✓	R113, R123, n-pentan	120	40	0	10	---	80	80	90
Mokhtari ve ark. (2016)	✓	✓	R123, R134a, R245fa, R22	70-120	20-40	0	---	---	70	85	79
Zare (2016)		✓	izobütan, n-pentan, R245fa, R152a	75-105	35	0	10	---	---	85	85
Kazemi ve Samadi (2016)	✓	✓	R123, izobütan	62-212	35	0-20	5-20	5	---	76	80
Tchanche ve ark. (2009)	✓	✓	20 farklı soğutucu akışkan	60-100	35	0	6	---	---	70	80
Scardigno ve ark. (2015)	✓	✓	siklopropan, R143, R32	75-135	(-20)-60	0	3-15	3-15	---	80	75
Bu ve ark. (2013)	✓		R123, R245fa, R600, R600a	60-160	35-45	0	---	---	---	85	90
Quoilin ve ark. (2011)	✓		8 farklı soğutucu akışkan	70-150	30-50	5	10	10	---	70	60
Aneke ve ark. (2012)		✓	R245fa	126,24	35,85	0	2	2	---	90	100
Bademlioglu ve ark. (2019b)	✓		6 farklı soğutucu akışkan	72-101	30	5	---	---	40-90	85	80
Zare ve Mahmoudi (2015)	✓	✓	n-pentan	100-190	35	0	5-15	5-15	---	85	85
Roy ve ark. (2010)	✓	✓	R12, R123, R134a	75-115	27-27,82	0	---	---	---	100	100
Bademlioglu ve ark. (2018)	✓		R123, R245fa, R600	100-130	30-40	0-10	0-15	0-10	0-75	75-85	75-90
Kordlar ve Mahmoudi (2017)	✓	✓	amonyak (R717)	85-125	33-46	0	5	5	---	80	80
He ve ark. (2017)	✓	✓	R123, R134a, R245fa, R600a, R717	80	25	0	10	10	---	80	75
Heberle ve Brüggemann (2015)		✓	13 farklı zeotropik karışım	80	25	0	5	5	100	80	75
Deethayat ve ark. (2015)	✓	✓	R245fa/R152a	70-100	27	0	6	3	60-80	85	80
Moloney ve ark. (2017)	✓	✓	9 farklı soğutucu akışkan	170-240	25	0	10	3	80	85	85
Bademlioglu ve ark. (2020)	✓	✓	R123, R245fa, R600	100-130	30-40	0-10	0-15	0-10	0-75	75-85	75-90
Wang ve ark. (2017)	✓	✓	HFE7000, HFE7100, HFE7500	66-112	28	0	5	5	---	80	80

2.2 Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi ile İlgili Çalışmalar

Yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi hidrojen üretimi amacıyla yaygın olarak kullanılan önemli bir yöntemdir. Bununla birlikte literatürde yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin termodinamik analizleri üzerine yapılan çalışmalar sınırlıdır.

Mingyi ve ark. (2008) yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin termodinamik modelini oluşturmuştur. Bu çalışma kapsamında sistemin elektrik ve termal veriminin sistemin genel verimliliği üzerindeki etkisi incelenmiştir. Farklı çalışma parametreleri dikkate alınarak, 1000°C elektroliz sıcaklığında sistemin genel verimliliğinin %33 ile %59 arasında değiştiği belirlenmiş ve klasik elektroliz sistemlerine kıyasla yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin yaklaşık iki kat daha verimli olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Sigurvinsson ve ark. (2006) jeotermal enerji kaynaklı yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin modellemesini gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada, elektroliz sistemi çıkış sıcaklığının enerji maliyeti üzerindeki etkisi araştırılmış ve sistemde kullanılan ısı eşanjörleri ile ilgili parametreler incelenmiştir. Sigurvinsson ve ark. (2007) önceki çalışmalarına benzer olarak jeotermal enerjinin yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemindeki kullanılabilirliğini araştırmış ve sistemin optimum çalışma şartlarını belirlemeye yönelik tekno-ekonomik bir optimizasyon modeli oluşturmuştur.

Fujiwara ve ark. (2008) yüksek sıcaklıklı gaz soğutmalı reaktörler ile kombine çalışan yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin performansını incelemiştir. Yapılan analizlerde, 800°C elektroliz sıcaklığına sahip sistemin hidrojen üretim verimliliği yaklaşık %54 olarak hesaplanmıştır.

Balta ve ark. (2009) jeotermal enerji destekli yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin termodinamik performansını değerlendirmiştir. Bu çalışma kapsamında, yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin birinci ve ikinci kanun analizleri gerçekleştirilmiştir. Sistemin enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %87 ve %86 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca sistemde ekserji yıkımının maksimum olduğu komponent hidrojen hattındaki yüksek sıcaklık eşanjörü olarak tespit edilmiştir.

Mansilla ve ark. (2007) jeotermal enerji kaynağından yararlanan yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Bu çalışma kapsamında, jeotermal kaynaklardan sağlanan termal enerjinin diğer kaynaklara göre daha düşük maliyetli olduğu belirlenmiştir. Ayrıca jeotermal enerji kaynakları ile desteklenen yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemlerinin alkali tip elektroliz sistemlerine göre daha yüksek verime sahip olduğu belirlenmiştir.

Yadav ve Banerjee (2018) güneş enerjisi destekli yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemini modellemiş ve farklı çalışma parametreleri için sistemin termodinamik ve ekonomik analizlerini gerçekleştirmiştir. Yapılan analizlerde, çalışma parametrelerine bağlı olarak sistemin enerji verimi %9,1 ile %12,1 arasında değiştiği belirlenmiştir. Bununla birlikte elde edilen hidrojen maliyetlerinin ise 12,1\$/kg ile 16\$/kg arasında değiştiği sonucuna ulaşılmıştır.

Kanoglu ve ark. (2011) jeotermal enerji destekli yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin eksergoekonomik analizlerini gerçekleştirmiştir. Yapılan analizlerde üç farklı çevre sıcaklığı için enerji ve ekserji performansları incelenmiş, hidrojen üretim maliyetinin değerlendirilmesi yapılmıştır. Çalışma kapsamında bir kg hidrojen üretimi için 133kWh enerji tüketildiği ve bu değer yaklaşık 1,6 €/kg H₂ hidrojen maliyetine karşılık geldiği belirlenmiştir. Ayrıca 25°C, 11°C ve -1°C çevre sıcaklıkları için su buharının ekserji maliyeti sırasıyla 0,000509, 0,000544, ve 0,000574 €/kWh olarak hesaplanmıştır.

Balta ve ark. (2016) güneş enerjisi destekli yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin termodinamik performansını değerlendirmiştir. Bu çalışma kapsamında sistemin birinci ve ikinci kanun analizleri gerçekleştirilmiştir. Sistemin enerji üretim bölümünün enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %24,79 ve %22,36, hidrojen üretim bölümünün ise enerji ve ekserji verimi sırasıyla %87 ve %86 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca yapılan analizler sonucunda sistemde üretilen hidrojen miktarının 0,057 kg/s olduğu belirlenmiştir.

2.3 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi ile İlgili Çalışmalar

Genellikle proseslerdeki atık ısıyı kullanabilmesi, jeotermal ve güneş enerjisi gibi yenilenebilir enerji kaynakları ile desteklenebilmesi ve çevre dostu olması absorbsiyonlu soğutma sistemlerine olan ilgiyi her geçen gün arttırmaktadır.

Kaynaklı ve Yamankaradeniz (2003) absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı geri kazanımı amacıyla kullanılan ısı eşanjörleri ve çalışma sıcaklıklarının sistemin performansına olan etkisini incelemiştir. Yapılan çalışmada sistemin performansına en fazla etkisi olan eşanjörün eriyik eşanjörü olduğu belirlenmiştir. Ayrıca sistemin performansının kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıkları ile artarken, absorber ve yoğunlaştırıcı sıcaklıkları ile azaldığı sonucuna ulaşılmıştır.

Novella ve ark. (2017) içten yanmalı motordaki emme havasını soğutmak amacıyla kullanılan absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini gerçekleştirmiştir. Bu çalışma kapsamında sistemin performansını etkileyen farklı çalışma parametreleri incelenmiş ve sistemin STK değeri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Yapılan analizler sonucunda çalışma parametreleri dikkate alınarak sistemin performansında yaklaşık %4'e kadar bir iyileşme sağlanmıştır.

Ouadha ve El-Gotni (2013) bir dizel motordan çıkan atık ısı ile desteklenen, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyikli absorbsiyonlu soğutma sistemini modellemiş ve sistemin termodinamik analizini gerçekleştirmiştir. Çalışma kapsamında, yüksek kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklıkları ile düşük absorber ve yoğunlaştırıcı sıcaklıklarında sistemin termodinamik performansının daha yüksek olduğu belirlenmiştir.

Abed ve ark. (2015) ejektörlü absorbsiyonlu soğutma sistemini modellemiş ve ısı geri kazanımının optimizasyonu üzerine çalışmıştır. Çalışma kapsamında, modellenen sistem ile klasik absorbsiyonlu soğutma sisteminin performansı karşılaştırılmıştır. Yapılan analizler sonucunda, modellenen sistemin klasik sisteme göre sistemin performansını yaklaşık %12,2 iyileştirdiği belirlenmiştir. Ayrıca modellenen sisteme soğutucu akışkan eşanjörü eklenerek sistemin soğutma kapasitesinin %4,85 oranında arttığı görülmüştür.

Saleh ve Mosa (2014) düz plakalı güneş kolektörü ile desteklenen LiBr-H₂O eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemini modellemiş ve sistemin çalışma parametrelerinin optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Çalışma parametrelerine bağlı olarak, sistemin STK değerinin %32 ile %80 arasında değiştiği sonucuna ulaşılmıştır.

Tuçcu ve ark. (2016) jeotermal enerji destekli ve NH₃-H₂O eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik performansını incelemiştir. Bu çalışma kapsamında farklı eriyik konsantrasyonları ve tasarım parametreleri için sistemin optimizasyonu gerçekleştirilmiş ve ekonomik maliyeti değerlendirilmiştir. Optimum çalışma şartlarında sistemin STK değeri ve ekserji verimi sırasıyla %57,22 ve %62,01 olarak hesaplanmıştır. Yapılan analizler sonucunda çalışma parametrelerine bağlı olarak sistemin maliyetinin 3 912 758 TL ile 59 803 554 TL arasında değiştiği belirlenmiştir.

Kaynaklı ve Kilic (2007) LiBr-H₂O eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin ayrıntılı termodinamik analizlerini gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada, çalışma sıcaklıklarının ve eşanjör etkenliklerinin sistem performansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Farklı çalışma şartları dikkate alınarak, eriyik eşanjörünün sistemin STK değerini maksimum %44'e kadar iyileştirebildiği, bununla birlikte soğutucu akışkan eşanjörünün ise STK değeri üzerinde sadece %2,8'lik bir etkisi olduğu belirlenmiştir.

Karamangil ve ark. (2010) absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerine detaylı bir literatür taraması sunmuş ve farklı çalışma parametrelerinin sistemin termodinamik performansı üzerindeki etkisini araştırmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan eriyik eşanjörünün, sistemin performansı üzerindeki etkisinin diğer eşanjörlere kıyasla daha fazla olduğu ve farklı çalışma parametrelerine bağlı olarak sistemin STK değerini yaklaşık %66 oranında iyileştirdiği tespit edilmiştir.

Joybari ve Haghghat (2016) LiBr-H₂O eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik performansını araştırmıştır. Bu kapsamda farklı çalışma parametreleri için sistemin ikinci kanun analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, sistemdeki toplam ekserji yıkımının yaklaşık %62'sinin absorber ve yoğunlaştırıcı kaynaklı olduğu belirlenmiştir.

Canbolat ve ark. (2019) absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik performansını farklı çalışma parametreleri için incelemiştir. Çalışma parametrelerinin sistemin STK ve eSTK değerleri üzerindeki etki oranı ve önem sırası Taguchi ve ANOVA yöntemleri kullanılarak belirlenmiştir. Ayrıca çalışmada, STK ve eSTK değerlerinin eş zamanlı olarak değerlendirilmesini sağlayan Gri İlişkiler Analiz yöntemi kullanılmış ve parametrik bir optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Gri İlişkiler Analiz yöntemi ile optimum çalışma şartlarında sistemin STK ve eSTK değerleri %62,6 ve %28,3 olarak hesaplanmıştır.

Modi ve ark. (2017) LiBr-H₂O eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin birinci ve ikinci kanun analizlerini gerçekleştirmiştir. Bu kapsamda, absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji hesaplamaları için sayısal bir program geliştirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, optimum çalışma şartları altında sistemin STK değeri ve ekserji verimi sırasıyla yaklaşık %74 ve %25 olarak hesaplanmıştır.

Kumar ve ark. (2017) NH₃-H₂O eriyikli tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik performansını incelemiştir. Bu çalışmada farklı buharlaştırıcı ve yoğuşurucu sıcaklıkları için sistemin birinci ve ikinci kanun analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, maksimum STK değeri ve minimum ekserji kaybını sağlayan optimum kaynaticı sıcaklığı belirlenmiştir. Ekserji yaklaşımına karşılık gelen optimum kaynaticı sıcaklığının enerji yaklaşımına kıyasla 11°C daha düşük olduğu bulunmuştur.

Yıldırım ve Yeşilata (2012) düşük sıcaklıkta ısı kaynağına ihtiyaç duyan absorpsiyonlu soğutma sisteminin termoekonomik optimizasyonu gerçekleştirmiş ve komponentlerin ısı transfer alanlarını hesaplamıştır. Yapılan analizlerde, optimum şartlar altında sistemin toplam tersinmezliğinin ilk duruma kıyasla %72,5 oranında azaldığı belirlenmiş ve sistem için gerekli ek yatırım maliyetinin geri ödeme süresi ise 4,2 yıl olarak hesaplanmıştır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi ile ilgili olarak bu bölümde verilen literatür çalışmalarında dikkate alınan sistem ve çalışma parametreleri Çizelge 2.2'de özetlenmiştir. Bu tez çalışması kapsamında sistemin önemli bir alt modülünü oluşturan absorpsiyonlu soğutma sisteminin modellenmesinde Çizelge 2.2'de verilen parametre ve değer aralıkları dikkate alınmıştır.

Çizelge 2.2. Absorbsiyonlu soğutma sistemleriyle ilgili literatürde yapılan çalışmalar ve parametreleri

Çalışmalar	Parametreler							
	Eriyik Çifti	T _{kay} (°C)	T _{yoğ} (°C)	T _{buh} (°C)	T _{abs} (°C)	$\epsilon_{eşj,e}$ (%)	$\epsilon_{eşj,sa}$ (%)	$\eta_{P,s}$ (%)
Kaynakli ve Yamankaradeniz (2003)	NH ₃ -H ₂ O	75-120	20-50	(-1,25)-20	20-50	0-60	0-60	100
Novella ve ark. (2017)	NH ₃ -H ₂ O	165	48	-10	41	70	70	80
Ouadha ve El-Gotni (2013)	NH ₃ -H ₂ O	60-120	20-45	(-10)-10	20-45	70-100	---	100
Abed ve ark. (2015)	NH ₃ -H ₂ O	60-10	20-50	(-15)-15	20-50	50	60	100
Saleh ve Mosa (2014)	LiBr- H ₂ O	70-95	25-45	4-10	25-45	80	---	100
Tuğcu ve ark. (2016)	NH ₃ -H ₂ O	70	30	-4	30	95	---	100
Kaynakli ve Kilic (2007)	LiBr- H ₂ O	65-104	30-48	4-10	30-48	0-100	0-100	100
Karamangil ve ark. (2010)	NH ₃ -H ₂ O LiBr- H ₂ O NH ₃ -LiNO ₃	75-105	30-50	5-15	30-50	0-100	0-100	90
Ketfi ve ark. (2015)	LiBr- H ₂ O	90	40	7	40	70	---	100
Joybari ve Haghghat (2016)	LiBr- H ₂ O	80	40	7	40	100	---	100
Canbolat ve ark. (2019)	NH ₃ -H ₂ O	90-130	28-38	(-5)-10	28-38	60-90	60-90	60-90
Aman ve ark. (2014)	NH ₃ -H ₂ O	80	30	2	30	80	---	100
Modi ve ark. (2017)	LiBr- H ₂ O	75-110	40	8-15	40	70	---	100
Kumar ve ark. (2017)	NH ₃ -H ₂ O	60-140	30-45	(-5)-5	30-45	80	---	95
Fernández-Seara ve Sieres (2006)	NH ₃ -H ₂ O	115	30	-10	30	70	70	50
Yıldırım ve Yeşilata (2012)	LiBr- H ₂ O	73	32,9	5	36,33	100	---	100

2.4 Hidrojen Sıvılaştırma Sistemleri ile İlgili Çalışmalar

Fosil yakıtların hızla tükendiği günümüzde, hidrojen teknolojileri her geçen gün gelişmektedir. Bu duruma bağlı olarak son yıllarda hidrojen sıvılaştırma yöntemlerine olan ilgi artmakta ve bu konuda yapılan çalışmalar önem kazanmaktadır.

Kanoglu ve ark. (2016) $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyikli absorpsiyonlu soğutma sistemi ile Claude hidrojen sıvılaştırma sisteminden oluşan entegre bir sistemi modellemiş ve bu sistemin termodinamik performansını incelemiştir. Bu çalışma kapsamında sistemin birinci ve ikinci kanun analizleri sabit çalışma şartları için gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda entegre sistemin enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %16,2 ve %67,9 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanılarak sıvılaştırma için gerekli olan net işten %25,4 tasarruf sağlandığı sonucuna ulaşılmıştır.

Yuksel ve ark. (2019) çeşitli atık maddelerin enerjisinden yararlanılarak modellenen kombine hidrojen üretimi ve sıvılaştırma sisteminin termodinamik performansını incelemiş, sistemin birinci ve ikinci kanun analizlerini gerçekleştirmiştir. Yapılan çalışma kapsamında kombine sistemin enerji ve ekserji verimi sırasıyla %61,57 ve %58,15 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca atık maddelerin gazlaştırılmasının hidrojen üretimi ve sıvılaştırılması için kullanılabilir bir alternatif olduğu belirlenmiştir.

Corumlu ve ark. (2018) güneş enerjisi destekli entegre bir hidrojen üretim ve sıvılaştırma sistemini modellemiş ve termodinamik performansını değerlendirmiştir. Bu çalışma kapsamında, fotovoltaiik sistem, PEM elektrolizörü ve Linde-Hampson hidrojen sıvılaştırma sisteminden oluşan entegre sistemin enerji ve ekserji verimi sırasıyla %22,97 ve %19,55 olarak hesaplanmıştır.

Yılmaz (2020) jeotermal enerji destekli hidrojen sıvılaştırma sisteminin termodinamik performansını ve yaşam döngü maliyet analizini bilgisayar ortamında gerçekleştirmiştir. Yapılan analizler sonucunda sıvılaştırma sistemi için gereken net iş 8,6 kWh/kg LH_2 (sıvı hidrojen) olarak hesaplanmıştır. Ayrıca elektrik ve sıvılaştırılmış hidrojenin birim maliyetleri ise sırasıyla 0,012 \$/kWh ve 1,44 \$/kg LH_2 olarak belirlenmiştir.

Sadaghiani ve ark. (2017) karışık soğutucu akışkanlı sadece bir soğutma çevriminin kullanıldığı hidrojen sıvılaştırma sisteminin performansını araştırmıştır. Bu çalışma kapsamında sistemin enerji, ekserji analizleri gerçekleştirilmiş ve eksergoekonomik performansı değerlendirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda hidrojeni sıvılaştırmak için gerekli net iş 7,646 kWh/kg LH₂ olarak belirlenmiş, sistemin ikinci kanun verimi ise yaklaşık %32 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, sistemde kullanılan bazı ısı eşanjörlerinin eksergoekonomik faktörünün diğer komponentlere göre daha düşük olduğu belirlenmiş ve bu komponentlerin termodinamik performanslarının iyileştirilmesi önerilmiştir.

Ozcan ve Dincer (2016) nükleer enerji tabanlı entegre bir hidrojen üretim ve sıvılaştırma sisteminin termodinamik analizlerini gerçekleştirmiştir. Bu çalışma kapsamında alt sistemlerin enerji ve ekserji performansları değerlendirilmiş ve entegre sistemin birinci ve ikinci kanun verimi sırasıyla %18,6 ve %31,4 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, entegre sistemi oluşturan alt sistemlerden dört aşamalı Mg-Cl çevrimindeki ekserji yıkımının maksimum olduğu ve toplam ekserji yıkımının %41'ini oluşturduğu belirlenmiştir.

Yuksel ve ark. (2018) jeotermal enerji destekli hidrojen sıvılaştırma sisteminin termodinamik performansı araştırılmıştır. Bu çalışmada entegre sistemin ve alt sistemlerin birinci ve ikinci kanun analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, jeotermal akışkan sıcaklığının entegre sistemin performansında en etkili parametre olduğu belirlenmiş ve jeotermal akışkan sıcaklığının 130°C'den 200°C'ye artırılması ile sistemin hidrojen üretim hızı 0,0062 kg/s'den 0,0558 kg/s'ye yükselmiştir.

Ansarinasab ve ark. (2019) iki bağımsız soğutma çevriminden (karışık soğutucu akışkanlı) oluşan geleneksel hidrojen sıvılaştırma sisteminin eksergoekonomik ve eksergoçevresel analizlerini gerçekleştirmiştir. Bu çalışma kapsamında sistemi oluşturan soğutma çevrimlerinin ekserji verimi sırasıyla yaklaşık %67,5 ve %52,2 olarak hesaplanmış, tüm sistemin ekserji verimi ise %55,5 olarak belirlenmiştir. Sistemde yer alan pompa ve kompresörlerin eksergoekonomik faktörünün diğer komponentlere kıyasla daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bununla birlikte yapılan eksergoçevresel analizler sonucunda ise pompa ve bazı türbinlerin eksergoçevresel faktörünün daha yüksek olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Yılmaz ve ark. (2019) gazların sıvılaştırılması amacıyla yaygın olarak kullanılan çevrimlerin termodinamik performansını araştırmıştır. Bu kapsamda Linde-Hampson çevrimi, ön soğutmalı Linde-Hampson çevrimi, Claude çevrimi ve Kapitza çevriminin birinci ve ikinci kanun analizleri gerçekleştirilmiş ve performans parametreleri değerlendirilmiştir. Yapılan analizler sonucunda incelenen bu sıvılaştırma sistemlerinin ekserji verimleri sırasıyla %13,4, %21,8, %62,9 ve %77,2 olarak hesaplanmıştır.

Kanoglu ve ark. (2007) jeotermal enerjinin hidrojen sıvılaştırılmasında kullanımını araştırmış ve bu amaçla üç model geliştirmiş ve bu modelleri termodinamik açıdan incelemiştir. Bu çalışma kapsamında, uygun performans kriterleri tanımlanarak jeotermal su sıcaklığının ve hidrojen ön soğutma sıcaklığının sistem performansı üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Yılmaz ve ark. (2018) OTEC (okyanus termal enerji dönüşümü) sistemleri ile desteklenen entegre hidrojen üretim ve sıvılaştırma sistemini modellemiş, birinci ve ikinci kanun analizlerine dayalı performansını değerlendirmiştir. Bu çalışma kapsamında, entegre sistemin enerji ve ekserji verimi sırasıyla %43,49 ve %36,49 olarak hesaplanmıştır. Ayrıca yapılan analizler sonucunda hidrojen üretimi ve sıvılaştırılması için OTEC sistemlerinin iyi bir alternatif olduğu belirlenmiştir.

Yılmaz ve Kaska (2018) jeotermal enerji destekli ve absorpsiyonlu ön soğutma sistemi ile entegre çalışan hidrojen sıvılaştırma sistemini modellemiş ve termoeconomik optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Yapılan optimizasyon sonucunda sıvılaştırılmış hidrojenin ekserji maliyeti 1,349 \$/kg LH₂ olarak belirlenmiştir. Ayrıca modellenen bu entegre sistem ile elde edilen sıvı hidrojenin ekserji maliyetinin temel sıvılaştırma sistemlerine kıyasla yaklaşık %11 daha az olduğu tespit edilmiştir. Yılmaz (2018) önceki çalışmasına benzer bir entegre sistemin eksergoekonomik optimizasyonu için genetik algoritma metodunu kullanmıştır. Bu çalışma kapsamında, hidrojenin sıvılaştırılması için gerekli olan net iş 10,06 kWh/kg LH₂ olarak hesaplanmıştır. Ayrıca optimizasyon sonucunda sıvılaştırılmış hidrojenin birim ekserji maliyeti 1,114 \$/kg LH₂ olarak bulunmuştur.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu bölümde jeotermal enerji kaynağından yararlanılarak sıvı hidrojen üretimi için geliştirilen sistemin alt modüllerini oluşturan ORC modülü, yüksek sıcaklıklı elektroliz modülü, absorpsiyonlu soğutma modülü ve sıvılaştırma modülleri termodinamiksel olarak incelenmiş ve bu modüllerin enerji, ekserji ve eksergoekonomik analizleri için gerekli olan bağıntıları sunulmuştur.

3.1 Enerji Analizi

Bu tez çalışması kapsamında sürekli akışlı açık sistemlerin enerji analizleri gerçekleştirilmiştir. Sürekli akışlı açık sistemlerde, akışkanın kontrol hacminden sürekli bir akışı vardır. Akışkanın özellikleri, kontrol hacmi içinde bir noktadan diğerine farklılıklar gösterebilir ancak verilen bir noktada zamanla değişmez. Genel olarak, sürekli akışlı açık sistemlerin enerji analizinin temelini kontrol hacmindeki kütle ve enerji dengesi oluşturmaktadır.

3.1.1 Kütle Dengesi

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacmi içindeki toplam kütle zamanla değişmez. Bu durumda kütle korunumu ilkesine dayalı bir yaklaşımla kontrol hacmine giren toplam kütle, kontrol hacminden çıkan toplam kütleyle eşit olması gerekir. Sürekli akışlı açık sistemlerdeki kütle dengesi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

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

Burada, \dot{m}_g kontrol hacmine giren birim zamandaki kütle (kütleli debi), $\dot{m}_ç$ ise kontrol hacminden çıkan birim zamandaki kütleli debidir.

3.1.2 Enerji Dengesi

Sürekli akışlı açık sistemlerde, kontrol hacmindeki toplam enerji sabittir. Böylece kontrol hacmindeki toplam enerji değişimi sıfır olur. Bu nedenle tüm biçimlerde (iş, ısı ve kütle) kontrol hacmine giren enerji miktarı, kontrol hacminden çıkan enerji miktarına eşit olmalıdır. Sürekli akışlı açık sistemler için enerjinin korunumu aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \sum_g \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_\zeta + \dot{W}_\zeta + \sum_\zeta \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (3.2)$$

Bu bağıntıda kullanılan \dot{Q} ısı miktarını, \dot{W} iş miktarını, h özgül entalpiyi, V hızı, g yerçekimi ivmesini ve z ise bir referans noktasına göre yüksekliği ifade etmektedir.

Eşitlik (3.2)'de gerekli düzenlemeler yapıldığında enerji dengesi,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_\zeta \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_g \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \quad (3.3)$$

şeklinde yazılabilir. Kontrol hacmindeki kinetik ve potansiyel enerji değişimi sıfır kabul edilirse sürekli akışlı açık sistemler için enerji dengesi aşağıdaki halini alır.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\zeta h_\zeta - \sum \dot{m}_g h_g \quad (3.4)$$

3.2 Ekserji Analizi

Jeotermal bir kuyu gibi yeni bir enerji kaynağı bulunduğu zaman ilk yapılan işlemlerden biri, kaynakta bulunan enerjinin miktarını yaklaşık olarak belirlemektir. Ancak yalnızca bu bilgiye sahip olmak, burada bir güç santrali yapmaya karar vermek için yeterli değildir. Asıl bilinmesi gereken, kaynağın iş potansiyelidir yani, enerji miktarının ne kadarının yararlı işe dönüştürülebileceğinin bilinmesidir. Enerjinin işe dönüştürülemeyen bölümü, atık ısı olarak çevreye verileceğinden dolayı önem taşımayacaktır. Bu nedenle, belirli bir

haldeki ve miktardaki enerjinin yararlı iş potansiyelinin belirlenmesi önemlidir. Buradan yola çıkarak, belirli bir haldeki sistemden elde edilebilecek maksimum iş potansiyeli ekserji olarak tanımlanmaktadır (Çengel ve Boles 2012).

Bir sistemden maksimum yararlı iş elde edebilmek için, hal değişimi sonunda sistemin ölü halde olması gerekir. Bir sistemin ölü halde olması, çevresi ile termodinamik dengede bulunması demektir. Ölü haldeki bir sistem, çevresinin sıcaklığı ve basıncındadır, çevresine göre kinetik ve potansiyel enerjiye sahip değildir ve çevresi ile tepkimeye girmez. Bu çalışma kapsamında ölü hal şartları, $T_0 = 20^\circ\text{C}$ ve $P_0 = 101,325 \text{ kPa}$ olarak kabul edilmiştir (Scardigno ve ark. 2015, Mokhtari ve ark. 2016, Canbolat ve ark. 2020).

Bir sistemde nükleer, elektrik, manyetik ve yüzey gerilimleri ihmal edildiğinde sistemin ekserjisi fiziksel, kimyasal, potansiyel ve kinetik ekserji olarak incelenebilir. Bu durumda sistemin toplam özgül ekserjisi,

$$e_i = e_{fiz} + e_{kim} + e_{pe} + e_{ke} \quad (3.5)$$

şeklinde yazılabilir. Burada, e_i sistemin toplam özgül ekserjisini, e_{fiz} sistemin fiziksel ekserjisini, e_{kim} kimyasal ekserjisini, e_{pe} potansiyel ekserjisini ve e_{ke} kinetik enerjisini ifade etmektedir. Bulunduğu çevresine göre hareketsiz bir sistemde, potansiyel ve kinetik enerjiler sıfır olarak kabul edilebilir ve sistemin toplam özgül ekserjisi fiziksel ve kimyasal ekserjiden oluşur. Bu durumda sistemin toplam özgül ekserjisi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$e_i = e_{fiz} + e_{kim} \quad (3.6)$$

Sistemdeki toplam ekserji akımı ise,

$$\dot{E}_i = \dot{m}_i e_i \quad (3.7)$$

bağıntısı yardımıyla hesaplanır. Burada \dot{m}_i sistemde dolaşan akışkanın kütleli debisidir.

3.2.1 Fiziksel Ekserji

Bir sistemin çevresi ile sadece termal etkileşimi sonucunda tersinir hal değişimi ile mevcut sıcaklık ve basınç şartlarından (T_i ve P_i), çevre şartları (P_0 ve T_0) ile termodinamik dengeye getirildiğinde sistemden elde edilebilecek maksimum iş fiziksel ekserji olarak tanımlanmaktadır (Kotas 1985). Bir sistemin fiziksel ekserjisi,

$$e_{fiz} = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (3.8)$$

bağıntısı yardımıyla hesaplanır. Bir sistemde iki durum arasındaki fiziksel ekserji farkı ise aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$e_{fiz_1} - e_{fiz_2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) \quad (3.9)$$

3.2.2 Kimyasal Ekserji

Bir sistemin çevresiyle kimyasal denge haline geldiğinde ısı transferi ve madde alışverişinden dolayı yaptığı maksimum iş kimyasal ekserji olarak tanımlanmaktadır.

Bazı uygun çevre malzemelerinin özellikleri referans alınarak maddelerin standart kimyasal ekserjileri hesaplanmıştır. Standart kimyasal ekserjiler, standart çevre sıcaklığına ve basıncına bağlıdır. Standart kimyasal ekserji değerleri dikkate alınarak saf maddelerin kimyasal ekserjisi,

$$\dot{E}_{kim} = \dot{m} \left(\frac{e^{ch}}{M_A} \right) \quad (3.10)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanabilir. Bu bağıntıda e^{ch} maddenin standart kimyasal ekserjisini, M_A maddenin mol ağırlığını, \dot{m} maddenin kütleli debisini ifade etmektedir. Bu çalışma kapsamında kullanılan bazı maddelerin mol ağırlıkları ve standart kimyasal ekserjileri Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Bazı maddelerin mol ağırlıkları ve standart kimyasal ekserjileri (Kotas 1985, Bejan ve ark. 1996, Balta ve ark. 2009, Palacios-Bereche ve ark. 2012)

Madde	Mol Ağırlığı (kg/kmol)	Standart Kimyasal Ekserjisi (kJ/kmol)
H ₂ O(g)	18,02	9437
H ₂ O(s)	18,02	900
H ₂ (g)	2,02	236090
O ₂ (g)	32	3970
N ₂ (g)	28,01	720
NH ₃ (g)	17,03	341250
LiBr(g)	86,85	101600

Gaz karışımlarının kimyasal ekserjisi,

$$\dot{E}_{kim} = \dot{m} \left(\sum y_k \frac{e_k^{ch}}{M_{A_k}} + \bar{R}T_0 \sum \frac{y_k \ln y_k}{M_{A_k}} \right) \quad (3.11)$$

denklemini yardımıyla hesaplanır. Burada y_k toplam gaz içerisindeki k'nıncı gazın mol oranını, e_k^{ch} k'nıncı gazın standart kimyasal ekserjisini, M_{A_k} k'nıncı gazın mol ağırlığını ve \bar{R} evrensel gaz sabitini ifade etmektedir.

Genellikle absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan eriyiklerin kimyasal ekserjisi,

$$\dot{E}_{kim} = \dot{m} \left[\left(\frac{X}{M_{A_{sa}}} \right) e_{sa}^{ch} + \left(\frac{1-X}{M_{A_{abs}}} \right) e_{abs}^{ch} \right] \quad (3.12)$$

eşitliğinden yararlanılarak belirlenir (Kordlar ve Mahmoudi 2017). Burada e_{sa}^{ch} sistemde soğutucu akışkan görevindeki maddenin standart kimyasal ekserjisini, e_{abs}^{ch} sistemdeki diğer maddenin standart kimyasal ekserjisini, X konsantrasyon oranını, $M_{A_{sa}}$ ve $M_{A_{abs}}$ ise sistemde dolaşan maddelerin mol ağırlığını ifade etmektedir.

3.2.3 Ekserji Dengesi

Belirli bir kontrol hacmi ele alındığında enerji korunumunun aksine ekserji korunumundan söz edilemez. Bir hal değişimi süresince bir sistemin ekserji değişimi, sistem sınırlarındaki hal değişimi süresince yok olan ekserjiye eşit miktardaki bir ekserji geçişinden daha azdır. Bu duruma bağlı olarak ekserji dengesi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\sum \dot{E}_{giren} - \sum \dot{E}_{çıkan} - \dot{I} = \Delta \dot{E}_{sistem} \quad (3.13)$$

Bu bağıntıda \dot{E}_{giren} ekserji girişini, $\dot{E}_{çıkan}$ ekserji çıkışını, \dot{I} ekserji yıkımını (tersinmezlik) ve $\Delta \dot{E}_{sistem}$ ise sistemin toplam ekserjisindeki değişimi ifade etmektedir. Sürekli rejimde ekserji dengesi ele alındığında sistem içerisindeki ekserji değişimi sıfır olacaktır. Bu durumda birim zamandaki ekserji dengesi aşağıda verilen bağıntıyla ifade edilebilir.

$$\sum \dot{E}_{giren} - \sum \dot{E}_{çıkan} = \dot{I} \quad (3.14)$$

3.3 Eksergoekonomik Analiz

Eksergoekonomik analiz, ekserji temelli termodinamik analizi ekonomik verilerle destekleme prensibine dayanmaktadır (Bejan ve ark. 1996). Termal sistemlerin maliyet etkinliği değerlendirilerek sistemin iyileştirilmesi ve geliştirilmesi amacıyla kullanılan eksergoekonomik analiz yöntemi, termal sistemlerde gerçekleşen ekserji yıkımı ile maliyet tutarının ilişkilendirilmesini sağlamaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında modellenen sistemin eksergoekonomik analizleri için SPECO yöntemi kullanılmıştır. SPECO yöntemine geçmeden önce eksergoekonomik analizler için gerekli olan ekonomik parametreler tanımlanmalıdır.

3.3.1 Ekonomik Parametreler

Bugünkü bir paranın, belirli bir bileşik faiz oranı üzerinden belirli periyotlarda işletilmesi durumunda, paranın gelecekteki değeri,

$$FW = PW(1 + i)^n \quad (3.15)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır (Bejan ve ark. 1996). Burada FW paranın gelecekteki değerini, PW paranın şimdiki değerini, i bileşik faiz oranını ve n ise yıl cinsinden periyodunu ifade etmektedir.

Genellikle ekonomik analizlerde, gelecek n zaman sonra yapılacak olan harcamaların ve kazanılacak olan gelirlerin şimdiki değerlerinin bilinmesi önemlidir. Gelecekteki belirli bir FW tutarındaki paranın belirli bir faiz veya iskonto oranıyla indirgenmesi sonucu elde edilen PW tutarındaki bugünkü değeri aşağıda verilen bağıntı yardımıyla hesaplanabilir.

$$PW = FW \frac{1}{(1 + i)^n} \quad (3.16)$$

Eşitlik (3.16)'dan yararlanılarak paranın şimdiki değer faktörü aşağıdaki şekilde elde edilir (Bejan ve ark. 1996, Balli ve ark. 2008).

$$PWF = \frac{1}{(1 + i)^n} \quad (3.17)$$

Yıllık ödemeler (anüite), belirli bir zaman süreci içerisinde, eşit zaman aralıklarında meydana gelen eşit miktardaki para hareketleridir. Genellikle kullanılan zaman aralığı bir yıldır. Kira, kredi, sigorta ve yakıt ödemeleri, tahvil faizleri, çalışan ücretleri gibi harcamaların yıllık ödemeleri aşağıda verilen denklem yardımıyla belirlenir. Burada AC yıllık ödeme tutarını ifade etmektedir.

$$AC = FW \frac{i}{(1 + i)^n - 1} \quad (3.18)$$

Bir yıllık ödemenin şimdiki değeri, belirli bir dönem sonundaki yıllık ödeme toplamının, yıllık ödeme başlangıcında efektif bir faiz oranıyla yatırılmış olması durumundaki parasal değeridir ve aşağıda verilen bağıntı yardımıyla hesaplanabilir.

$$\frac{PW}{AC} = \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \quad (3.19)$$

Eşitlik (3.19)'da verilen bağıntının sağ tarafı, şimdiki değer faktörünün üniform serisi (Uniform Series Present Worth Factor) olarak tanımlanmaktadır. Bu değer tersi ise, yatırım maliyeti geri kazanım oranı (Capital Recovery Factor) olarak ifade edilir (Mohammadkhani ve ark. 2014, Ahmadi ve ark. 2016, Ghazizade-Ahsaei ve ark. 2019).

$$CRF = \frac{AC}{PW} = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (3.20)$$

3.3.2 SPECO Yöntemi

Eksergoekonomik analizler için kullanılan birçok farklı yöntem literatürde bulunmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında modellenen sistemin eksergoekonomik analizleri için SPECO yöntemi olarak tanımlanan özgül ekserji maliyetlendirme metodu kullanılmıştır. Genel olarak SPECO yöntemi üç aşamadan oluşmaktadır (Lazzaretto ve Tsatsaronis 2006):

- Sisteme ait komponentlerin giriş ve çıkışındaki ekserji akımı değerlerinin belirlenmesi.
- Yakıt ve ürün olarak tanımlanan ekserji akımlarının her bir komponent için saptanması.
- Belirlenen ekserji akımı değerlerine ait maliyetlerin hesaplanması.

SPECO yönteminin ilk aşamasındaki hesaplamalar ekserji analizi temelinde gerçekleştirilir. Ekserji akımları belirlendikten sonra ikinci aşamada yakıt (F) ve ürün (P) tanımlamalarının yapılması ve her bir komponent için belirlenmesi gerekir. Bu kapsamda, herhangi bir sistem alt bileşenine giren akış, o bileşenin “yakıtı (F)” olarak, herhangi bir

sistem alt bileşeninden ayrılan akış ise o bileşenin “ürünü (P)” olarak tanımlanmaktadır. Yapılan ürün ve yakıt tanımlamalarına göre her bir komponent için ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı denklemler oluşturulur. Son aşamada ise, oluşturulan denklemlerden yararlanılarak ekserji akımına bağlı maliyetler belirlenir.

Bu çalışma kapsamında sistemi oluşturan her bir alt modüldeki komponentler için ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı denklemler oluşturulmuş ve bu denklemler modül bazında çalışmanın ilerleyen bölümlerinde verilmiştir.

3.3.3 Ekserjiye Bağlı Maliyet Denge Denklemleri

Bir kütle veya enerji akımının ekserjiye bağlı maliyeti bu akışı üretmek için kullanılan ekserji miktarına bağlı olarak hesaplanır. Akışın birim ekserji maliyeti,

$$c_i = \frac{\dot{C}_i}{\dot{E}_i} \quad (3.21)$$

bağıntısı kullanılarak belirlenebilir. Burada c_i herhangi bir i noktasındaki birim ekserji maliyetini, \dot{C}_i ekserji maliyetini ve \dot{E}_i ekserji akımını ifade etmektedir. Bu şekilde sisteme giren ve sistemden çıkan madde akışı, güç ve ısı ile transfer edilen ekserji maliyetleri aşağıda verilen denklemler yardımıyla hesaplanabilir.

$$\dot{C}_g = c_g \dot{E}_g = c_g (\dot{m}_g e_g) \quad (3.22)$$

$$\dot{C}_\zeta = c_\zeta \dot{E}_\zeta = c_\zeta (\dot{m}_\zeta e_\zeta) \quad (3.23)$$

$$\dot{C}_w = c_w \dot{E}_w = c_w \dot{W} \quad (3.24)$$

$$\dot{C}_q = c_q \dot{E}_q \quad (3.25)$$

Sistemdeki herhangi bir komponent için, ekserji maliyet dengesine bağlı olarak ürünlerin toplam ekserji maliyeti girdilerin toplam ekserji maliyetine eşittir. Dışarıdan ısı alan ve iş üreten bir komponent için ekserji maliyet dengesi,

$$\sum \dot{C}_g + \dot{C}_q + \dot{Z}_k = \sum \dot{C}_\zeta + \dot{C}_w \quad (3.26)$$

$$\sum (c_g \dot{E}_g) + (c_q \dot{E}_q) + \dot{Z}_k = \sum (c_\zeta \dot{E}_\zeta) + (c_w \dot{W}) \quad (3.27)$$

eşitlikleri kullanılarak yazılabilir. Bu bağıntılarda kullanılan \dot{Z}_k komponentin toplam yatırım maliyetini ifade etmektedir. Komponentin toplam yatırım maliyeti, o komponentin ilk yatırım maliyeti ile bakım, onarım ve işletme maliyetlerinin toplamıdır ve aşağıda verilen bağıntı ile gösterilebilir.

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} \quad (3.28)$$

Bu bağıntıda \dot{Z}_k^{CI} ilk yatırım maliyetini, \dot{Z}_k^{OM} ise bakım, onarım ve işletme maliyetini tanımlamaktadır. \dot{Z}_k^{CI} ilk yatırım maliyeti,

$$\dot{Z}_k^{CI} = \frac{\dot{C}_k^{CI} CRF}{\tau} \quad (3.29)$$

bağıntısından yararlanılarak hesaplanır. Burada \dot{C}_k^{CI} komponentin satın alma maliyetini, τ ise yıllık çalışma süresini ifade etmektedir. Bu tez çalışması kapsamında sistemin yıllık çalışma süresi 7884 saat olarak belirlenmiştir. Geri kalan süre ise sistemin periyodik bakımı için ayrılan zamandır. Komponentlere ait satın alma maliyet denklemleri modül bazında çalışmanın ilerleyen bölümlerinde verilmiştir.

Benzer şekilde \dot{Z}_k^{OM} bakım, onarım ve işletme maliyeti ise aşağıda verilen denklem kullanılarak belirlenir.

$$\dot{Z}_k^{OM} = \dot{Z}_k^{CI} \phi \quad (3.30)$$

Eşitlik (3.30)'da verilen φ bakım, onarım ve işletme maliyet faktörü olarak tanımlanmaktadır. Bu tez çalışması kapsamında \dot{Z}_k^{OM} değeri, her bir komponentin ilk yatırım maliyetinin %20'si olarak belirlenmiştir (Wang ve Dai 2016, Tozlu ve ark. 2018).

3.3.4 Eksergoekonomik Performans Parametreleri

Sistemde yer alan komponentlerin bireysel performanslarını belirlemek amacıyla sıklıkla kullanılan parametrelerden biri eksergoekonomik faktördür. Eksergoekonomik faktör, ekserjiden bağımsız yatırım maliyetlerinin toplam yatırım maliyeti içerisindeki oranı olarak tanımlanmaktadır (Bejan ve ark. 1996). Bir komponentin eksergoekonomik faktörü (f_k) aşağıda verilen eşitlik yardımıyla hesaplanır.

$$f_k = \frac{\dot{Z}_k}{\dot{Z}_k + \dot{C}_D} = \frac{\dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM}}{\dot{Z}_k^{CI} + \dot{Z}_k^{OM} + (c_{F_k} \dot{I}_k)} \quad (3.31)$$

Bu bağıntıda \dot{C}_D komponentteki ekserji yıkımı maliyetini, \dot{I}_k komponentteki ekserji yıkımını ve c_{F_k} ise komponentin yakıt (giren akış) birim ekserji maliyetini ifade etmektedir.

Sistemdeki herhangi bir komponent için hesaplanan eksergoekonomik faktörün düşük olması, komponentin ilk yatırım maliyeti artacak olsa dahi ekserji verimliliğinin iyileştirilmesiyle sistemin tamamından bir maliyet tasarrufu sağlanabileceğini göstermektedir. Ayrıca eksergoekonomik faktörün düşük olması durumunda ekserji verimi düşük de olsa daha düşük maliyetli bir eleman da seçilebilir (Bejan ve ark. 1996). Eksergoekonomik faktörün yüksek olması ise, komponentin ekserji verimliliğinden taviz verilerek yatırım maliyetinde bir düşüş yapılabileceğini göstermektedir.

Eksergoekonomik performansı belirlemek amacıyla kullanılan bir diğer önemli parametre ise bağıl maliyet farkıdır. Bağıl maliyet farkı, komponente giren yakıt (giren akış) ve çıkan ürünün (çıkan akış) birim ekserji maliyetleri arasındaki farkın birim ekserji maliyetine oranını ifade etmektedir. Sistemde kullanılan bir komponent için bağıl maliyet farkı aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

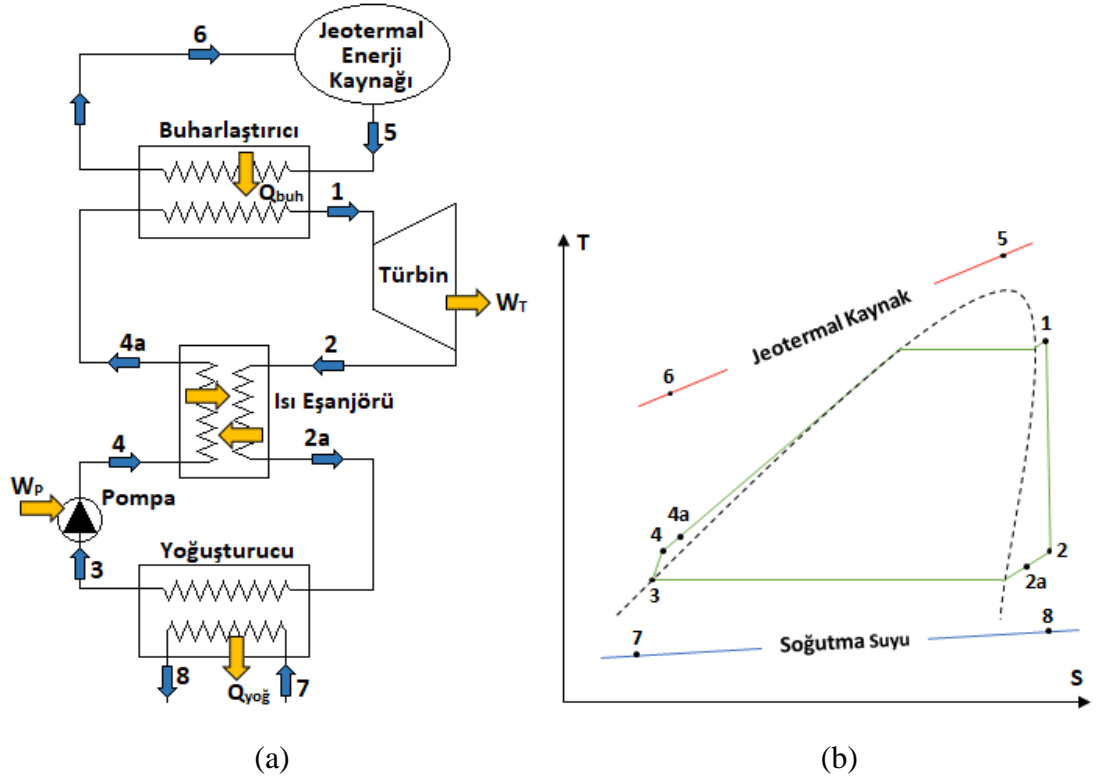
$$r_k = \frac{c_P - c_F}{c_F} \quad (3.32)$$

Bir komponentin bağıl maliyet farkının yüksek olması, bu komponentin termodinamik performansının iyileştirilmesinin ve yatırım maliyetinin azaltılmasının gerekli olduğunu göstermektedir. Buradaki temel amaç ürün (çıkan akış) birim ekserji maliyetinin azaltılmasıdır.

3.4 Organik Rankine Çevrimi (ORC)

Organik Rankine çevrimleri (ORC) düşük sıcaklık aralıklarında çalışan, akışkan olarak su yerine molekül ağırlığı daha yüksek hidrokarbon bileşenli organik akışkanların kullanıldığı güç üretim sistemleridir. Genellikle sıcaklığın düşük olduğu ısı geri kazanım uygulamaları için tercih edilen ORC sistemleri, başta jeotermal enerji olmak üzere güneş enerjisi, biyokütle enerjisi ve atık ısı kaynaklarından elektrik üretilmesi amacıyla kullanılmaktadır (Yamankaradeniz ve ark. 2018).

ORC sistemleri termodinamiksel olarak Rankine çevrimleri ile benzer çalışma prensibine sahiptir. ORC sistemlerinde enerji kaynağının ısısı (5-6) buharlaştırıcı yardımıyla çevrimde dolaşan soğutucu akışkana aktarılır ve soğutucu akışkanın buharlaşması sağlanır (4a-1). Daha sonra yüksek sıcaklık ve basınçtaki soğutucu akışkan türbinde, yoğunlaştırıcı basıncına kadar genişletilerek iş üretilir (1-2). Türbin çıkışında ısı eşanjörüne giren soğutucu akışkanın ısısı burada buharlaştırıcı girişindeki soğutucu akışkana aktarılır. Böylece türbin çıkışındaki soğutucu akışkanın sıcaklığı düşerken (2-2a), buharlaştırıcı girişindeki soğutucu akışkanın sıcaklığının artması sağlanır (4-4a). Sıcaklığı azalan soğutucu akışkan yoğunlaştırıcıda soğutma suyu yardımıyla (7-8) soğutulmuş olarak yoğunlaştırılır. Yoğunlaştırıcıdan ayrılan doymuş sıvı haldeki soğutucu akışkan pompada basınçlandırılarak buharlaştırıcı girişindeki ısı eşanjörüne gönderilir (3-4). Son olarak ısı eşanjöründe transfer olan ısı nedeniyle sıcaklığı artan soğutucu akışkan buharlaştırıcıya girerek çevrimi tamamlar (4-4a). Bu çalışma kapsamında sıvı hidrojen üretimi için geliştirilen sistemde kullanılan ısı geri kazanımlı ORC modülünün şematik diyagramı (a) ve T-s diyagramı (b) Şekil 3.1'de verilmiştir (Bademlioglu ve ark. 2020).



Şekil 3.1. Isı geri kazanımlı ORC modülünün şematik (a) ve T-s (b) diyagramları

Bu çalışmada, çevrimde ana eleman olarak çalışan buharlaştırıcı, türbin, yoğuşturucu ve pompaya ilave olarak ısı eşanjörü kullanılmaktadır. Isı eşanjörü yardımıyla, buharlaştırıcı kapasitesinin (kaynaktan çekilen ısıl enerji miktarının) azaltılması ve sistemin termodinamik performansının iyileştirilmesi amaçlanmaktadır.

3.4.1 Organik Rankine Çevriminin Enerji Analizi

Termodinamiğin birinci kanun denklemlerinden yararlanılarak, ısı geri kazanımlı organik Rankine çevriminin enerji analizi için çevrimi oluşturan komponentlerin enerji denklemleri aşağıda verilmiştir (Zare 2016, Kordlar ve Mahmoudi 2017, Bademlioglu ve ark. 2018, Canbolat ve ark. 2020).

Termodinamiğin birinci kanunu türbine uygulanırsa,

$$\dot{Q}_{12s} - \dot{W}_{T_s} = \dot{H}_{2s} - \dot{H}_1 = \dot{m}(h_{2s} - h_1) \quad (3.33)$$

denklemleri elde edilir. Bu denklemlerde, \dot{H} entalpiyi, h özgül entalpiyi ve \dot{m} soğutucu akışkan debisini ifade etmektedir. Gerekli düzenlemeler yapılarak izentropik türbin işi ifadesi aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{W}_{T_s} = \dot{m}(h_{2s} - h_1) \quad (3.34)$$

1-2 arasındaki gerçek türbin işi ve türbin çıkışındaki gerçek özgül entalpi değeri ise,

$$\eta_{T,s} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}_{T_s}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (3.35)$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır. Bu denklemde \dot{W}_{T_s} izentropik türbin işini, \dot{W}_T gerçek türbin işini ve $\eta_{T,s}$ türbin izentropik verimini ifade etmektedir.

2-3 noktası arasında yoğuşturucudaki ısı değişimi,

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{Q}_{23} = \dot{m}(h_{2a} - h_3) \quad (3.36)$$

bağıntısıyla hesaplanır. Burada $\dot{Q}_{yoğ}$ yoğuşturucudan atılan ısı miktarını ifade etmektedir. Ayrıca soğutma suyunun giriş-çıkış şartlarına ve termodinamik özelliklerine bağlı olarak yoğuşturucudan atılan ısı miktarı aşağıda verilen denklem yardımıyla da elde edilir.

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_{ss} C_{P_{ss}} (T_{ss_{çıkış}} - T_{ss_{giriş}}) \quad (3.37)$$

Bu denklemde \dot{m}_{ss} soğutma suyu debisi, $C_{P_{ss}}$ soğutma suyunun özgül ısısı, $T_{ss_{giriş}}$ ve $T_{ss_{çıkış}}$ soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır.

3-4s arasında pompada izentropik sıkıştırma gerçekleşmektedir. Pompada kullanılan soğutucu akışkanın sıkıştırılmaz olduğu kabul edilerek ($v_3 = v_{4s}$) pompanın özgül işi (1 kg iş yapan akışkanı sıkıştırmak için gerekli olan iş),

$$-w_{P_{34s}} = \int v dP = v_3(P_4 - P_3) = h_{4s} - h_3 \quad (3.38)$$

denklemini yardımıyla hesaplanır. Eşitlik (3.38) kullanılarak pompa çıkışındaki soğutucu akışkanın özgül entalpisi için aşağıdaki denklem elde edilir.

$$h_{4s} = v_3(P_4 - P_3) + h_3 \quad (3.39)$$

3-4 arasındaki gerçek pompa işi ve pompa çıkışındaki özgül entalpi değeri,

$$\eta_{P,s} = \frac{\dot{W}_{P_s}}{\dot{W}_P} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (3.40)$$

bağıntısı kullanılarak belirlenir. Bu denklemde \dot{W}_{P_s} izentropik pompa işini, \dot{W}_P gerçek pompa işini ve $\eta_{P,s}$ ise pompa izentropik verimini ifade etmektedir.

4a-1 arasında jeotermal enerji kaynağından yararlanılarak sabit basınçta soğutucu akışkana ısı verilmektedir. Buharlaştırıcıda jeotermal akışkandan soğutucu akışkana aktarılan ısı miktarı aşağıda verilen denklem yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{Q}_{4a1} = \dot{m}(h_1 - h_{4a}) \quad (3.41)$$

Türbin çıkışı ile buharlaştırıcı girişi arasında bulunan ısı eşanjöründe gerçekleşen ısı transferi ile 2a noktasındaki (yoğuşturucu girişindeki) soğutucu akışkanın sıcaklığı azalırken, 4a noktasındaki (buharlaştırıcı girişindeki) soğutucu akışkanın sıcaklığı artar. Isı eşanjöründe gerçekleşen ısı transferi,

$$\dot{Q}_{esj} = \dot{m}C_{P_2}(T_2 - T_{2a}) \quad (3.42)$$

$$\dot{Q}_{esj} = \dot{m}C_{P_4}(T_{4a} - T_4) \quad (3.43)$$

bağıntılarıyla hesaplanır. Bu bağıntılarda C_{p_2} 2 noktasındaki soğutucu akışkanın özgül ısısı, C_{p_4} ise 4 noktasındaki soğutucu akışkanın özgül ısısıdır. Eşitlik (3.42) ve (3.43)'den yararlanılarak,

$$\dot{Q}_{esj} = \varepsilon(\dot{m}C_p)_{min}(T_2 - T_4) \quad (3.44)$$

denklemleri elde edilir. Burada ε ısı eşanjörünün etkenliğini, $(\dot{m}C_p)_{min}$ ise 2 ve 4 noktası için hesaplanan $(\dot{m}C_p)$ değerlerinden düşük olan değeri ifade etmektedir.

Organik Rankine çevrimini oluşturan komponentlerin ısı hesaplamaları yapıldığında,

$$\eta_{ORC} = \frac{W_{net}}{\dot{Q}_{buh}} = \frac{(\dot{W}_T - |\dot{W}_P|)}{\dot{Q}_{buh}} \quad (3.45)$$

bağıntısı yardımıyla çevrimin ısı verimi hesaplanır.

3.4.2 Organik Rankine Çevriminin Ekserji Analizi

Termodinamiğin ikinci kanun denklemlerinden yararlanılarak, ısı geri kazanımlı organik Rankine çevriminin ekserji analizi için çevrimi oluşturan komponentlerin ekserji denklemleri aşağıda verilmiştir (Yari 2010, Zare ve Mahmoudi 2015, Yamankaradeniz ve ark. 2018, Bademlioglu ve ark. 2019a).

1-2 arasında türbindeki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_T = \dot{E}_1 - (\dot{E}_2 + \dot{W}_T) \quad (3.46)$$

denklemleri elde edilir. Burada \dot{I}_T türbindeki ekserji yıkımını ifade etmektedir. Eşitlik (3.46)'dan yararlanılarak türbinin ekserji verimi aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$\eta_{ex,T} = \frac{\dot{W}_T}{(\dot{E}_1 - \dot{E}_2)} \quad (3.47)$$

2a-3 arasında yoğuşturucudaki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{yoğ} = (\dot{E}_{2a} + \dot{E}_7) - (\dot{E}_3 + \dot{E}_8) \quad (3.48)$$

bağıntısı ile ifade edilir. Burada 7 ve 8 noktaları soğutma suyunun giriş ve çıkış noktaları olup bu noktalardaki ekserji akımı (\dot{E}_7 ve \dot{E}_8) hesaplanırken soğutma suyunun ölü hal şartları dikkate alınır. Yoğuşturucunun ekserji verimi ise aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır.

$$\eta_{ex,yoğ} = \frac{(\dot{E}_8 - \dot{E}_7)}{(\dot{E}_{2a} - \dot{E}_3)} \quad (3.49)$$

3-4 arasında pompadaki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_P = (\dot{E}_3 + \dot{W}_P) - \dot{E}_4 \quad (3.50)$$

denklemiyle elde edilir. Eşitlik (3.50)'den yararlanılarak pompanın ekserji verimi ise aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$\eta_{ex,P} = \frac{(\dot{E}_4 - \dot{E}_3)}{\dot{W}_P} \quad (3.51)$$

4a-1 arasında buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{buh} = (\dot{E}_{4a} + \dot{E}_5) - (\dot{E}_1 + \dot{E}_6) \quad (3.52)$$

bağıntısı yardımıyla hesaplanır. Burada 5 ve 6 noktaları jeotermal akışkanın buharlaştırıcıya giriş ve çıkış noktaları olup bu noktalardaki ekserji akımı (\dot{E}_5 ve \dot{E}_6)

hesaplanırken jeotermal suyun ölü hal şartları dikkate alınır. Buharlaştırıcının ekserji verimi ise aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\eta_{ex,buh} = \frac{(\dot{E}_1 - \dot{E}_{4a})}{(\dot{E}_5 - \dot{E}_6)} \quad (3.53)$$

2-4 arasında ısı eşanjöründeki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{esj} = (\dot{E}_2 + \dot{E}_4) - (\dot{E}_{2a} + \dot{E}_{4a}) \quad (3.54)$$

denklemiyle elde edilir. Eşitlik (3.54)'den yararlanılarak ısı eşanjörünün ekserji verimi aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$\eta_{ex,esj} = \frac{(\dot{E}_{4a} - \dot{E}_4)}{(\dot{E}_2 - \dot{E}_{2a})} \quad (3.55)$$

Çevrimi oluşturan her bir noktanın ekserji akımı hesaplandığında sistemin ikinci kanun performansı olarak,

$$\eta_{ex,ORC} = \frac{\dot{W}_{net}}{(\dot{E}_5 - \dot{E}_6)} = \frac{(\dot{W}_T - |\dot{W}_P|)}{(\dot{E}_5 - \dot{E}_6)} \quad (3.56)$$

bağıntısı yardımıyla sistemin ekserji verimi hesaplanır.

3.4.3 Organik Rankine Çevriminin Eksergoekonomik Analizi

Organik Rankine çevriminin eksergoekonomik analizi için sistemde kullanılan komponentlerin satın alma maliyetlerinin hesaplanması gerekir. Bu kapsamda çevrimde kullanılan komponentlerin satın alma maliyetlerinin belirlenmesi amacıyla kullanılan maliyet denklemleri Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. ORC sisteminde kullanılan komponentlerin satın alma maliyet denklemleri (El-Emam ve Dincer 2013, Boyaghchi ve Heidarnejad 2014, Akrami ve ark. 2017, Turton ve ark. 2018, Noroozian ve ark. 2019)

Komponent	Satın Alma Maliyeti Denklemi [USD]
Buharlaştırıcı	$\log_{10} \dot{C}_{buh} = 4,6420 + 0,3698 \log_{10}(A_{buh}) + 0,0025[\log_{10}(A_{buh})]^2$
Türbin	$\dot{C}_T = 4750(\dot{W}_T)^{0,75}$
Isı Eşanjörü	$\log_{10} \dot{C}_{esj} = 4,6656 - 0,1557 \log_{10}(A_{esj}) + 0,1547[\log_{10}(A_{esj})]^2$
Yoğuşturucu	$\dot{C}_{yoğ} = 1773\dot{m}$
Pompa	$\dot{C}_P = 1120(\dot{W}_P)^{0,8}$

Çizelge 3.2’de verilen denklemlere göre buharlaştırıcı ve ısı eşanjörünün satın alma maliyetlerinin tespiti için bu komponentlerdeki ısı transfer yüzey alanlarının hesaplanması gerekir. Isı eşanjörü ve buharlaştırıcı gibi benzer komponentlerde toplam ısı transfer katsayısı, ısı transfer yüzey alanı ve logaritmik sıcaklık farkına dayalı transfer olan ısı miktarı,

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ln} \quad (3.57)$$

bağıntısı kullanılarak belirlenir. Burada U toplam ısı transfer katsayısını, A ısı transfer yüzey alanını ve ΔT_{ln} ise logaritmik sıcaklık farkını ifade etmektedir. Bu çalışma kapsamında kullanılan komponentler için belirlenen ortalama toplam ısı transfer katsayıları Çizelge 3.3’de verilmiştir.

Çizelge 3.3. Kullanılan komponentler için toplam ısı transfer katsayıları (Kordlar ve Mahmoudi 2017, Parikhani ve ark. 2018, Sadat ve ark. 2019)

Komponent	Toplam Isı Transfer Katsayısı, U (W/m² K)
Kaynatici	1600
Yoğuşturucu	1100
Absorber	600
Buharlaştırıcı	900
Isı Eşanjörü	1000

Isı eşanjörü ve benzeri bir komponentteki logaritmik sıcaklık farkı,

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{h1} - T_{c2}) - (T_{h2} - T_{c1})}{\ln\left(\frac{T_{h1} - T_{c2}}{T_{h2} - T_{c1}}\right)} \quad (3.58)$$

eşitliğinden yararlanılarak hesaplanır. Burada T_{h1} ve T_{h2} sırasıyla sıcak akışkanın komponente giriş ve çıkış sıcaklığını, T_{c1} ve T_{c2} ise sırasıyla soğuk akışkanın komponente giriş ve çıkış sıcaklığını ifade etmektedir.

Sistemle ilgili yatırım maliyetleri ekonomik parametreler dikkate alınarak hesaplandıktan sonra her bir komponent için ürün ve yakıt tanımlamaları yapılarak ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı denklemler oluşturulur. ORC sisteminde kullanılan komponentlerin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler Çizelge 3.4’de verilmiştir.

Çizelge 3.4. ORC sisteminde kullanılan komponentlerin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler

Komponent	Ekserjiye Bağlı Maliyet Denge Denklemleri	Yardımcı Eşitlikler
Buharlaştırıcı	$c_{4a}\dot{E}_{4a} + c_5\dot{E}_5 + \dot{Z}_{buh} = c_1\dot{E}_1 + c_6\dot{E}_6$	$c_5 = c_6$
Türbin	$c_1\dot{E}_1 + \dot{Z}_T = c_{eT}\dot{W}_T + c_2\dot{E}_2$	$c_1 = c_2$
Isı Eşanjörü	$c_2\dot{E}_2 + c_4\dot{E}_4 + \dot{Z}_{esj} = c_{2a}\dot{E}_{2a} + c_{4a}\dot{E}_{4a}$	$c_2 = c_{2a}$
Yoğuşturucu	$c_{2a}\dot{E}_{2a} + c_7\dot{E}_7 + \dot{Z}_{yoğ} = c_3\dot{E}_3 + c_8\dot{E}_8$	$c_{2a} = c_3$ $c_7 = 0$
Pompa	$c_3\dot{E}_3 + c_{eP}\dot{W}_P + \dot{Z}_P = c_4\dot{E}_4$	---

3.5 Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi

Günümüzde hidrojen üretimi için bilinen en basit ve yaygın yöntem elektroliz prosesidir. Genel olarak elektroliz, elektrik enerjisi kullanılarak suyun hidrojen ve oksijen atomlarına ayrılmasıdır ve aşağıda verilen kimyasal denklemlerle gösterilir.

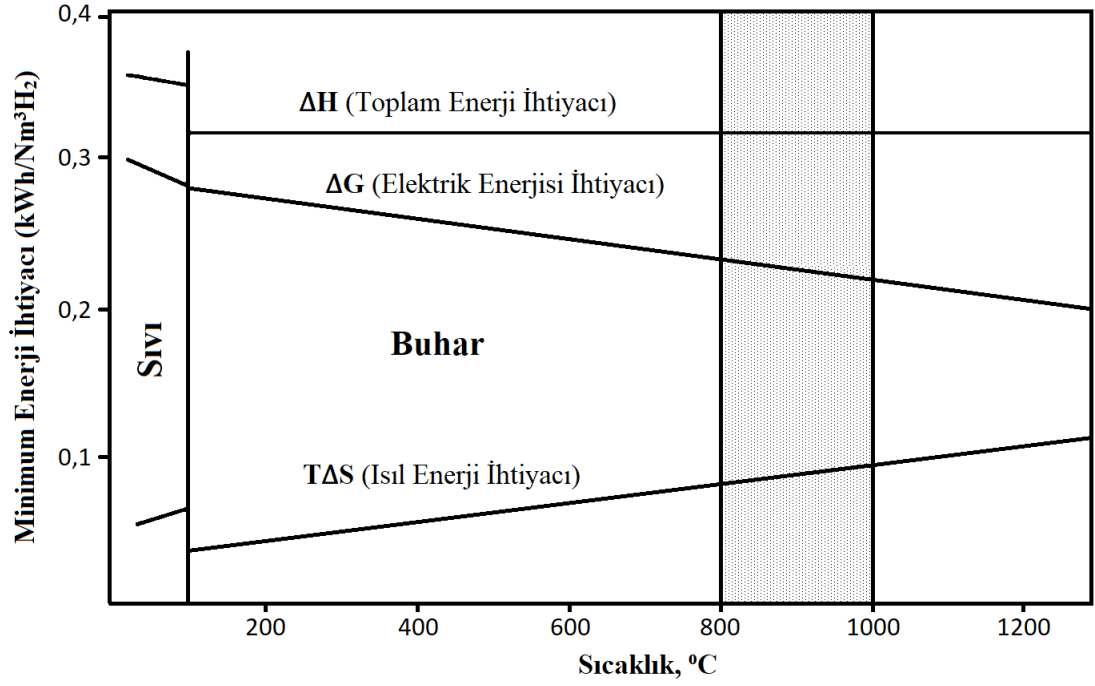


Hidrojen üretimi açısından elektroliz yönteminin en önemli faydası, hidrojenin elektroliz yöntemiyle yüksek saflıkta elde edilebilmesidir. Ancak yüksek elektrik enerjisi tüketimi nedeniyle bu yöntem oldukça maliyetli olmaktadır. Bu durum jeotermal enerji, güneş enerjisi ve rüzgâr enerjisi gibi yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanım ihtiyacını arttırmaktadır.

Son yıllarda gelişen yüksek sıcaklıklı elektroliz uygulamasının diğer klasik elektroliz yöntemlerine göre daha yüksek verimli olması yüksek sıcaklıklı elektroliz uygulamasına olan ilgiyi her geçen gün arttırmaktadır. Yüksek sıcaklıklı elektroliz uygulamalarında su molekülü yaklaşık 900°C - 1000°C sıcaklık aralığında bileşenlerine ayrılmakta ve gerekli olan enerji elektrik ve ısı olarak sağlanmaktadır. Genel olarak, yüksek sıcaklıklı elektroliz uygulamalarında su molekülünün bileşenlerine ayrışması yüksek sıcaklıkta gerçekleştirilerek su molekülünün elektrolizi için gerekli olan elektrik enerjisi ihtiyacı azalırken sistemin verimi artmaktadır. Yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemindeki toplam enerji ihtiyacı aşağıda verilen bağıntıyla ifade edilir.

$$\Delta H = \Delta G + T\Delta S \quad (3.60)$$

Bu eşitlikte, ΔG Gibbs enerjisindeki değişim veya gerekli olan minimum iş, T mutlak sıcaklık, ΔS entropi farkı ve ΔH ise entalpi değişimi veya toplam enerji ihtiyacıdır. ΔG elektrik olarak sağlanması gereken enerjiyi ve $T\Delta S$ ısı enerjisi belirtmektedir. Yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminde minimum enerji ihtiyacının sıcaklık ile değişimi Şekil 3.2'de verilmiştir.

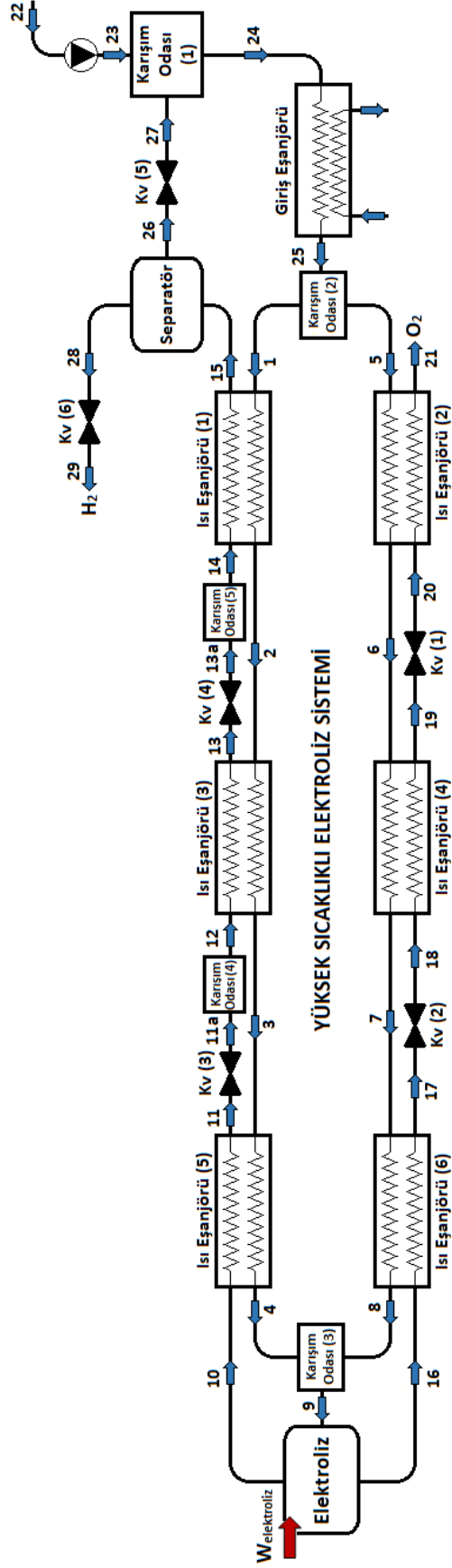


Şekil 3.2. Yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi için gerekli minimum enerji ihtiyacının sıcaklıkla değişimi (Jonsson ve ark. 1992)

Şekil 3.2’de görüldüğü gibi yüksek sıcaklıklı elektroliz uygulamasında elektroliz sıcaklığına bağlı olarak elektroliz için gerekli minimum enerji ihtiyacındaki değişim oldukça azdır. Bununla birlikte, elektroliz sıcaklığının artmasıyla sistemin ısıl enerji ihtiyacı artarken, elektrik enerjisi ihtiyacı azalmaktadır. Jonsson ve ark. (1992) hidrojen üretiminde jeotermal enerjinin kullanımını araştıran bir fizibilite çalışması sunmuşlardır. Bu çalışma kapsamında, yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi için gerekli minimum enerji ihtiyacı elektroliz sıcaklığına bağlı olarak hesaplanmış ve optimum çalışma aralığı belirlenmiştir. Belirlenen optimum çalışma aralığı Şekil 3.2’de verilen taralı alanda gösterilmiştir.

Tez çalışması kapsamında oluşturulan yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin tesisat şeması Şekil 3.3’de verilmiştir. Çevre şartlarında sisteme giren elektroliz suyu pompada basınçlandırıldıktan sonra karışım odasına gönderilir (22-23). Karışım odasında elektrolizde ayrıştırılamayan su (27) ile karışan elektroliz suyu (23-24) daha sonra ısı değiştiricisi yardımıyla yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi giriş sıcaklığına kadar ısıtılır (24-25). Isıtılan elektroliz suyu karışım odasından iki ayrı ısı eşanjörü grubuna gönderilir

(25-1-5). Her bir eşanjör grubu üç farklı çalışma basıncına sahip olan ısı eşanjörlerinden oluşmaktadır. Her iki eşanjör grubuna gönderilen elektroliz suyu yaklaşık 1000°C elektroliz sıcaklığına kadar ısıtılır (1-4, 5-8). Her iki eşanjör grubunda ısıtılan elektroliz suyu elektroliz öncesi karışım odasında karıştıktan (4-8-9) sonra elektrolize gönderilir. Elektroliz aşamasından sonra hidrojen ve ayrışmayan su birlikte bir eşanjör grubuna (10) oksijen ise diğer bir eşanjör grubuna (16) gönderilir. Oksijen eşanjör grubunda soğuyarak ve kısılma vanalarında basıncı düşürülerek yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemini terk eder (21). Bununla birlikte diğer eşanjör grubuna sevk edilen hidrojen ve su öncelikle ısı eşanjöründe soğutulur (10-11) kısılma vanasına gönderilir ve burada basınçları düşürülür (11-11a). Kısılma vanasından ayrılan hidrojen ve suyun sahip oldukları sıcaklık farkı nedeniyle karışım odasında sıcaklıkları dengelenir (11a-12). Bu durum eşanjör grubundaki diğer eşanjörler için tekrarlanarak hidrojen ve suyun çıkış basıncına ulaşması sağlanır (15). Son olarak yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminden ayrılan hidrojen su karışımını seperatörde sabit sıcaklık ve basınçta ayrıştırılarak (15-26) hidrojen elde edilmiş olunur. Ayrışan su ise kısılma vanasında tekrar basıncı düşürülerek (26-27) karışım odasına gönderilir ve çevrime tekrar katılır (27-24).



Şekil 3.3. Yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi tesisat şeması

3.5.1 Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sisteminin Enerji Analizi

Termodinamiğin birinci kanun denklemlerinden yararlanılarak yapılan yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin enerji analizi için öncelikle sistemde dolaşan akışkanların kütleli debilerinin belirlenmesi gerekir. Sistemden üretilen hidrojen ve oksijen debileri sırasıyla,

$$\dot{m}_{H_2} = (1 - r)\dot{m}_{H_2O} \frac{M_{H_2}}{M_{H_2O}} + r\dot{m}_{H_2O} \quad (3.61)$$

$$\dot{m}_{O_2} = \frac{(1 - r)}{2} \dot{m}_{H_2O} \frac{M_{O_2}}{M_{H_2O}} \quad (3.62)$$

bağıntıları yardımıyla hesaplanır (Mansilla ve ark. 2007). Bu bağıntılarda kullanılan r ifadesi elektroliz ünitesinde hidrojen ve oksijen moleküllerine ayrışamayan elektroliz su buharının sisteme giren toplam su buharına oranı olarak tanımlanmaktadır. Literatürde geri dönüşüm oranı olarak da ifade edilmektedir (Sigurvinnsson ve ark. 2006). Ayrıca \dot{m}_{H_2} ve \dot{m}_{O_2} sırasıyla elektroliz ünitesinde üretilen hidrojenin ve oksijenin, \dot{m}_{H_2O} ise elektroliz ünitesine giren toplam elektroliz su buharının kütleli debisini göstermekte iken M_{H_2} , M_{O_2} ve M_{H_2O} sırasıyla hidrojen, oksijen ve su buharının molekül ağırlıklarını tanımlamaktadır. Elektroliz ünitesi için kütle dengesi,

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{16} \quad (3.63)$$

olarak yazılabilir. Burada \dot{m}_9 elektroliz ünitesine giren toplam su buharının kütleli debisini, \dot{m}_{10} üretilen hidrojen ve ayrışamayan su buharının toplam kütleli debisini, \dot{m}_{16} ise üretilen oksijenin kütleli debisini ifade etmektedir.

Hidrojen tarafı eşanjör grubu 1, 3 ve 5 numaralı ısı eşanjörlerinden oluşmaktadır. Üretilen hidrojen ile ayrışamayan su buharı karışımının ısısından yararlanılarak elektroliz suyunun elektroliz sıcaklığına ısıtılması amaçlanmaktadır. Hidrojen tarafı ısı eşanjörlerinden transfer olan ısı miktarı aşağıdaki denklemler yardımıyla hesaplanır.

$$\dot{Q}_{eşj,1} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) = \dot{m}_{14}(h_{14} - h_{15}) \quad (3.64)$$

$$\dot{Q}_{eşj,1} = \varepsilon_{eşj,1}(\dot{m}C_p)_{min}(T_{14} - T_1) \quad (3.65)$$

$$\dot{Q}_{eşj,3} = \dot{m}_2(h_3 - h_2) = \dot{m}_{12}(h_{12} - h_{13}) \quad (3.66)$$

$$\dot{Q}_{eşj,3} = \varepsilon_{eşj,3}(\dot{m}C_p)_{min}(T_{12} - T_2) \quad (3.67)$$

$$\dot{Q}_{eşj,5} = \dot{m}_3(h_4 - h_3) = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_{11}) \quad (3.68)$$

$$\dot{Q}_{eşj,5} = \varepsilon_{eşj,5}(\dot{m}C_p)_{min}(T_{10} - T_3) \quad (3.69)$$

Benzer şekilde oksijen tarafı eşanjör grubu 2, 4 ve 6 numaralı ısı eşanjörlerinden oluşmaktadır. Elde edilen yüksek sıcaklıktaki oksijenin ısısından yararlanılarak elektroliz suyunun ısıtılması amaçlanmaktadır. Oksijen tarafı ısı eşanjörlerinden transfer olan ısı miktarı,

$$\dot{Q}_{eşj,2} = \dot{m}_5(h_6 - h_5) = \dot{m}_{20}(h_{20} - h_{21}) \quad (3.70)$$

$$\dot{Q}_{eşj,2} = \varepsilon_{eşj,2}(\dot{m}C_p)_{min}(T_{20} - T_5) \quad (3.71)$$

$$\dot{Q}_{eşj,4} = \dot{m}_6(h_7 - h_6) = \dot{m}_{18}(h_{18} - h_{19}) \quad (3.72)$$

$$\dot{Q}_{eşj,4} = \varepsilon_{eşj,4}(\dot{m}C_p)_{min}(T_{18} - T_6) \quad (3.73)$$

$$\dot{Q}_{eşj,6} = \dot{m}_7(h_8 - h_7) = \dot{m}_{16}(h_{16} - h_{17}) \quad (3.74)$$

$$\dot{Q}_{eşj,6} = \varepsilon_{eşj,6}(\dot{m}C_p)_{min}(T_{16} - T_7) \quad (3.75)$$

bağıntıları yardımıyla hesaplanır. Burada $(\dot{m}C_p)_{min}$ her bir ısı eşanjörüne ait giriş noktaları için hesaplanan $(\dot{m}C_p)$ değerlerinden düşük olan değeri ifade etmektedir. Ayrıca ε_{esj} değeri her bir ısı eşanjörünün etkenliği olarak tanımlanmaktadır.

Elektroliz ünitesinin enerji dengesi,

$$\begin{aligned} \dot{Q} - \dot{W}_{elektroliz} = & \dot{m}_{10H_2}(\bar{h}_f + \bar{h} - \bar{h}_0)_{10H_2} + \dot{m}_{10H_2O}(\bar{h}_f + \bar{h} - \bar{h}_0)_{10H_2O} \\ & + \dot{m}_{16}(\bar{h}_f + \bar{h} - \bar{h}_0)_{16} - \dot{m}_9(\bar{h}_f + \bar{h} - \bar{h}_0)_9 \end{aligned} \quad (3.76)$$

denklemini kullanılarak belirlenir (Balta ve ark. 2009). Burada \bar{h}_f akışkanın oluşum entalpisini, \bar{h} akışkanın bulunduğu sıcaklıktaki özgül entalpisini ve \bar{h}_0 akışkanın ölü hal şartlarındaki özgül entalpisini ifade etmektedir.

Yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin girişinde bulunan ve çevre şartlarındaki elektroliz suyunu basınçlandıran pompanın özgül işi,

$$-w_{P_{giris}} = \int v dP = \frac{v_{22}(P_{23} - P_{22})}{\eta_{P,isen}} = h_{23} - h_{22} \quad (3.77)$$

bağıntısı yardımıyla hesaplanır. Eşitlik (3.77)'den yararlanarak pompa işi ise aşağıda verilen denklem kullanılarak elde edilir.

$$\dot{W}_{P_{giris}} = \dot{m}_{22}(h_{23} - h_{22}) \quad (3.78)$$

Pompada basınçlandırılan su, elektroliz ünitesinde ayrışamayan su ile karışım odasında karışır. Karışım odasının kütle ve enerji dengesi,

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24} + \dot{m}_{27} \quad (3.79)$$

$$\dot{m}_{23}h_{23} = \dot{m}_{24}h_{24} + \dot{m}_{27}h_{27} \quad (3.80)$$

denklemleri yardımıyla ifade edilir. Elektroliz işinin azaltılması amacıyla, jeotermal enerjiden yararlanarak elektroliz suyunun sıcaklığını bir miktar arttırmak için giriş eşanjörü kullanılmaktadır. Giriş eşanjöründe jeotermal akışkan ile elektroliz suyu arasında gerçekleşen ısı transferi,

$$\dot{Q}_{eşj,giriş} = \dot{m}_{24}(h_{25} - h_{24}) = \dot{m}_{jeo} (h_{jeo,giriş} - h_{jeo,çıkış}) \quad (3.81)$$

$$\dot{Q}_{eşj,giriş} = \varepsilon_{eşj,giriş}(\dot{m}C_P)_{min} (T_{jeo,giriş} - T_{24}) \quad (3.82)$$

bağıntıları kullanılarak hesaplanır. Bu bağıntılarda kullanılan \dot{m}_{jeo} jeotermal akışkan debisini, $h_{jeo,giriş}$, $h_{jeo,çıkış}$ jeotermal akışkanının sırasıyla giriş ve çıkış özgül entalpisini, $T_{jeo,giriş}$ ise jeotermal akışkanın eşanjöre giriş sıcaklığını ifade etmektedir.

Eşanjör giriş sıcaklığına ısıtılan elektroliz buharı karışım odasından iki ayrı eşanjör grubuna gönderilir. Eşanjör grubu öncesinde bulunan karışım odasının kütle ve enerji dengesi,

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_1 + \dot{m}_5 \quad (3.83)$$

$$\dot{m}_{25}h_{25} = \dot{m}_1h_1 + \dot{m}_5h_5 \quad (3.84)$$

bağıntılarıyla ifade edilir. Yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi içerisinde kullanılan diğer karışım odaları için kütle ve enerji dengesi Eşitlik (3.83) ve (3.84)'e benzer şekilde yazılabilir.

Hidrojen tarafı eşanjör grubunun çıkışında bulunan seperatör, hidrojen ve su karışımını sabit sıcaklık ve basınçta ayırıştırarak saf hidrojen elde edilmesini sağlar. Seperatördeki kütle dengesi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{m}_{15H_2} = \dot{m}_{28} \quad (3.85)$$

$$\dot{m}_{15H_2O} = \dot{m}_{26} \quad (3.86)$$

Elektroliz sistemi içerisinde özellikle farklı çalışma basıncına sahip eşanjörler arasında basınç düşümünü sağlamak amacıyla kullanılan kısılma vanalarında entalpi değişimi sıfırdır.

Benzer şekilde, (6) numaralı kısılma vanasında seperatörden ayrılan yüksek basınçlı hidrojenin basıncı çevre şartlarına düşürülür. Hidrojenin Joule-Thomson katsayısının negatif olması nedeniyle kısılma vanasında basınç düşümü gerçekleşirken sıcaklık artmaktadır.

Yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin enerji verimi,

$$\eta_{elektroliz} = \frac{\dot{m}_{15H_2} HHV_{H_2}}{\dot{W}_{elektroliz} + (\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_5 h_5)} \quad (3.87)$$

bağıntısı yardımıyla hesaplanır. Bağıntıda kullanılan HHV_{H_2} hidrojenin üst ısıl değerini ifade etmekte olup, bu değer 140,9 MJ/kg'dır.

3.5.2 Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sisteminin Ekserji Analizi

Termodinamiğin ikinci kanun denklemlerinden yararlanılarak, yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin ekserji analizi için sistemi oluşturan komponentlerin ekserji denklemleri aşağıda verilmiştir (Kanoglu ve ark. 2011, Balta ve ark. 2016).

Hidrojen tarafı eşanjör grubunu oluşturan eşanjörlerdeki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{eşj,1} = (\dot{E}_1 + \dot{E}_{14H_2} + \dot{E}_{14H_2O}) - (\dot{E}_2 + \dot{E}_{15H_2} + \dot{E}_{15H_2O}) \quad (3.88)$$

$$\dot{I}_{eşj,3} = (\dot{E}_2 + \dot{E}_{12H_2} + \dot{E}_{12H_2O}) - (\dot{E}_3 + \dot{E}_{13H_2} + \dot{E}_{13H_2O}) \quad (3.89)$$

$$\dot{I}_{eşj,5} = (\dot{E}_3 + \dot{E}_{10H_2} + \dot{E}_{10H_2O}) - (\dot{E}_4 + \dot{E}_{11H_2} + \dot{E}_{11H_2O}) \quad (3.90)$$

bağıntıları yardımıyla hesaplanır. Yukarıda verilen eşitliklerden yararlanarak hidrojen tarafı ısı eşanjör grubunu oluşturan eşanjörlerin ekserji verimi aşağıdaki bağıntılar kullanılarak elde edilir.

$$\eta_{ex,eşj,1} = \frac{(\dot{E}_2 - \dot{E}_1)}{(\dot{E}_{14H_2} + \dot{E}_{14H_2O}) - (\dot{E}_{15H_2} + \dot{E}_{15H_2O})} \quad (3.91)$$

$$\eta_{ex,eşj,3} = \frac{(\dot{E}_3 - \dot{E}_2)}{(\dot{E}_{12H_2} + \dot{E}_{12H_2O}) - (\dot{E}_{13H_2} + \dot{E}_{13H_2O})} \quad (3.92)$$

$$\eta_{ex,eşj,5} = \frac{(\dot{E}_4 - \dot{E}_3)}{(\dot{E}_{10H_2} + \dot{E}_{10H_2O}) - (\dot{E}_{11H_2} + \dot{E}_{11H_2O})} \quad (3.93)$$

Benzer şekilde oksijen tarafı eşanjör grubunu oluşturan eşanjörlerdeki ekserji yıkımı ise,

$$\dot{I}_{eşj,2} = (\dot{E}_5 + \dot{E}_{20}) - (\dot{E}_6 + \dot{E}_{21}) \quad (3.94)$$

$$\dot{I}_{eşj,4} = (\dot{E}_6 + \dot{E}_{18}) - (\dot{E}_7 + \dot{E}_{19}) \quad (3.95)$$

$$\dot{I}_{eşj,6} = (\dot{E}_7 + \dot{E}_{16}) - (\dot{E}_8 + \dot{E}_{17}) \quad (3.96)$$

eşitlikleri kullanılarak belirlenir. Oksijen tarafı ısı eşanjör grubunu oluşturan eşanjörlerin ekserji verimi ise aşağıda verilen bağıntılar yardımıyla hesaplanır.

$$\eta_{ex,eşj,2} = \frac{(\dot{E}_6 - \dot{E}_5)}{(\dot{E}_{20} - \dot{E}_{21})} \quad (3.97)$$

$$\eta_{ex,eşj,4} = \frac{(\dot{E}_7 - \dot{E}_6)}{(\dot{E}_{18} - \dot{E}_{19})} \quad (3.98)$$

$$\eta_{ex,esj,6} = \frac{(\dot{E}_8 - \dot{E}_7)}{(\dot{E}_{16} - \dot{E}_{17})} \quad (3.99)$$

Elektroliz ünitesindeki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{elektroliz} = \dot{W}_{elektroliz} + \dot{E}_9 - (\dot{E}_{10H_2} + \dot{E}_{10H_2O} + \dot{E}_{16}) \quad (3.100)$$

denklemleri kullanılarak hesaplanır. Eşitlik (3.100)'den yararlanılarak elektroliz ünitesinin ekserji verimi aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\eta_{ex,elektroliz\ünitesi} = \frac{(\dot{E}_{10H_2} + \dot{E}_{10H_2O} + \dot{E}_{16} - \dot{E}_9)}{\dot{W}_{elektroliz}} \quad (3.101)$$

Yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin girişinde bulunan pompadaki ekserji yıkımı ve ekserji yıkımına bağlı olarak hesaplanan ekserji verimi aşağıda verilen denklemler yardımıyla belirlenir.

$$\dot{I}_{P_giriş} = (\dot{W}_{P_giriş} + \dot{E}_{22}) - \dot{E}_{23} \quad (3.102)$$

$$\eta_{ex,P_giriş} = \frac{(\dot{E}_{23} - \dot{E}_{22})}{\dot{W}_{P_giriş}} \quad (3.103)$$

Pompa çıkışında bulunan karışım odasındaki ekserji yıkımı ve ekserji yıkımına bağlı olarak hesaplanan karışım odasının ekserji verimi aşağıda verilen eşitlikler kullanılarak hesaplanır. Yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi içerisinde kullanılan diğer karışım odaları için ekserji bağıntıları Eşitlik (3.104) ve (3.105)'e benzer şekilde yazılabilir.

$$\dot{I}_{ko} = \dot{E}_{23} + \dot{E}_{27} - \dot{E}_{24} \quad (3.104)$$

$$\eta_{ex,ko} = \frac{\dot{E}_{24}}{(\dot{E}_{23} + \dot{E}_{27})} \quad (3.105)$$

Yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin girişinde bulunan ve jeotermal akışkan ile elektroliz suyu arasında ısı transferinin gerçekleştiği giriş eşanjöründeki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{eşj,giriş} = (\dot{E}_{24} + \dot{E}_{jeo,giriş}) - (\dot{E}_{25} + \dot{E}_{jeo,çıkış}) \quad (3.106)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır. Giriş eşanjöründeki ekserji yıkımına bağlı olarak giriş eşanjörünün ekserji verimi ise aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\eta_{ex,eşj,giriş} = \frac{(\dot{E}_{25} - \dot{E}_{24})}{(\dot{E}_{jeo,giriş} - \dot{E}_{jeo,çıkış})} \quad (3.107)$$

Yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi çıkışında elde edilen hidrojen ve su buharı karışımını ayırtmak için kullanılan seperatördeki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{sep} = (\dot{E}_{15_{H_2}} + \dot{E}_{15_{H_2O}}) - (\dot{E}_{26} + \dot{E}_{28}) \quad (3.108)$$

bağıntısı yardımıyla elde edilir. Eşitlik (3.108)'den yararlanılarak seperatörün ekserji verimi ise aşağıdaki eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$\eta_{ex,sep} = \frac{(\dot{E}_{15_{H_2}} + \dot{E}_{15_{H_2O}})}{(\dot{E}_{26} + \dot{E}_{28})} \quad (3.109)$$

Sistem içerisinde basınç düşümünü sağlamak amacıyla farklı komponentler arasında kısılma vanaları kullanılmıştır. Sistemde 19-20 noktaları arasında kullanılan (1) numaralı kısılma vanası için ekserji eşitlikleri aşağıda verilmiştir.

$$\dot{I}_{kv} = \dot{E}_{19} - \dot{E}_{20} \quad (3.110)$$

$$\eta_{ex,kv} = \frac{\dot{E}_{20}}{\dot{E}_{19}} \quad (3.111)$$

Yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi içerisinde kullanılan diğer kısılma vanaları için ekserji bağıntıları Eşitlik (3.110) ve (3.111)'den yararlanılarak benzer şekilde hesaplanır.

Yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminin ekserji verimi,

$$\eta_{ex,elektroliz} = \frac{\dot{E}_{15H_2}}{\dot{W}_{elektroliz} + (\dot{E}_1 + \dot{E}_5)} \quad (3.112)$$

bağıntısı kullanılarak belirlenir.

3.5.3 Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sisteminin Eksergoekonomik Analizi

Yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminde kullanılan komponentlerin satın alma maliyetlerinin belirlenmesi amacıyla kullanılan maliyet denklemleri Çizelge 3.5'de verilmiştir.

Çizelge 3.5. Yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminde kullanılan komponentlerin satın alma maliyet denklemleri (El-Emam ve Dincer 2013, Keshtkar ve Khani 2018, Turton ve ark. 2018, Noroozian ve ark. 2019)

Komponent	Satın Alma Maliyet Denklemi [USD]
Elektroliz Ünitesi	$\dot{C}_{elektroliz} = 1000\dot{W}_{elektroliz}$
Isı Eşanjörü	$\log_{10} \dot{C}_{esj} = 4,6656 - 0,1557 \log_{10}(A_{esj}) + 0,1547 [\log_{10}(A_{esj})]^2$
Seperatör	$\log_{10} \left(\frac{\dot{C}_{sep}}{5.93} \right) = 3,4974 + 0,4485 \log_{10}(V_{sep}) + 0,1074 [\log_{10}(V_{sep})]^2$
Karışım Odası	$\log_{10} \left(\frac{\dot{C}_{ko}}{5.93} \right) = 3,4974 + 0,4485 \log_{10}(V_{ko}) + 0,1074 [\log_{10}(V_{ko})]^2$
Pompa	$\dot{C}_p = 1120(\dot{W}_{pompa})^{0.8}$
Kısılma Vanası	$\dot{C}_{kv} = 2500$

Yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminde kullanılan komponentlerin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler Çizelge 3.6'da verilmiştir.

Çizelge 3.6. Yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminde kullanılan komponentlerin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler

Komponent	Ekserjiye Bağlı Maliyet Denge Denklemleri	Yardımcı Eşitlikler
Elektroliz Ünitesi	$c_9\dot{E}_9 + c_{eE}W_{\text{elektroliz}} + \dot{Z}_{\text{elektroliz}}$ $= c_{16}\dot{E}_{16} + c_{10}(\dot{E}_{10H_2} + \dot{E}_{10H_2O})$	$c_{10} = c_{16}$ $c_{eE} = \text{biliniyor}$
Isı Eşanjörü (1)	$c_1\dot{E}_1 + c_{14}(\dot{E}_{14H_2} + \dot{E}_{14H_2O}) + \dot{Z}_{esj,1}$ $= c_2\dot{E}_2 + c_{15}(\dot{E}_{15H_2} + \dot{E}_{15H_2O})$	$c_{14} = c_{15}$
Isı Eşanjörü (2)	$c_5\dot{E}_5 + c_{20}\dot{E}_{20} + \dot{Z}_{esj,2} = c_6\dot{E}_6 + c_{21}\dot{E}_{21}$	$c_{20} = c_{21}$
Isı Eşanjörü (3)	$c_2\dot{E}_2 + c_{12}(\dot{E}_{12H_2} + \dot{E}_{12H_2O}) + \dot{Z}_{esj,3}$ $= c_3\dot{E}_3 + c_{13}(\dot{E}_{13H_2} + \dot{E}_{13H_2O})$	$c_{12} = c_{13}$
Isı Eşanjörü (4)	$c_6\dot{E}_6 + c_{18}\dot{E}_{18} + \dot{Z}_{esj,4} = c_7\dot{E}_7 + c_{19}\dot{E}_{19}$	$c_{18} = c_{19}$
Isı Eşanjörü (5)	$c_3\dot{E}_3 + c_{10}(\dot{E}_{10H_2} + \dot{E}_{10H_2O}) + \dot{Z}_{esj,5}$ $= c_4\dot{E}_4 + c_{11}(\dot{E}_{11H_2} + \dot{E}_{11H_2O})$	$c_{10} = c_{11}$
Isı Eşanjörü (6)	$c_7\dot{E}_7 + c_{16}\dot{E}_{16} + \dot{Z}_{esj,6} = c_8\dot{E}_8 + c_{17}\dot{E}_{17}$	$c_{16} = c_{17}$
Giriş Eşanjörü	$c_{24}\dot{E}_{24} + c_{jeo\text{ giriş}}\dot{E}_{jeo\text{ giriş}} + \dot{Z}_{esj,giriş}$ $= c_{25}\dot{E}_{25} + c_{jeo\text{ çıkış}}\dot{E}_{jeo\text{ çıkış}}$	$c_{jeo\text{ giriş}}$ $= c_{jeo\text{ çıkış}}$
Seperatör	$c_{15}(\dot{E}_{15H_2} + \dot{E}_{15H_2O}) + \dot{Z}_{sep} = c_{26}\dot{E}_{26} + c_{28}\dot{E}_{28}$	$c_{26} = c_{28}$
Karışım Odası (1)	$c_{23}\dot{E}_{23} + c_{27}\dot{E}_{27} + \dot{Z}_{ko,1} = c_{24}\dot{E}_{24}$	---
Karışım Odası (2)	$c_{25}\dot{E}_{25} + \dot{Z}_{ko,2} = c_1\dot{E}_1 + c_5\dot{E}_5$	$c_1 = c_5$
Karışım Odası (3)	$c_4\dot{E}_4 + c_8\dot{E}_8 + \dot{Z}_{ko,3} = c_9\dot{E}_9$	---
Karışım Odası (4)	$c_{11a}(\dot{E}_{11aH_2} + \dot{E}_{11aH_2O}) + \dot{Z}_{ko,4}$ $= c_{12}(\dot{E}_{12H_2} + \dot{E}_{12H_2O})$	---
Karışım Odası (5)	$c_{13a}(\dot{E}_{13aH_2} + \dot{E}_{13aH_2O}) + \dot{Z}_{ko,5}$ $= c_{14}(\dot{E}_{14H_2} + \dot{E}_{14H_2O})$	---
Pompa	$c_{22}\dot{E}_{22} + c_{eP}W_P + \dot{Z}_P = c_{23}\dot{E}_{23}$	$c_{22} = 0$ $c_{eP} = \text{biliniyor}$
Kısılma Vanası (1)	$c_{19}\dot{E}_{19} + \dot{Z}_{kv,1} = c_{20}\dot{E}_{20}$	---

Çizelge 3.6. Yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminde kullanılan komponentlerin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler (devam)

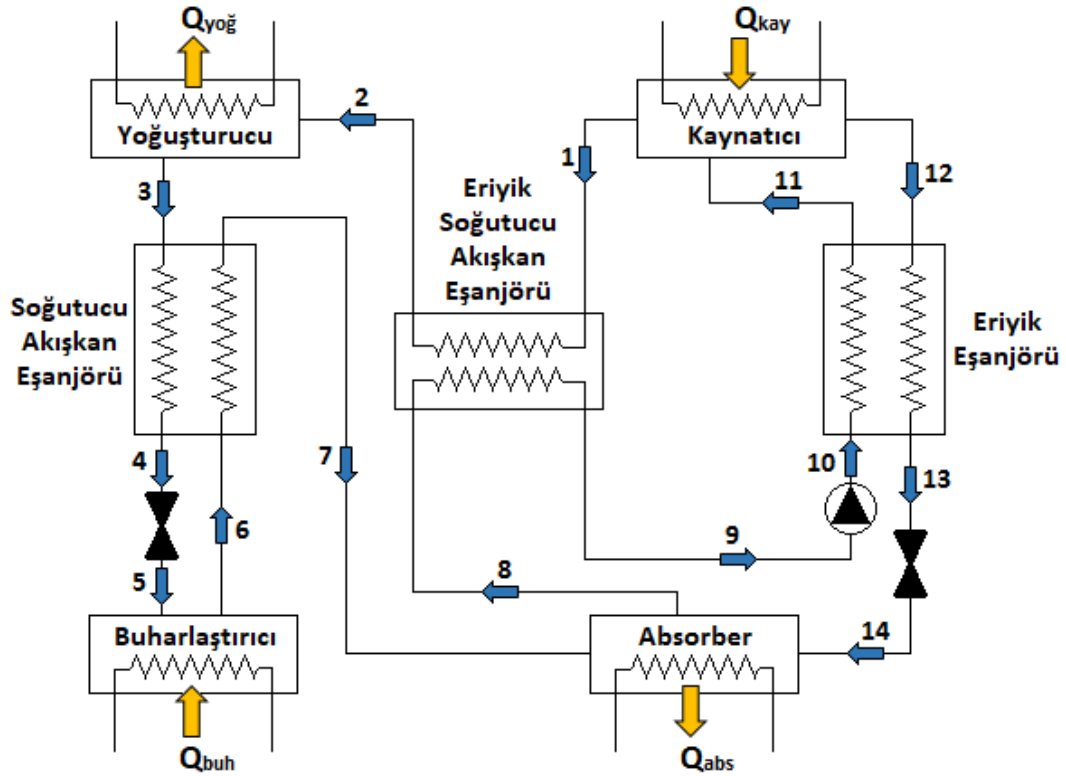
Komponent	Ekserjiye Bağlı Maliyet Denge Denklemleri	Yardımcı Eşitlikler
Kısılma Vanası (2)	$c_{17}\dot{E}_{17} + \dot{Z}_{kv,2} = c_{18}\dot{E}_{18}$	---
Kısılma Vanası (3)	$c_{11}(\dot{E}_{11H_2} + \dot{E}_{11H_2O}) + \dot{Z}_{kv,3}$ $= c_{11a}(\dot{E}_{11aH_2} + \dot{E}_{11aH_2O})$	---
Kısılma Vanası (4)	$c_{13}(\dot{E}_{13H_2} + \dot{E}_{13H_2O}) + \dot{Z}_{kv,4}$ $= c_{13a}(\dot{E}_{13aH_2} + \dot{E}_{13aH_2O})$	---
Kısılma Vanası (5)	$c_{26}\dot{E}_{26} + \dot{Z}_{kv,5} = c_{27}\dot{E}_{27}$	---
Kısılma Vanası (6)	$c_{28}\dot{E}_{28} + \dot{Z}_{kv,6} = c_{29}\dot{E}_{29}$	---

3.6 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Enerji maliyetlerinin artmasıyla önem kazanan absorpsiyonlu soğutma sistemleri, sıcaklığı yaklaşık 100°C ile 200°C arasında değişen, ucuz bir ısı enerji kaynağından yararlanılması halinde ekonomik açıdan kazançlı olabilecek bir soğutma yöntemi olarak değerlendirilmektedir.

Bu çalışmada, absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılmak üzere iki farklı eriyik çifti (LiBr–H₂O ve NH₃–H₂O eriyikleri) belirlenmiştir. Çalışma kapsamında oluşturulan absorpsiyonlu soğutma sisteminin tesisat şeması Şekil 3.4’de verilmiştir. Kaynaticıda jeotermal kaynaktan sağlanan ısıyla, soğutucu akışkan buharının tamamı (LiBr–H₂O eriyiği için H₂O, NH₃–H₂O eriyiği için NH₃) buharlaşarak eriyikten ayrılır. Kaynaticıdan ayrılan soğutucu akışkan buharı ile absorberden ayrılan eriyik arasında eriyik-soğutucu akışkan eşanjöründe ısı transferi gerçekleşmektedir. Böylece absorberden ayrılan eriyiğin sıcaklığı artarken, kaynaticıdan ayrılan soğutucu akışkanın sıcaklığı azalmaktadır. Soğutucu akışkan sıcaklığının azalmasıyla yoğusturucu kapasitesi düşmekte, eriyik sıcaklığının artmasıyla ise sistemin STK değeri yükselmektedir. Eriyik-soğutucu akışkan eşanjöründen ayrılan soğutucu akışkan yoğusturucuya girer. Yoğusturucudan doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı fazında ayrılan soğutucu akışkanın sıcaklığı soğutucu akışkan

eşanjöründe azaltılarak buharlaştırıcıya daha düşük entalpi değerinde girmesi sağlanır. Eşanjörden ayrılan soğutucu akışkan kısılma vanası yardımıyla buharlaştırıcı basıncına genişletilir. Buharlaştırıcıda, soğutucu akışkanın buharlaşması için gerekli olan ısı hidrojenen çekilerek hidrojenin soğutulması sağlanır. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar fazında ayrılan soğutucu akışkanın sıcaklığı soğutucu akışkan eşanjöründe artarak absorbere gönderilir.



Şekil 3.4. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin tesisat şeması (Canbolat ve ark. 2019)

3.6.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Enerji Analizi

Bu çalışma kapsamında Lityum Bromür–Su (LiBr–H₂O) ve Amonyak–Su (NH₃–H₂O) eriyiklerinin kullanıldığı absorbsiyonlu soğutma sistemleri incelenecektir. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin enerji analizi için öncelikle kullanılan eriyik çiftine bağlı olarak kütle dengesinin yazılması gerekir.

LiBr–H₂O eriyiğinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sistemleri için kütle dengesi,

$$\dot{m}_{fakir} = \dot{m}_{zengin} + \dot{m}_{H_2O} \quad (\text{toplam kütle dengesi}) \quad (3.113)$$

$$\dot{m}_{fakir}X_{fakir} = \dot{m}_{zengin}X_{zengin} \quad (\text{LiBr dengesi}) \quad (3.114)$$

bağıntıları kullanılarak yazılabilir. Bu denklemlerde \dot{m}_{fakir} fakir eriyiğin kütleli debisini, \dot{m}_{zengin} zengin eriyiğin kütleli debisini, X_{fakir} fakir eriyiğin konsantrasyonunu ve X_{zengin} ise zengin eriyiğin konsantrasyonunu ifade eder. Eşitlik (3.113) ve (3.114)'den yararlanılarak zengin ve fakir eriyik debileri aşağıda verilen bağıntılarla hesaplanır (Kaynaklı ve Kilic 2007).

$$\dot{m}_{zengin} = \frac{X_{fakir}}{X_{zengin} - X_{fakir}} \dot{m}_{H_2O} \quad (3.115)$$

$$\dot{m}_{fakir} = \frac{X_{zengin}}{X_{zengin} - X_{fakir}} \dot{m}_{H_2O} \quad (3.116)$$

NH₃–H₂O eriyiğinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sistemleri için kütle dengesi,

$$\dot{m}_{zengin} = \dot{m}_{fakir} + \dot{m}_{NH_3} \quad (\text{toplam kütle dengesi}) \quad (3.117)$$

$$\dot{m}_{zengin}X_{zengin} = \dot{m}_{fakir}X_{fakir} + \dot{m}_{NH_3} \quad (\text{NH}_3 \text{ dengesi}) \quad (3.118)$$

bağıntıları yardımıyla yazılabilir. Eşitlik (3.117) ve (3.118)'den yararlanılarak zengin ve fakir eriyik debileri ise aşağıdaki şekilde ifade edilir (Karamangil ve ark. 2010).

$$\dot{m}_{zengin} = \frac{1 - X_{fakir}}{X_{zengin} - X_{fakir}} \dot{m}_{NH_3} \quad (3.119)$$

$$\dot{m}_{fakir} = \frac{1 - X_{zengin}}{X_{zengin} - X_{fakir}} \dot{m}_{NH_3} \quad (3.120)$$

LiBr–H₂O ve NH₃–H₂O eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemler için dolaşım oranı aşağıdaki bağıntılar kullanılarak belirlenir (Karamangil ve ark. 2010).

$$DO = \frac{\dot{m}_{zengin}}{\dot{m}_{H_2O}} = \frac{X_{fakir}}{X_{zengin} - X_{fakir}} \quad (\text{LiBr-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.121)$$

$$DO = \frac{\dot{m}_{zengin}}{\dot{m}_{NH_3}} = \frac{1 - X_{fakir}}{X_{zengin} - X_{fakir}} \quad (\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.122)$$

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, kaynatıcıya dışarıdan verilen ısıyla soğutucu akışkan buharının tamamı buharlaşarak eriyikten ayrılır. Kullanılan eriyik çiftine bağlı olarak kaynatıcıya verilen ısı miktarı,

$$\dot{Q}_{kay} = (\dot{m}_{H_2O}h_1 + \dot{m}_{zengin}h_{12}) - \dot{m}_{fakir}h_{11} \quad (\text{LiBr-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.123)$$

$$\dot{Q}_{kay} = (\dot{m}_{NH_3}h_1 + \dot{m}_{fakir}h_{12}) - \dot{m}_{zengin}h_{11} \quad (\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.124)$$

bağıntıları yardımıyla hesaplanır. Eriyik-soğutucu akışkan eşanjöründe kaynatıcıdan ayrılan soğutucu akışkan buharının kızgınlığı alınmaktadır. Eriyik-soğutucu akışkan eşanjörünü terk eden soğutucu akışkan yoğuşturucuda yoğuşacaktır. Bu nedenle soğutucu akışkan, eriyik-soğutucu akışkan eşanjörünü en fazla doymuş buhar şartlarında terk edebilecektir. Ancak, yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarına göre iki farklı durum söz konusu olabilir.

Absorber sıcaklığının yoğuşturucu sıcaklığından büyük olması durumunda, soğutucu akışkanın sıcaklığı maksimum absorber sıcaklığına kadar düşebilir (Kaynaklı ve Yamankaradeniz 2003). Bu durumda eriyik-soğutucu akışkan eşanjöründeki enerji dengesinden yararlanılarak,

$$h_2 = h_1 - \varepsilon_{esj,esa}(h_1 - h_{8^*}) \quad (\text{Her iki eriyik için}) \quad (3.125)$$

$$h_9 = h_8 + \frac{\varepsilon_{eşj,esa}(h_1 - h_{8^*})}{DO + 1} \quad (\text{LiBr-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.126)$$

$$h_9 = h_8 + \frac{\varepsilon_{eşj,esa}(h_1 - h_{8^*})}{DO} \quad (\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.127)$$

bağıntıları elde edilir. Bu bağıntılardaki $\varepsilon_{eşj,esa}$ eriyik-soğutucu akışkan eşanjörünün etkinliğini, h_{8^*} absorber sıcaklığındaki (T_8) soğutucu akışkanın kızgın buhar sıcaklığını ifade etmektedir.

Absorber sıcaklığının yoğuşturucu sıcaklığından küçük olması durumunda ise, soğutucu akışkan sıcaklığı maksimum yoğuşturucu sıcaklığına kadar düşebilir. Bu durumda h_{8^*} yoğuşturucu sıcaklığındaki soğutucu akışkanın doymuş buhar entalpisi olacaktır. Eriyik-soğutucu akışkan eşanjörü çıkış şartları Eşitlik (3.125), (3.126) ve (3.127) kullanılarak benzer şekilde hesaplanabilir. Eriyik-soğutucu akışkan eşanjöründe eriyik ile soğutucu akışkan arasında gerçekleşen ısı transferi,

$$\dot{Q}_{eşj,esa} = \dot{m}_{fakir}(h_9 - h_8) = \dot{m}_{H_2O}(h_1 - h_2) \quad (\text{LiBr-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.128)$$

$$\dot{Q}_{eşj,esa} = \dot{m}_{zengin}(h_9 - h_8) = \dot{m}_{NH_3}(h_1 - h_2) \quad (\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.129)$$

denklemleri kullanılarak hesaplanır. Eriyik-soğutucu akışkan eşanjöründen ayrılan soğutucu akışkan yoğuşturucuda yoğuşur. Bu esnada yoğuşturucudan atılan ısı miktarı,

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_{H_2O}(h_2 - h_3) \quad (\text{LiBr-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.130)$$

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_{NH_3}(h_2 - h_3) \quad (\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.131)$$

bağıntıları yardımıyla belirlenir. Soğutucu akışkan eşanjöründe, yoğuşturucudan çıkan doymuş sıvı ve buharlaştırıcıdan çıkan doymuş buhar fazındaki soğutucu akışkan arasında ısı transferi gerçekleşir. Böylece buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan bir miktar ısınıp kızgın buhar fazında absorbere girerken yoğuşturucudan ayrılan akışkan ise

bir miktar daha soğuyarak buharlaştırıcıya girmektedir. Soğutucu akışkan eşanjörü için enerji dengesinden yararlanılarak,

$$h_7 = h_6 + \varepsilon_{eşj,sa}(h_{3^*} - h_6) \quad (\text{Her iki eriyik için}) \quad (3.132)$$

$$h_4 = h_3 - \varepsilon_{eşj,sa}(h_{3^*} - h_6) \quad (\text{Her iki eriyik için}) \quad (3.133)$$

bağıntıları elde edilir. Bu bağıntılardaki $\varepsilon_{eşj,sa}$ soğutucu akışkan eşanjörünün etkinliğini, h_{3^*} yoğuşturucu sıcaklığında ve buharlaştırıcı basıncındaki soğutucu akışkanın kızgın buhar entalpisini ifade etmektedir (Canbolat ve ark. 2019). Soğutucu akışkan eşanjöründe gerçekleşen ısı transferi aşağıda verilen denklemler kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{eşj,sa} = \dot{m}_{H_2O}(h_3 - h_4) = \dot{m}_{H_2O}(h_7 - h_6) \quad (\text{LiBr-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.134)$$

$$\dot{Q}_{eşj,sa} = \dot{m}_{NH_3}(h_3 - h_4) = \dot{m}_{NH_3}(h_7 - h_6) \quad (\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.135)$$

Buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkanı buharlaştırmak için gerekli olan ısı soğutulması amaçlanan hidrojen den sağlanır. Soğutulan hidrojen den çekilen ısı miktarı,

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{H_2O}(h_6 - h_5) \quad (\text{LiBr-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.136)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{NH_3}(h_6 - h_5) \quad (\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.137)$$

denklemleri kullanılarak hesaplanır. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar fazında ayrılan soğutucu akışkanın sıcaklığı soğutucu akışkan eşanjöründe arttırılarak absorbere gönderilir. Absorberdeki enerji dengesinden yararlanılarak aşağıda verilen bağıntılar elde edilir.

$$\dot{Q}_{abs} = (\dot{m}_{H_2O}h_7 + \dot{m}_{zengin}h_{14}) - \dot{m}_{fakir}h_8 \quad (\text{LiBr-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.138)$$

$$\dot{Q}_{abs} = (\dot{m}_{NH_3}h_7 + \dot{m}_{fakir}h_{14}) - \dot{m}_{zengin}h_8 \quad (\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.139)$$

Absorberden ayrılan eriyiğin sıcaklığı eriyik-soğutucu akışkan eşanjöründe bir miktar arttırıldıktan sonra eriyik basınçlandırılmak üzere eriyik pompasına gönderilir. Eriyik pompasının işi,

$$\dot{W}_P = \dot{m}_{fakir}(h_{10} - h_9) \quad (\text{LiBr-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.140)$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}_{zengin}(h_{10} - h_9) \quad (\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.141)$$

bağıntıları kullanılarak hesaplanır. Eriyik pompasından ayrılan eriyik ile kaynatıcıdan ayrılan eriyik arasında eriyik eşanjöründe ısı transferi gerçekleşir. Böylece kaynatıcıya giren eriyiğin sıcaklığı artarken, absorbere giren eriyiğin sıcaklığı azalmaktadır. Eriyik eşanjörü için enerji dengesinden yararlanılarak,

$$T_{13} = \varepsilon_{esj,e}T_{10} + (1 - \varepsilon_{esj,e})T_{12} \quad (\text{Her iki eriyik için}) \quad (3.142)$$

$$h_{11} = h_{10} + \frac{DO}{DO + 1}(h_{12} - h_{13}) \quad (\text{LiBr-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.143)$$

$$h_{11} = h_{10} + \frac{DO - 1}{DO}(h_{12} - h_{13}) \quad (\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.144)$$

bağıntıları elde edilir. Eşitlik (3.142)'de kullanılan $\varepsilon_{esj,e}$ eriyik eşanjörünün etkenliğini ifade etmektedir. Eriyik eşanjöründe gerçekleşen ısı transferi aşağıda verilen denklemler kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q}_{esj,e} = \dot{m}_{fakir}(h_{11} - h_{10}) = \dot{m}_{zengin}(h_{12} - h_{13}) \quad (\text{LiBr-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.145)$$

$$\dot{Q}_{esj,e} = \dot{m}_{zengin}(h_{11} - h_{10}) = \dot{m}_{fakir}(h_{12} - h_{13}) \quad (\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O eriyiği için}) \quad (3.146)$$

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri için soğutma tesir katsayısı (STK) değeri, birim iş başına yapılan soğutma olarak tanımlanır ve STK değeri aşağıda verilen bağıntı yardımıyla hesaplanır (Kumar ve ark. 2017).

$$STK = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{kay} + \dot{W}_P} \quad (3.147)$$

3.6.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi

Termodinamiğin ikinci kanun denklemlerinden yararlanılarak, absorbsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizi için sistemi oluşturan komponentlerin ekserji denklemleri aşağıda verilmiştir (Tuğcu ve ark. 2016, Modi ve ark. 2017, Canbolat ve ark. 2019).

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan kaynatıcıdaki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{kay} = \dot{E}_{11} - (\dot{E}_1 + \dot{E}_{12}) + (\dot{E}_{jeo_{giris}} - \dot{E}_{jeo_{cikis}}) \quad (3.148)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır. Burada $\dot{E}_{jeo_{giris}}$ ve $\dot{E}_{jeo_{cikis}}$ kaynatıcıya ısı kaynağı olarak giren jeotermal akışkanın giriş ve çıkış şartlarındaki ekserji akımını ifade etmektedir. Ekserji yıkımına bağlı olarak kaynatıcının ekserji verimi aşağıda verilen denklem kullanılarak elde edilir.

$$\eta_{ex,kay} = \frac{(\dot{E}_1 + \dot{E}_{12}) - \dot{E}_{11}}{\dot{E}_{jeo_{giris}} - \dot{E}_{jeo_{cikis}}} \quad (3.149)$$

Soğutucu akışkan ile eriyik arasında ısı transferinin gerçekleştiği eriyik-soğutucu akışkan eşanjöründeki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{esj,esa} = (\dot{E}_1 - \dot{E}_2) + (\dot{E}_8 - \dot{E}_9) \quad (3.150)$$

denklemleri yardımıyla belirlenir. Eşitlik (3.150)'den yararlanılarak eriyik-soğutucu akışkan eşanjörünün ekserji verimi ise aşağıda verilen bağıntı ile hesaplanır.

$$\eta_{ex,esj,esa} = \frac{\dot{E}_9 - \dot{E}_8}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2} \quad (3.151)$$

Yoğuşturucudaki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{yoğ} = (\dot{E}_2 - \dot{E}_3) + (\dot{E}_{yoğ,ssgiris} - \dot{E}_{yoğ,sscıkış}) \quad (3.152)$$

bağıntısı kullanılarak elde edilir. Burada $\dot{E}_{yoğ,ssgiris}$ ve $\dot{E}_{yoğ,sscıkış}$ yoğuşturucuya giren soğutma suyunun giriş ve çıkış şartlarındaki ekserji akımını ifade etmektedir. Yoğuşturucuya giren soğutma suyu çevre şartlarındadır. Yoğuşturucudaki ekserji yıkımına bağlı olarak yoğuşturucunun ekserji verimi aşağıda verilen eşitlik yardımıyla belirlenir.

$$\eta_{ex,yoğ} = \frac{\dot{E}_{yoğ,sscıkış} - \dot{E}_{yoğ,ssgiris}}{\dot{E}_2 - \dot{E}_3} \quad (3.153)$$

Soğutucu akışkan eşanjöründe yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan ile buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu akışkan arasında ısı transferi gerçekleşir. Soğutucu akışkan eşanjöründeki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{sa} = (\dot{E}_3 - \dot{E}_4) + (\dot{E}_6 - \dot{E}_7) \quad (3.154)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanır. Eşitlik (3.154)'den yararlanılarak soğutucu akışkan eşanjörünün ekserji verimi ise aşağıda verilen bağıntı ile elde edilir.

$$\eta_{ex,esj,sa} = \frac{\dot{E}_7 - \dot{E}_6}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4} \quad (3.155)$$

Soğutucu akışkan buharlaştırıcıda soğutulması planlanan hidrojen ısı çekerek buharlaşır. Buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{buh} = (\dot{E}_5 - \dot{E}_6) + (\dot{E}_{H_2giris} - \dot{E}_{H_2çıkış}) \quad (3.156)$$

denklemleri yardımıyla belirlenir. Burada \dot{E}_{H_2giris} ve $\dot{E}_{H_2çıkış}$ buharlaştırıcıda soğutulması planlanan hidrojenin buharlaştırıcıya giriş ve çıkış şartlarındaki ekserji akımını ifade etmektedir. Buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımına bağlı olarak buharlaştırıcının ekserji verimi ise aşağıda verilen eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$\eta_{ex,buh} = \frac{\dot{E}_5 - \dot{E}_6}{\dot{E}_{H_2giris} - \dot{E}_{H_2çıkış}} \quad (3.157)$$

Absorberdeki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{abs} = (\dot{E}_7 + \dot{E}_{14} - \dot{E}_8) + (\dot{E}_{abs,ssgiris} - \dot{E}_{abs,ssçıkış}) \quad (3.158)$$

bağıntısından yararlanılarak elde edilir. Burada $\dot{E}_{abs,ssgiris}$ ve $\dot{E}_{abs,ssçıkış}$ absorbere giren soğutma suyunun giriş ve çıkış şartlarındaki ekserji akımını ifade etmektedir. Absorbere giren soğutma suyu çevre şartlarındadır. Absorberdeki ekserji yıkımına bağlı olarak absorberin ekserji verimi aşağıda verilen eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$\eta_{ex,abs} = \frac{\dot{E}_{abs,ssçıkış} - \dot{E}_{abs,ssgiris}}{\dot{E}_7 + \dot{E}_{14} - \dot{E}_8} \quad (3.159)$$

Eriyik pompasındaki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_p = \dot{W}_p + (\dot{E}_9 - \dot{E}_{10}) \quad (3.160)$$

denklemleri yardımıyla belirlenir. Eşitlik (3.160)'dan yararlanılarak eriyik pompasının ekserji verimi ise aşağıdaki bağıntı ile elde edilir.

$$\eta_{ex,P} = \frac{\dot{E}_{10} - \dot{E}_9}{\dot{W}_P} \quad (3.161)$$

Eriyik eşanjöründe pompadan çıkan basınçlandırılmış eriyik ile kaynatıcıdan çıkan eriyik arasında ısı transferi gerçekleşir. Eriyik eşanjöründeki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{eşj,e} = (\dot{E}_{10} - \dot{E}_{11}) + (\dot{E}_{12} - \dot{E}_{13}) \quad (3.162)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanır. Eriyik eşanjöründeki ekserji yıkımına bağlı olarak eriyik eşanjörünün ekserji verimi ise aşağıdaki eşitlik yardımıyla belirlenir.

$$\eta_{ex,eşj,e} = \frac{\dot{E}_{11} - \dot{E}_{10}}{\dot{E}_{12} - \dot{E}_{13}} \quad (3.163)$$

Absorbsiyonlu soğutma sistemi içerisinde basınç düşümünü sağlamak amacıyla farklı komponentler arasında kısılma vanaları kullanılmıştır. Soğutucu akışkan eşanjörü ile buharlaştırıcı arasında kullanılan kısılma vanası için ekserji bağıntıları aşağıda verilmiştir.

$$\dot{I}_{kv} = \dot{E}_4 - \dot{E}_5 \quad (3.164)$$

$$\eta_{ex,kv} = \frac{\dot{E}_5}{\dot{E}_4} \quad (3.165)$$

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri için ekserji verimini ifade eden eSTK değeri aşağıda verilen bağıntı kullanılarak hesaplanır (Modi ve ark. 2017, Canbolat ve ark. 2019).

$$eSTK = - \frac{\dot{Q}_{buh} \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_{buh}} \right) \right]}{\dot{Q}_{kay} \left[1 - \left(\frac{T_0}{T_{kay}} \right) \right] + \dot{W}_P} \quad (3.166)$$

3.6.3 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Eksergoekonomik Analizi

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan komponentlerin satın alma maliyetlerinin belirlenmesi amacıyla kullanılan maliyet denklemleri Çizelge 3.7’de verilmiştir.

Çizelge 3.7. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan komponentlerin satın alma maliyet denklemleri (El-Emam ve Dincer 2013, Akrami ve ark. 2017, Parikhani ve ark. 2018, Shokati ve Khanahmadzadeh 2018, Turton ve ark. 2018)

Komponent	Satın Alma Maliyet Denklemi [USD]
Kaynatıcı	$\dot{C}_{kay} = 130 \left(\frac{A_{kay}}{0,093} \right)^{0,78}$
Yoğuşturucu	$\dot{C}_{yoğ} = 8000 \left(\frac{A_{yoğ}}{100} \right)^{0,6}$
Absorber	$\dot{C}_{abs} = 130 \left(\frac{A_{abs}}{0,093} \right)^{0,78}$
Buharlaştırıcı	$\log_{10} \dot{C}_{buh} = 4,6561 - 0,2947 \log_{10}(A_{buh}) + 0,2207[\log_{10}(A_{buh})]^2$
Isı Eşanjörü	$\log_{10} \dot{C}_{esj} = 4,6656 - 0,1557 \log_{10}(A_{esj}) + 0,1547[\log_{10}(A_{esj})]^2$
Eriyik Pompası	$\dot{C}_P = 2100 \left(\frac{\dot{W}_P}{10} \right)^{0,26} \left(\frac{1 - \eta_P}{\eta_P} \right)^{0,5}$
Kısılma Vanası	$\dot{C}_{kv} = 2500$

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan komponentlerin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler Çizelge 3.8’de verilmiştir.

Çizelge 3.8. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan komponentlerin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler

Komponent	Ekserjiye Bağlı Maliyet Denge Denklemleri	Yardımcı Eşitlikler
Kaynatıcı	$c_{11}\dot{E}_{11} + (c_{jeo}\dot{E}_{jeo})_{giriş} + \dot{Z}_{kay}$ $= c_1\dot{E}_1 + c_{12}\dot{E}_{12} + (c_{jeo}\dot{E}_{jeo})_{çıkış}$	(3.167)
Yoğuşturucu	$c_2\dot{E}_2 + (c_{yoğ,ss}\dot{E}_{yoğ,ss})_{giriş} + \dot{Z}_{yoğ}$ $= c_3\dot{E}_3 + (c_{yoğ,ss}\dot{E}_{yoğ,ss})_{çıkış}$	$c_2 = c_3$ $c_{yoğ,ss} \text{ giriş} = 0$

Çizelge 3.8. Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan komponentlerin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler (devam)

Komponent	Ekserjiye Bağlı Maliyet Denge Denklemleri	Yardımcı Eşitlikler
Absorber	$c_7\dot{E}_7 + c_{14}\dot{E}_{14} + (c_{abs,ss}\dot{E}_{abs,ss})_{giriş} + \dot{Z}_{abs}$ $= c_8\dot{E}_8 + (c_{abs,ss}\dot{E}_{abs,ss})_{çıkış}$	(3.168)
Buharlaştırıcı	$c_5\dot{E}_5 + (c_{H_2}\dot{E}_{H_2})_{giriş} + \dot{Z}_{buh}$ $= c_6\dot{E}_6 + (c_{H_2}\dot{E}_{H_2})_{çıkış}$	$c_{H_2}giriş$ $= c_{H_2}çıkış$
Eriyik Eşanjörü	$c_{10}\dot{E}_{10} + c_{12}\dot{E}_{12} + \dot{Z}_{eşj,e} = c_{11}\dot{E}_{11} + c_{13}\dot{E}_{13}$	$c_{12} = c_{13}$
Soğutucu Akışkan Eşanjörü	$c_3\dot{E}_3 + c_6\dot{E}_6 + \dot{Z}_{eşj,sa} = c_4\dot{E}_4 + c_7\dot{E}_7$	$c_3 = c_4$
Eriyik-Soğutucu Akışkan Eşanjörü	$c_1\dot{E}_1 + c_8\dot{E}_8 + \dot{Z}_{eşj,esa} = c_2\dot{E}_2 + c_9\dot{E}_9$	$c_1 = c_2$
Eriyik Pompası	$c_9\dot{E}_9 + c_{ep}\dot{W}_P + \dot{Z}_P = c_{10}\dot{E}_{10}$	$c_{ep} = \text{biliniyor}$
Kısılma Vanası (1)	$c_4\dot{E}_4 + \dot{Z}_{kv,1} = c_5\dot{E}_5$	---
Kısılma Vanası (2)	$c_{13}\dot{E}_{13} + \dot{Z}_{kv,2} = c_{14}\dot{E}_{14}$	---

Çizelge 3.8'de kaynatıcı ve absorber için oluşturulan yardımcı eşitlikler aşağıda verilmiştir.

$$\frac{c_1\dot{E}_1 - c_{11}\dot{E}_{11}}{\dot{E}_1 - \dot{E}_{11}} = \frac{c_{12}\dot{E}_{12} - c_{11}\dot{E}_{11}}{\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11}} \quad (3.167)$$

$$\frac{c_7\dot{E}_7 + c_{14}\dot{E}_{14}}{\dot{E}_7 + \dot{E}_{14}} = \frac{c_8\dot{E}_8}{\dot{E}_8} \quad (3.168)$$

3.7 Gaz Sıvılaştırma Sistemleri

Sıvılaştırılarak kullanılabilen hidrojen, azot gibi gazların çevre şartlarındaki kaynama noktaları sırasıyla $-252,78^{\circ}\text{C}$ ve $-195,79^{\circ}\text{C}$ 'dir ve bu sıcaklıklara konvansiyonel soğutma yöntemleriyle ulaşılması mümkün değildir. Bu nedenle, gazların kriyojenik sıcaklıklarda gerçekleşen sıvılaştırma işlemleri soğutma uygulamalarının önemli bir alanını oluşturmaktadır. Kriyojenik sıcaklıklara ulaşmak için Linde-Hampson, Claude ve Heylandt gibi ileri soğutma çevrimleri kullanılmaktadır.

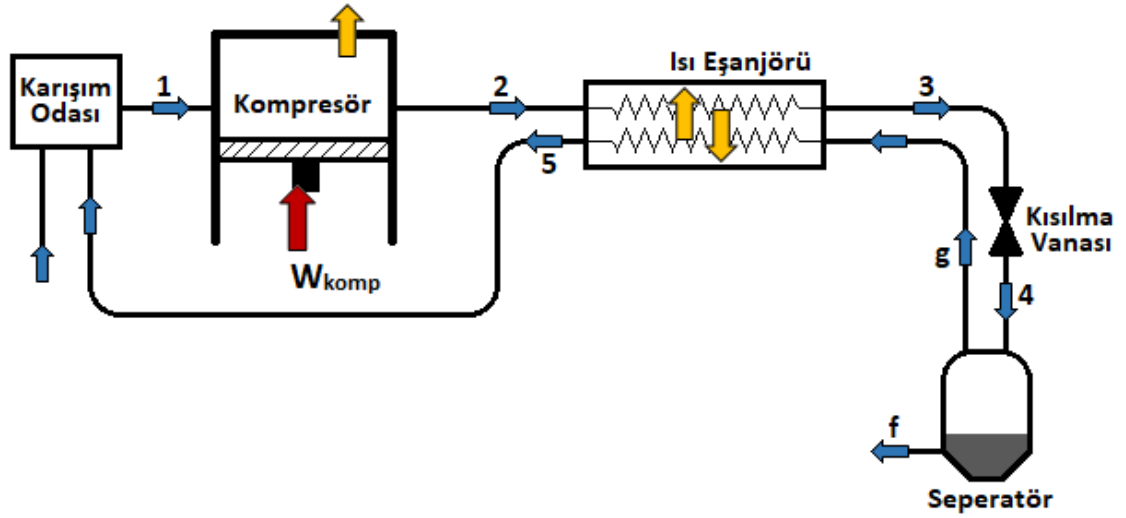
Bu çalışma kapsamında azot gazının sıvılaştırılması için kullanılan Linde-Hampson çevrimi, hidrojen gazının sıvılaştırılması için ise kullanılan ön soğutmalı Linde-Hampson, ön soğutmalı Claude ve ön soğutmalı Heylandt çevrimleri incelenecektir.

3.7.1 Linde-Hampson Sıvılaştırma Sistemi

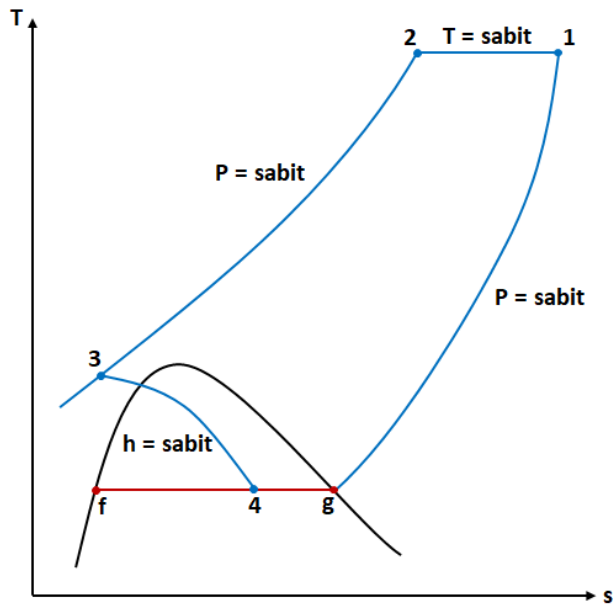
Linde-Hampson sıvılaştırma çevrimi, sıvılaştırma uygulamaları içerisinde en basit düzene/yapıya sahip olan çevrimlerdir. Basit bir yapıya sahip olmalarına rağmen genel olarak hidrojen ve helyum dışında birçok gazı sıvılaştırabilirler. Ancak Linde-Hampson çevrimlerinin ikinci kanun performansının düşük olması bu yöntemin kullanımını sınırlayan önemli bir unsurdur.

Linde-Hampson sıvılaştırma çevriminin tesisat şeması ve T-s diyagramı sırasıyla Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'da verilmiştir. Çevrimde, sıvılaştırılmamış gaz ve çevrime eklenen tamamlama gazı karışım odasında karıştıktan sonra kompresörde yüksek basınçlara izotermal olarak sıkıştırılır. Kompresörden ayrılan yüksek basınçlı gaz ısı eşanjöründe sıvılaştırmamış gazın ısısından yararlanarak soğutulur ve kısılma vanasına gönderilir. Kısılma vanasında sıvılaştırma basıncına genişletilen gaz seperatörde doymuş sıvı ve doymuş buhar olarak ayrıştırılır. Doymuş buhar yüksek basınçlı gazı soğutmak için tekrar çevrime gönderilir ve döngü tekrarlanır.

Bu çalışma kapsamında, hidrojeni sıvılaştırmak amacıyla kullanılan diğer soğutma çevrimlerinde ön soğutma uygulaması için sıvı azottan yararlanılmış ve azotu sıvılaştırmak amacıyla Linde-Hampson çevrimi kullanılmıştır.



Şekil 3.5. Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminin tesisat şeması

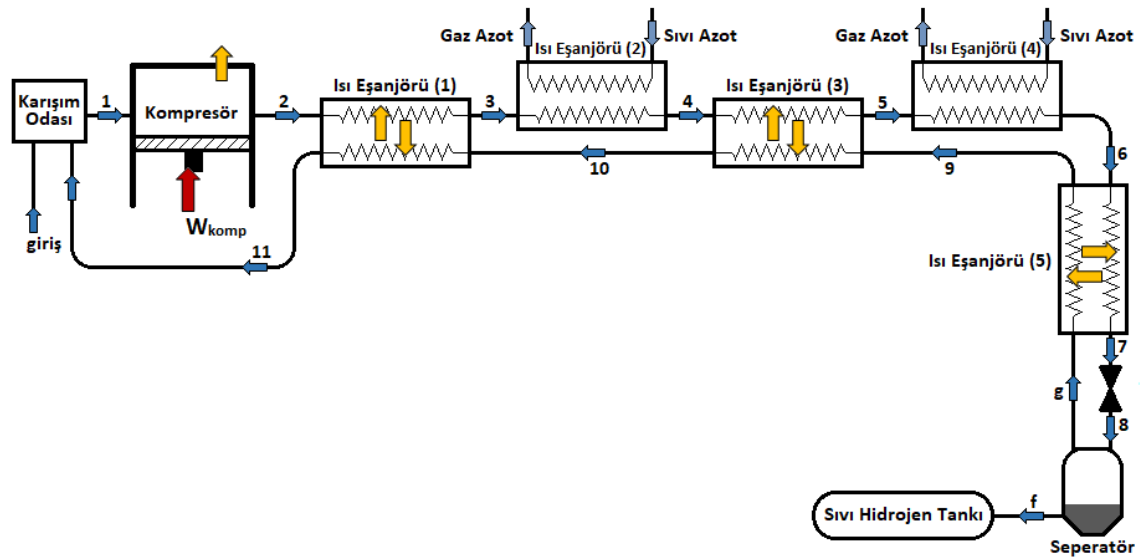


Şekil 3.6. Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminin T-s diyagramı

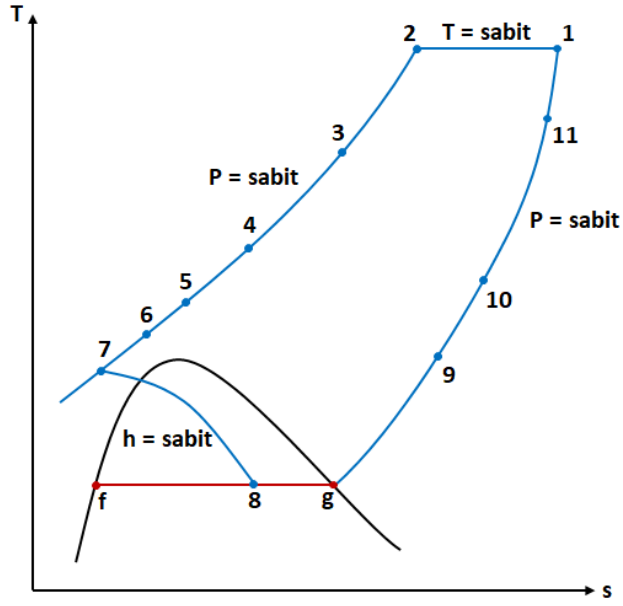
3.7.2 Ön Soğutmalı Linde-Hampson Sıvılaştırma Sistemi

Linde-Hampson sıvılaştırma çevriminde, elde edilen birim sıvı başına sıvılaştırma işi yüksektir ve bu nedenle sistemin verimi diğer sıvılaştırma uygulamalarına göre düşük olmaktadır. Linde-Hampson çevriminin performansını artırmak amacıyla yaygın olarak kullanılan yöntem ön soğutma uygulamasıdır. Genel olarak ön soğutma uygulaması için yardımcı soğutma çevrimleri kullanılarak ana çevrimden elde edilen sıvı ürünün artması ve sistem performansının iyileşmesi amaçlanır.

Ön soğutmalı Linde-Hampson çevrimi ile ana ısı eşanjörüne giren gazın sıcaklığını azalmakta ve buna bağlı olarak Linde-Hampson çevriminin performansını artmaktadır. Bu çalışma kapsamında ön soğutma amacıyla kullanılan yardımcı soğutma çevrimleri, azotu sıvılaştırmak için kullanılan ve farklı basınç şartlarında çalışan Linde-Hampson çevrimidir. Ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma çevriminin tesisat şeması ve T-s diyagramı sırasıyla Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’de verilmiştir. Şekil 3.7’de incelendiği gibi ön soğutmalı Linde-Hampson çevriminde iki kere ön soğutma işlemi uygulanmıştır.



Şekil 3.7. Ön Soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminin tesisat şeması

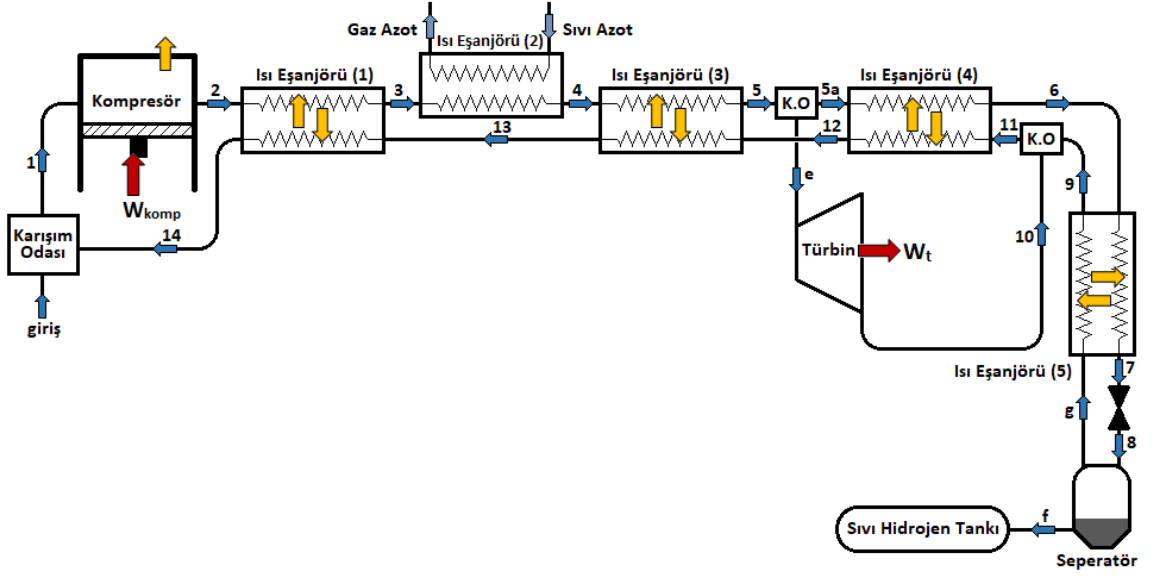


Şekil 3.8. Ön Soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminin T-s diyagramı

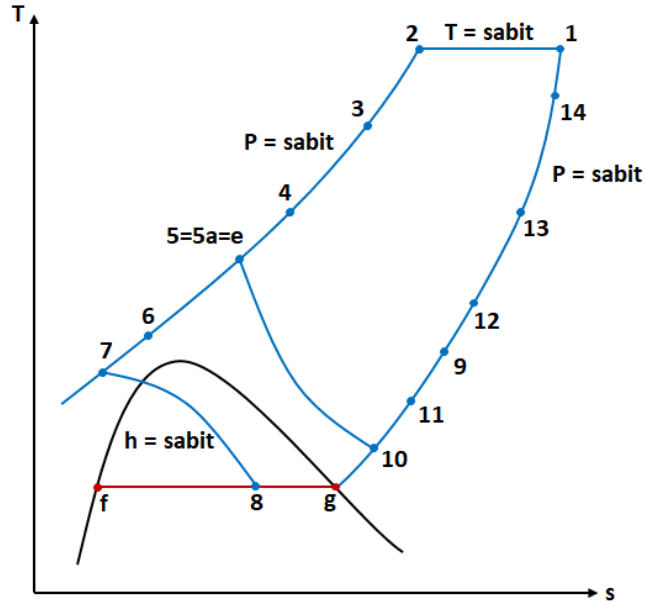
3.7.3 Ön Soğutmalı Claude Sıvılaştırma Sistemi

Claude çevrimi, helyum ve hidrojen dahil olmak üzere birçok farklı gazı sıvılaştırmak için kullanılan yaygın bir sıvılaştırma çevrimidir. Claude çevrimi genel olarak eşentalpili ve eşentropili çevrimlerden oluşmaktadır. Çevrimde yer alan türbinde eşentropili genişleme gerçekleşirken, kısılma vanasında ise eşentalpili genişleme gerçekleşmektedir. Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma çevriminin tesisat şeması ve T-s diyagramı sırasıyla Şekil 3.9 ve Şekil 3.10'da verilmiştir. Linde-Hampson yönteminden farklı olarak, Claude çevriminde dolaşan gazın bir kısmı türbinde genişler ve türbinden ayrılan akış, ısı eşanjörleri yardımıyla ana gaz akışını soğutmak amacıyla kullanılır.

Bu çalışma kapsamında Claude çevriminin termodinamik performansını arttırmak amacıyla ön soğutmalı Claude sistemi kullanılmıştır. Linde-Hampson çevrimine benzer olarak ön soğutma için sıvı azottan yararlanılmış ancak çevrimde ön soğutma işlemi bir kez uygulanmıştır.



Şekil 3.9. Ön Soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminin tesisat şeması

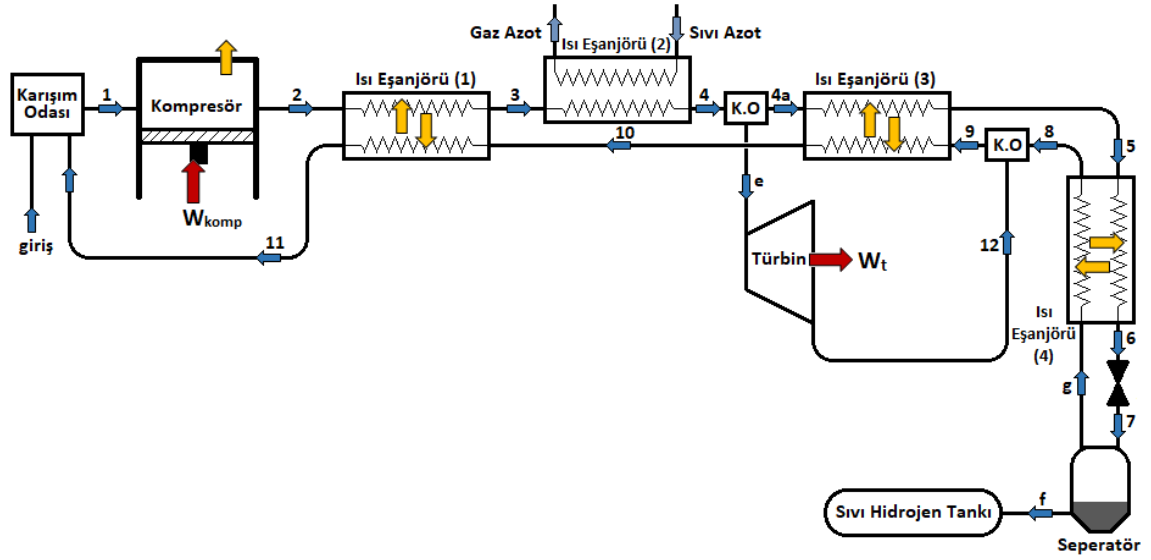


Şekil 3.10. Ön Soğutmalı Claude sıvılaştırma çevriminin T-s diyagramı

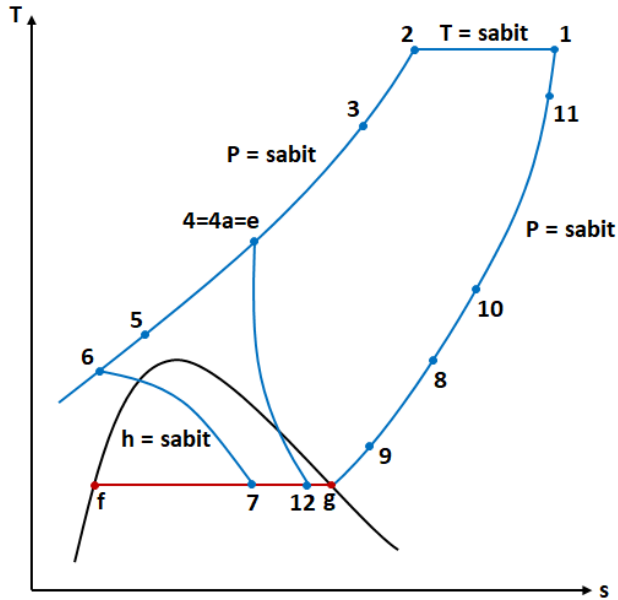
3.7.4 Ön Soğutmalı Heylandt Sıvılaştırma Sistemi

Claude çevriminde ön soğutma uygulamasından sonra yer alan ısı eşanjörünün sistemden kaldırılmasıyla Heylandt çevrimi elde edilir. Heylandt çevrimlerinde gaz yaklaşık 20 MPa basınca kadar sıkıştırılabilir. Bu nedenle yüksek basınç gereken sıvılaştırma uygulamalarında sıklıkla uygulanan bir yöntemdir.

Ön soğutmalı Linde-Hampson ve Claude çevrimlerine benzer olarak Heylandt sisteminin termodinamik performansını iyileştirmek ve elde edilen sıvı miktarını arttırmak için bu çalışma kapsamında Heylandt sistemine ön soğutma uygulanmıştır. Ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma çevriminin tesisat şeması ve T-s diyagramı sırasıyla Şekil 3.11 ve Şekil 3.12’de verilmiştir.



Şekil 3.11. Ön Soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sisteminin tesisat şeması



Şekil 3.12. Ön Soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sisteminin T-s diyagramı

3.7.5 Gaz Sıvılaştırma Sistemlerinin Enerji Analizi

Çalışma kapsamında incelenen Linde-Hampson, ön soğutmalı Linde-Hampson, ön soğutmalı Claude ve ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sistemlerinin enerji bağıntıları bu bölümde sırasıyla sunulmuştur.

Linde-Hampson Sıvılaştırma Sisteminin Enerji Analizi

Termodinamiğin birinci kanun denklemlerinden yararlanılarak, Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminin enerji analizi için çevrimi oluşturan komponentlerin enerji denklemleri aşağıda verilmiştir (Timmerhaus ve Flynn 1989, Yılmaz ve ark. 2019).

Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminde sıvılaştırılabilen gaz oranı,

$$y_{sivi} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_f} \quad (3.169)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır. Bu bağıntıda görüldüğü gibi sıvılaştırma oranı, ortam şartlarındaki basınca ve sıcaklığa bağlıdır. Ayrıca kompresör çıkış basıncı sıvılaştırma oranını etkileyen önemli bir parametredir.

Kompresörde gerçekleşen izotermal sıkıştırma için gerekli olan kompresör işi,

$$\dot{W}_{komp_s} = \dot{m}[(h_{2s} - h_1) - T_1(s_{2s} - s_1)] \quad (3.170)$$

eşitliği yardımıyla belirlenir. Burada \dot{m} kompresörde sıkıştırılan gazın kütleli debisini ifade etmektedir. Kompresörün izotermal verimine bağlı olarak kompresör gerçek işi,

$$\eta_{komp_s} = \frac{\dot{W}_{komp_s}}{\dot{W}_{komp}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.171)$$

bağıntısından yararlanılarak elde edilir. Burada \dot{W}_{komp_s} izotermal kompresör işini, \dot{W}_{komp} gerçek kompresör işini ve η_{komp_s} kompresör izotermal verimini ifade etmektedir. Linde-Hampson sisteminde gerçek kompresör işi aynı zamanda sistemin toplam sıvılaştırma işini de tanımlamaktadır.

$$\dot{W}_{total_{sıvı}} = \dot{W}_{komp} \quad (3.172)$$

Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminde birim kütle gazı sıvılaştırmak için gerekli olan iş aşağıda verilen eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{W}_{sıvı} = \frac{\dot{W}_{komp}}{y_{sıvı}} \quad (3.173)$$

Kompresörden ayrılan yüksek basınçlı gaz sıvılaşmamış gazın ısisından yararlanılarak ısı eşanjöründe soğutulur. Isı eşanjöründe gerçekleşen ısı transferi,

$$\dot{Q}_{eşj} = \dot{m}(h_2 - h_3) = \dot{m}_{gaz}(h_5 - h_g) \quad (3.174)$$

$$\dot{Q}_{eşj} = \varepsilon_{eşj}(\dot{m}C_p)_{min}(T_2 - T_g) \quad (3.175)$$

bağıntıları kullanılarak hesaplanır. Bu bağıntılarda kullanılan \dot{m}_{gaz} sıvılaşmayan gazın kütleli debisini ve $\varepsilon_{eşj}$ eşanjörün etkenliğini ifade etmektedir. Ayrıca Eşitlik (3.175)'de kullanılan $(\dot{m}C_p)_{min}$ değeri ısı eşanjörü giriş şartları (2 ve g noktaları) için yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen değerlerden daha düşük olan $(\dot{m}C_p)$ değeridir.

Isı eşanjöründe soğutulan gaz kısılma vanasında sıvılaştırma basıncına genişletilir. Kısılma vanasındaki enerji dengesinden yararlanılarak aşağıda verilen eşitlik elde edilir.

$$h_3 \cong h_4 \quad (3.176)$$

Kısılma vanası çıkışındaki gazın kuruluk derecesi,

$$x_4 = 1 - y_{sıvı} \quad (3.177)$$

bağıntısından yararlanılarak belirlenir. Kısılma vanasından ayrılan gaz seperatörde doymuş sıvı ve doymuş buhar olarak ayrıştırılır. Seperatördeki kütle ve enerji dengesinde yararlanılarak Eşitlik (3.178) ve (3.179) elde edilir.

$$\dot{m} = \dot{m}_f + \dot{m}_g \quad (3.178)$$

$$\dot{m}h_4 = \dot{m}_f h_f + \dot{m}_g h_g \quad (3.179)$$

Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminin enerji verimi aşağıda verilen bağıntı kullanılarak hesaplanır.

$$\eta_{Linde-Hampson} = \frac{\dot{m}h_1 - \dot{m}_f h_f}{\dot{W}_{komp}} \quad (3.180)$$

Bu çalışma kapsamında Linde-Hampson çevrimi azotun sıvılaştırılması için kullanılacak ve hidrojen sıvılaştırma çevrimlerinin ön soğutmasını oluşturacaktır.

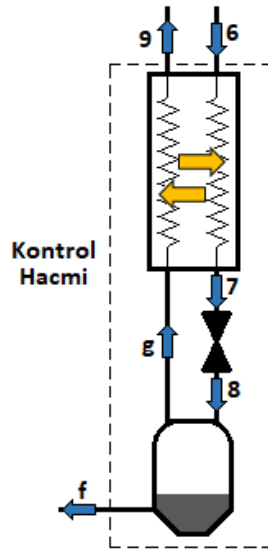
Ön Soğutmalı Linde-Hampson Sıvılaştırma Sisteminin Enerji Analizi

Ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminin enerji analizi Linde-Hampson sıvılaştırma sistemine benzer şekilde yapılır. Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminden farklı olarak ön soğutmalı sistem için yapılan kabuller ve enerji denklemleri bu bölümde verilmiştir (Nandi ve Sarangi 1993, Kanoglu ve ark. 2012).

Önceki bölümlerde belirtildiği gibi ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminde iki defa ön soğutma uygulaması yapılmakta ve bu kapsamda, Linde-Hampson sistemi yardımıyla sıvılaştırılan azotun düşük sıcaklığından yararlanılarak hidrojen gazının soğutulması amaçlanmaktadır. Literatürde yapılan benzer çalışmalarda ön soğutma

işleminde maksimum fayda sağlamak ve sıvılaştırılacak hidrojeni minimum sıcaklığa soğutabilmek amacıyla ön soğutma eşanjörlerinin etkinliği genellikle %90 ile %100 arasında kabul edilmektedir (Barron 1972, Nandi ve Sarangi 1993, Windmeier ve Barron 2013). Bu çalışma kapsamında ise literatürdeki çalışmalar göz önünde bulundurularak çevrimdeki ön soğutma eşanjörlerinin etkinliği %100 olarak alınmıştır. Yapılan bu kabul her üç sıvılaştırma sistemi için dikkate alınarak analizler gerçekleştirilmiştir.

Ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminde sıvılaştırılabilir hidrojen oranını belirlemek amacıyla (5) numaralı eşanjör ve seperatörün dahil olduğu bir kontrol hacmi belirlenir (Şekil 3.13).



Şekil 3.13. Sıvılaştırılabilir hidrojen oranının belirlenmesi için seçilen kontrol hacmi

Seçilen kontrol hacmi için kütle dengesi yazıldığında, sıvılaştırılabilir hidrojen oranı aşağıdaki bağıntılar kullanılarak elde edilir.

$$\dot{m}h_6 = (\dot{m} - \dot{m}_f)h_9 + \dot{m}_fh_f \quad (3.181)$$

$$\dot{m}_f(h_9 - h_f) = \dot{m}(h_9 - h_6) \quad (3.182)$$

$$y_{sıvı} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}} = \frac{h_9 - h_6}{h_9 - h_f} \quad (3.183)$$

Ön soğutmalı Claude ve ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma çevrimlerindeki sıvılaştırılabilir hidrojen oranının belirlenmesi için benzer kontrol hacmi seçilmiş ve kütle dengesinden yararlanılarak sıvılaştırma oranı bağıntıları elde edilmiştir. İlgili bağıntılar ilerleyen bölümlerde Eşitlik (3.190) ve Eşitlik (3.198)'de verilmiştir.

Ön soğutma esnasında ısı eşanjöründe azot ile hidrojen arasında gerçekleşen ısı transferi,

$$\dot{Q}_{eşj,2} = \dot{m}(h_3 - h_4) = \left(\dot{m}_{N_2} (h_{N_2,gaz} - h_{N_2,sıvı}) \right)_{eşj,2} \quad (3.184)$$

$$\dot{Q}_{eşj,4} = \dot{m}(h_5 - h_6) = \left(\dot{m}_{N_2} (h_{N_2,gaz} - h_{N_2,sıvı}) \right)_{eşj,4} \quad (3.185)$$

eşitliklerinden yararlanılarak belirlenir. Burada \dot{m}_{N_2} eşanjöre giren azotün kütleli debisini, $h_{N_2,sıvı}$ ve $h_{N_2,gaz}$ ise azotün eşanjör giriş-çıkış şartlarındaki özgül entalpi değerini ifade etmektedir. Eşitlik (3.184)'de 101,325 kPa basınçta bulunan sıvı ve gaz azotün termofiziksel özellikleri kullanılırken, Eşitlik (3.185)'de ise 13 kPa basınçta bulunan sıvı ve gaz azotün termofiziksel özellikleri kullanılmıştır.

İzotermal kompresör girişinde bulunan karışım odasının kütle ve enerji dengesinden yararlanılarak aşağıda verilen bağıntılar elde edilir.

$$\dot{m} = \dot{m}_{giriş} + \dot{m}_{11} \quad (3.186)$$

$$\dot{m}h_1 = \dot{m}_{giriş}h_{giriş} + \dot{m}_{11}h_{11} \quad (3.187)$$

Eşitlik (3.186) ve (3.187)'de verilen bağıntılarda kullanılan $\dot{m}_{giriş}$ tamamlama gazının debisini, $h_{giriş}$ ise tamamlama gazının giriş şartlarındaki özgül entalpisini ifade etmektedir. Ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sistemindeki toplam sıvılaştırma işi,

$$\dot{W}_{total,sıvı} = \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{N_2,2} + \dot{W}_{N_2,4} \quad (3.188)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır. Burada $\dot{W}_{N_2_2}$ ve $\dot{W}_{N_2_4}$ ön soğutma amacıyla kullanılan sıvı azotu elde edebilmek için gerekli olan ve sırasıyla 101,325 kPa ve 13 kPa basınçlarda gerçekleşen azot sıvılaştırma işidir.

Ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminin enerji verimi aşağıda verilen eşitlik kullanılarak belirlenir.

$$\eta_{Linde-Hampson_{\text{ön soğ}}} = \frac{\dot{m}h_1 - \dot{m}_f h_f}{\dot{W}_{total_{sivi}}} = \frac{\dot{m}h_1 - \dot{m}_f h_f}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{N_2_2} + \dot{W}_{N_2_4}} \quad (3.189)$$

Ön Soğutmalı Claude Sıvılaştırma Sisteminin Enerji Analizi

Önceki bölümlerde sıvılaştırma sistemleriyle ilgili verilen enerji bağıntılarından farklı olarak ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminin enerji analizi için kullanılan enerji denklemleri bu bölümde verilmiştir (Timmerhaus ve Flynn 1989, Nandi ve Sarangi 1993, Walker 2014).

Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde sıvılaştırılabilen hidrojen oranı,

$$y_{sivi} = \frac{h_{13} - h_4}{h_{13} - h_f} + z \frac{h_5 - h_{10}}{h_{13} - h_f} \quad (3.190)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır. Burada z türbine gönderilen gaz oranıdır ve aşağıda verilen denklem yardımıyla belirlenir.

$$z = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}} \quad (3.191)$$

Eşitlik (3.191)'de verilen denklemde \dot{m}_e türbine gönderilen gazın kütleli debisini ifade etmektedir. Ön soğutmalı Claude sistemindeki kütle dengesi,

$$\dot{m} = \dot{m}_g + \dot{m}_f + \dot{m}_e \quad (3.192)$$

şeklinde yazılabilir. Claude çevriminin Linde-Hampson çevriminden yapısal olarak temel farkı Claude çevriminde kullanılan türbindir. Eşentropili genişen türbinin izentropik işi,

$$\dot{W}_{T_s} = \dot{m}_e(h_e - h_{10s}) \quad (3.193)$$

eşitliğinden yararlanılarak elde edilir. Türbinin izentropik verimine bağlı olarak türbin gerçek işi,

$$\eta_{T,s} = \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}_{T_s}} = \frac{h_e - h_{10}}{h_e - h_{10s}} \quad (3.194)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır. Burada \dot{W}_{T_s} izentropik türbin işini, \dot{W}_T gerçek türbin işini ve $\eta_{T,s}$ türbin izentropik verimini ifade etmektedir.

Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sistemindeki toplam sıvılaştırma işi,

$$\dot{W}_{total\,sivi} = \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{N_2} - \dot{W}_T \quad (3.195)$$

denklemini yardımıyla belirlenir. Burada \dot{W}_{N_2} ön soğutma amacıyla kullanılan sıvı azotu elde edebilmek için gerekli olan azot sıvılaştırma işidir. Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde birim kütle gazı sıvılaştırmak için gerekli olan iş aşağıda verilen bağıntı kullanılarak elde edilir.

$$\dot{W}_{sivi} = \frac{\dot{W}_{total\,sivi}}{y_{sivi}} \quad (3.196)$$

Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminin enerji verimi aşağıda verilen eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$\eta_{Claude} = \frac{\dot{m}h_1 - \dot{m}_f h_f}{\dot{W}_{total\,sivi}} = \frac{\dot{m}h_1 - \dot{m}_f h_f}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{N_2} - \dot{W}_T} \quad (3.197)$$

Ön Soğutmalı Heylandt Sıvılaştırma Sisteminin Enerji Analizi

Ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sisteminin enerji analizi ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sistemine benzer şekilde yapılır. Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminden farklı olarak ön soğutmalı Heylandt sistemi için yapılan kabuller ve enerji denklemleri bu bölümde verilmiştir (Timmerhaus ve Flynn 1989).

Ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sisteminde sıvılaştırılabilen hidrojen oranı,

$$y_{sivi} = \frac{h_{10} - h_4}{h_{10} - h_f} + z \frac{h_4 - h_{12}}{h_{10} - h_f} \quad (3.198)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır. Burada z türbine gönderilen gaz oranıdır ve Eşitlik (3.191) yardımıyla elde edilir. Claude sıvılaştırma sistemine benzer olarak Heylandt sıvılaştırma sistemi için kütle dengesi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\dot{m} = \dot{m}_g + \dot{m}_f + \dot{m}_e \quad (3.199)$$

Ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sistemindeki toplam sıvılaştırma işi,

$$\dot{W}_{total_{sivi}} = \dot{W}_{komp} + \dot{W}_{N_2} - \dot{W}_T \quad (3.200)$$

denklemini yardımıyla belirlenir. Burada \dot{W}_{N_2} ön soğutma amacıyla kullanılan sıvı azotu elde edebilmek için gerekli olan azot sıvılaştırma işidir.

Ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sisteminin enerji verimi aşağıda verilen eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$\eta_{Heylandt} = \frac{\dot{m}h_1 - \dot{m}_f h_f}{\dot{W}_{total_{sivi}}} = \frac{\dot{m}h_1 - \dot{m}_f h_f}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{N_2} - \dot{W}_T} \quad (3.201)$$

3.7.6 Gaz Sıvılaştırma Sistemlerinin Ekserji Analizi

Bu bölümde ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminin ekserji analizi için sistemi oluşturan komponentlerin ekserji denklemleri verilmiştir (Kanoglu ve ark. 2016, Yılmaz ve ark. 2018). Linde-Hampson, ön soğutmalı Linde-Hampson ve ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sistemlerinin ekserji analizi ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sistemine benzer şekilde yapılmaktadır. Bu nedenle, Claude çevrimi dışındaki diğer sıvılaştırma çevrimlerinin ekserji analizi için de bu bölümde verilen ekserji bağıntıları kullanılmıştır.

Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde kullanılan kompresördeki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{komp} = \dot{W}_{komp} + (\dot{E}_1 - \dot{E}_2) \quad (3.202)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır. Kompresördeki ekserji yıkımına bağlı olarak kompresörün ekserji verimi ise aşağıda verilen eşitlikten yararlanılarak belirlenir.

$$\eta_{ex,komp} = \frac{(\dot{E}_2 - \dot{E}_1)}{\dot{W}_{komp}} \quad (3.203)$$

Kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan gaz (1) numaralı eşanjörde soğutulur. (1) numaralı eşanjördeki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{esj,1} = (\dot{E}_2 - \dot{E}_3) + (\dot{E}_{13} - \dot{E}_{14}) \quad (3.204)$$

denklemleri yardımıyla belirlenir. Eşitlik (3.204)'den yararlanılarak (1) numaralı eşanjörün ekserji verimi aşağıda verilen eşitlik kullanılarak elde edilir.

$$\eta_{ex,esj,1} = \frac{(\dot{E}_2 - \dot{E}_3)}{(\dot{E}_{14} - \dot{E}_{13})} \quad (3.205)$$

Ön soğutma amacıyla kullanılan azot ile hidrojen arasında ısı transferinin gerçekleştiği (2) numaralı ısı eşanjöründeki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{eşj,2} = (\dot{E}_3 - \dot{E}_4) + (\dot{E}_{N_{2sıvı}} - \dot{E}_{N_{2gaz}}) \quad (3.206)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır. Burada $\dot{E}_{N_{2sıvı}}$ ve $\dot{E}_{N_{2gaz}}$ azotun eşanjöre giriş-çıkış şartlarındaki ekserji akımını ifade etmektedir. (2) numaralı eşanjörün ekserji verimi ise aşağıdaki verilen denklemden yararlanılarak belirlenir.

$$\eta_{ex,eşj,2} = \frac{(\dot{E}_3 - \dot{E}_4)}{(\dot{E}_{N_{2gaz}} - \dot{E}_{N_{2sıvı}})} \quad (3.207)$$

(3) numaralı ısı eşanjöründeki ekserji yıkımı ve ekserji dengesine bağlı olarak eşanjörün ekserji verimi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\dot{I}_{eşj,3} = (\dot{E}_4 - \dot{E}_5) + (\dot{E}_{12} - \dot{E}_{13}) \quad (3.208)$$

$$\eta_{ex,eşj,3} = \frac{(\dot{E}_4 - \dot{E}_5)}{(\dot{E}_{13} - \dot{E}_{12})} \quad (3.209)$$

(3) numaralı eşanjörden ayrılan gazın bir kısmı türbine gönderilir. Türbinde genişleyen gaz ısı eşanjörleri yardımıyla ana gaz akışını soğutmak amacıyla kullanılır. Ön soğutmalı Claude sisteminde bu amaçla kullanılan türbindeki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_T = \dot{E}_e - (\dot{E}_{10} + \dot{W}_T) \quad (3.210)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır. Eşitlik (3.210)'dan yararlanılarak türbinin ekserji verimi aşağıdaki eşitlik kullanılarak elde edilir.

$$\eta_{ex,T} = \frac{\dot{W}_T}{(\dot{E}_e - \dot{E}_{10})} \quad (3.211)$$

(3) numaralı eşanjörden ayrılan gazın türbine gönderilmeyen kısmı sırasıyla (4) ve (5) numaralı eşanjörlerde daha da soğutulur. Bu eşanjörlerdeki ekserji yıkımı ve ekserji

denmesine bağılı olarak eşanjörlerin ekserji verimi aşağıda verilen bağıntılar kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{I}_{eşj,4} = (\dot{E}_{5a} - \dot{E}_6) + (\dot{E}_{11} - \dot{E}_{12}) \quad (3.212)$$

$$\eta_{ex,eşj,4} = \frac{(\dot{E}_{5a} - \dot{E}_6)}{(\dot{E}_{12} - \dot{E}_{11})} \quad (3.213)$$

$$\dot{I}_{eşj,5} = (\dot{E}_6 - \dot{E}_7) + (\dot{E}_g - \dot{E}_9) \quad (3.214)$$

$$\eta_{ex,eşj,5} = \frac{(\dot{E}_6 - \dot{E}_7)}{(\dot{E}_9 - \dot{E}_g)} \quad (3.215)$$

(5) numaralı eşanjör ile seperatör arasında kullanılan kısılma vanası için ekserji bağıntıları aşağıda verilmiştir.

$$\dot{I}_{kv} = \dot{E}_7 - \dot{E}_8 \quad (3.216)$$

$$\eta_{ex,kv} = \frac{\dot{E}_8}{\dot{E}_7} \quad (3.217)$$

Kısılma vanasında sıvılaştırma basıncına genişletilen gaz seperatörde doymuş sıvı ve doymuş buhar olarak ayrıştırılır. Seperatördeki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{sep} = \dot{E}_8 - (\dot{E}_f + \dot{E}_g) \quad (3.218)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanır. Seperatördeki ekserji yıkımına bağılı olarak seperatörün ekserji verimi aşağıda verilen denklem yardımıyla elde edilir.

$$\eta_{ex,sep} = \frac{\dot{E}_8}{(\dot{E}_f + \dot{E}_g)} \quad (3.219)$$

(5) numaralı eşanjörden çıkan sıvılaşımayan gaz ile türbinde genişleyen gaz (4) numaralı eşanjöre girmeden önce karışım odasında karışır. Karışım odasındaki ekserji yıkımı,

$$\dot{I}_{ko} = (\dot{E}_9 + \dot{E}_{10}) - \dot{E}_{11} \quad (3.220)$$

eşitliği kullanılarak belirlenir. Karışım odasındaki ekserji dengesinden yararlanılarak karışım odasının ekserji verimi aşağıda verilen denklem yardımıyla elde edilir.

$$\eta_{ex,ko} = \frac{\dot{E}_{11}}{(\dot{E}_9 + \dot{E}_{10})} \quad (3.221)$$

Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sistemi içerisinde kullanılan diğer karışım odaları için ekserji bağıntıları Eşitlik (3.220) ve (3.221)'e benzer şekilde yazılabilir.

Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminin ekserji verimi,

$$\eta_{ex,Claude} = \frac{\left(\frac{\dot{E}_f}{\dot{m}_f} - \frac{\dot{E}_1}{\dot{m}} \right)}{\left(\frac{\dot{W}_{komp}}{\dot{m}} + \frac{\dot{W}_{N_2}}{\dot{m}_{N_2}} - \frac{\dot{W}_T}{\dot{m}_e} \right) / y_{sivi}} \quad (3.222)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanır.

3.7.7 Gaz Sıvılaştırma Sistemlerinin Eksergoekonomik Analizi

Çalışma kapsamında incelenen gaz sıvılaştırma sistemlerinden ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminin eksergoekonomik bağıntıları bu bölümde sunulmuştur. Ön soğutmalı Claude sisteminde kullanılan komponentlerin satın alma maliyetlerinin belirlenmesi amacıyla kullanılan denklemler Çizelge 3.9'da verilmiştir.

Çizelge 3.9. Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde kullanılan komponentlerin satın alma maliyet denklemleri (El-Emam ve Dincer 2013, Akrami ve ark. 2017, Sadaghiani ve ark. 2017, Turton ve ark. 2018, Ansarinasab ve ark. 2019)

Komponent	Satın Alma Maliyet Denklemi [USD]
Kompresör	$\dot{C}_{komp} = 7900(1,341\dot{W}_{komp})^{0,62}$
Türbin	$\dot{C}_T = 4750(\dot{W}_T)^{0,75}$
Isı Eşanjörü	$\log_{10} \dot{C}_{esj} = 4,6656 - 0,1557 \log_{10}(A_{esj}) + 0,1547[\log_{10}(A_{esj})]^2$
Seperatör	$\log_{10} \left(\frac{\dot{C}_{sep}}{5,93} \right) = 3,4974 + 0,4485 \log_{10}(V_{sep}) + 0,1074[\log_{10}(V_{sep})]^2$
Karışım Odası	$\log_{10} \left(\frac{\dot{C}_{ko}}{5,93} \right) = 3,4974 + 0,4485 \log_{10}(V_{ko}) + 0,1074[\log_{10}(V_{ko})]^2$
Kısılma Vanası	$\dot{C}_{kv} = 7500$

Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde kullanılan komponentlerin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler Çizelge 3.10'da verilmiştir. Ayrıca bu tez kapsamında incelenen diğer sıvılaştırma sistemlerinin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri için de Çizelge 3.10'da verilen denklemlerden yararlanılmıştır.

Çizelge 3.10. Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde kullanılan komponentlerin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler

Komponent	Ekserjiye Bağlı Maliyet Denge Denklemleri	Yardımcı Eşitlikler
Kompresör	$c_1\dot{E}_1 + c_{ekomp}\dot{W}_{komp} + \dot{Z}_{komp} = c_2\dot{E}_2$	$c_{ekomp} = \text{biliniyor}$
Türbin	$c_e\dot{E}_e + \dot{Z}_T = c_{eT}\dot{W}_T + c_{10}\dot{E}_{10}$	$c_e = c_{10}$
Isı Eşanjörü (1)	$c_2\dot{E}_2 + c_{13}\dot{E}_{13} + \dot{Z}_{esj,1} = c_3\dot{E}_3 + c_{14}\dot{E}_{14}$	$c_{13} = c_{14}$
Isı Eşanjörü (2)	$(c_{N_2}\dot{E}_{N_2})_{sivi} + c_3\dot{E}_3 + \dot{Z}_{esj,2} = (c_{N_2}\dot{E}_{N_2})_{gaz} + c_4\dot{E}_4$	$c_{N_2sivi} = c_{N_2gaz}$
Isı Eşanjörü (3)	$c_4\dot{E}_4 + c_{12}\dot{E}_{12} + \dot{Z}_{esj,3} = c_5\dot{E}_5 + c_{13}\dot{E}_{13}$	$c_{12} = c_{13}$
Isı Eşanjörü (4)	$c_{5a}\dot{E}_{5a} + c_{11}\dot{E}_{11} + \dot{Z}_{esj,4} = c_6\dot{E}_6 + c_{12}\dot{E}_{12}$	$c_{11} = c_{12}$

Çizelge 3.10. Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde kullanılan komponentlerin ekserjiye bağlı maliyet denge denklemleri ve yardımcı eşitlikler (devam)

Komponent	Ekserjiye Bağlı Maliyet Denge Denklemleri	Yardımcı Eşitlikler
Isı Eşanjörü (5)	$c_6\dot{E}_6 + c_g\dot{E}_g + \dot{Z}_{esj,5} = c_9\dot{E}_9 + c_7\dot{E}_7$	$c_g = c_9$
Seperatör	$c_8\dot{E}_8 + \dot{Z}_{sep} = c_f\dot{E}_f + c_g\dot{E}_g$	$c_f = c_g$
Karışım Odası (1)	$c_{giris}\dot{E}_{giris} + c_{14}\dot{E}_{14} + \dot{Z}_{ko,1} = c_1\dot{E}_1$	$c_{giris} = \text{biliniyor}$
Karışım Odası (2)	$c_5\dot{E}_5 + \dot{Z}_{ko,2} = c_{5a}\dot{E}_{5a} + c_e\dot{E}_e$	---
Karışım Odası (3)	$c_{10}\dot{E}_{10} + c_9\dot{E}_9 + \dot{Z}_{ko,3} = c_{11}\dot{E}_{11}$	---
Kısılma Vanası	$c_7\dot{E}_7 + \dot{Z}_{kv} = c_8\dot{E}_8$	---

3.8 Sıvı Hidrojen Üretim Sisteminin Enerji ve Ekserji Verimi

Bu çalışma kapsamında oluşturulan sıvı hidrojen üretim sisteminin enerji verimi,

$$\eta_{sistem} = \frac{\dot{m}_f HHV_{H_2}}{\dot{Q}_{buh}} \quad (3.223)$$

bağıntısı kullanılarak elde edilir. Burada \dot{Q}_{buh} , ORC sistemindeki buharlaştırıcıda jeotermal akışkandan soğutucu akışkana aktarılan ısıyı ifade etmekte ve Eşitlik (3.41) yardımıyla hesaplanmaktadır.

Sıvı hidrojen üretim sisteminin ekserji verimi ise,

$$\eta_{ex,sistem} = \frac{\dot{m}_f HHV_{H_2}}{(\dot{E}_5 - \dot{E}_6)} \quad (3.224)$$

eşitliği yardımıyla hesaplanır. Burada \dot{E}_5 ve \dot{E}_6 sırasıyla jeotermal akışkanın ORC sistemindeki buharlaştırıcıya giriş ve çıkışındaki ekserji akımını ifade etmektedir.

3.9 Sistem Modellemesi

Bu çalışmanın amacı, sıvı hidrojen üretimi için geliştirilen jeotermal enerji kaynaklı ve sırasıyla ORC sistemi, yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi, absorpsiyonlu soğutma sistemi ve farklı sıvılaştırma sistemlerinden oluşan kapsamlı bir sistemin modellenmesi, modellenen sistemin termodinamik optimizasyonu ve eksergoekonomik analizlerinin gerçekleştirilmesidir. Ayrıca modellenen sistem için yararlanılan jeotermal akışkandan maksimum fayda sağlanması bu çalışmanın önemli bir diğer amacıdır.

Modellenen sistemin temel alt modülü olan ORC sisteminde jeotermal akışkanın enerjisinden yararlanılarak elektrik enerjisi üretilmekte ve bu modülde elde edilen elektrik enerjisi yüksek sıcaklıklı elektroliz ve gaz sıvılaştırma modüllerinde kullanılmaktadır. Elektroliz sistemi öncesinde ısıtılan elektroliz suyu yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminde hidrojen ve oksijene ayrılmakta, ayrışamayan su ise tekrar elektroliz girişindeki elektroliz suyuna verilmektedir.

Yüksek basınç ve sıcaklıkta elde edilen hidrojen absorpsiyonlu soğutma sistemi yardımıyla düşük sıcaklıklara soğutulmaktadır. Yüksek sıcaklıktaki hidrojen gazının sıvılaştırma öncesi soğutulmasıyla sıvılaştırma prosesi için gerekli olan elektrik enerjisi ihtiyacı azalacaktır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde de jeotermal akışkanın yüksek sıcaklığından yararlanılmakta ve böylece sistemi oluşturan üç alt modülde jeotermal akışkanın enerjisi kullanılarak jeotermal akışkanın enerjisinden maksimum fayda sağlanmaktadır. Düşük sıcaklığa soğutulan hidrojen sıvılaştırma sistemlerinde sıvılaştırılarak sıvı hidrojen tanklarında depolanmaktadır.

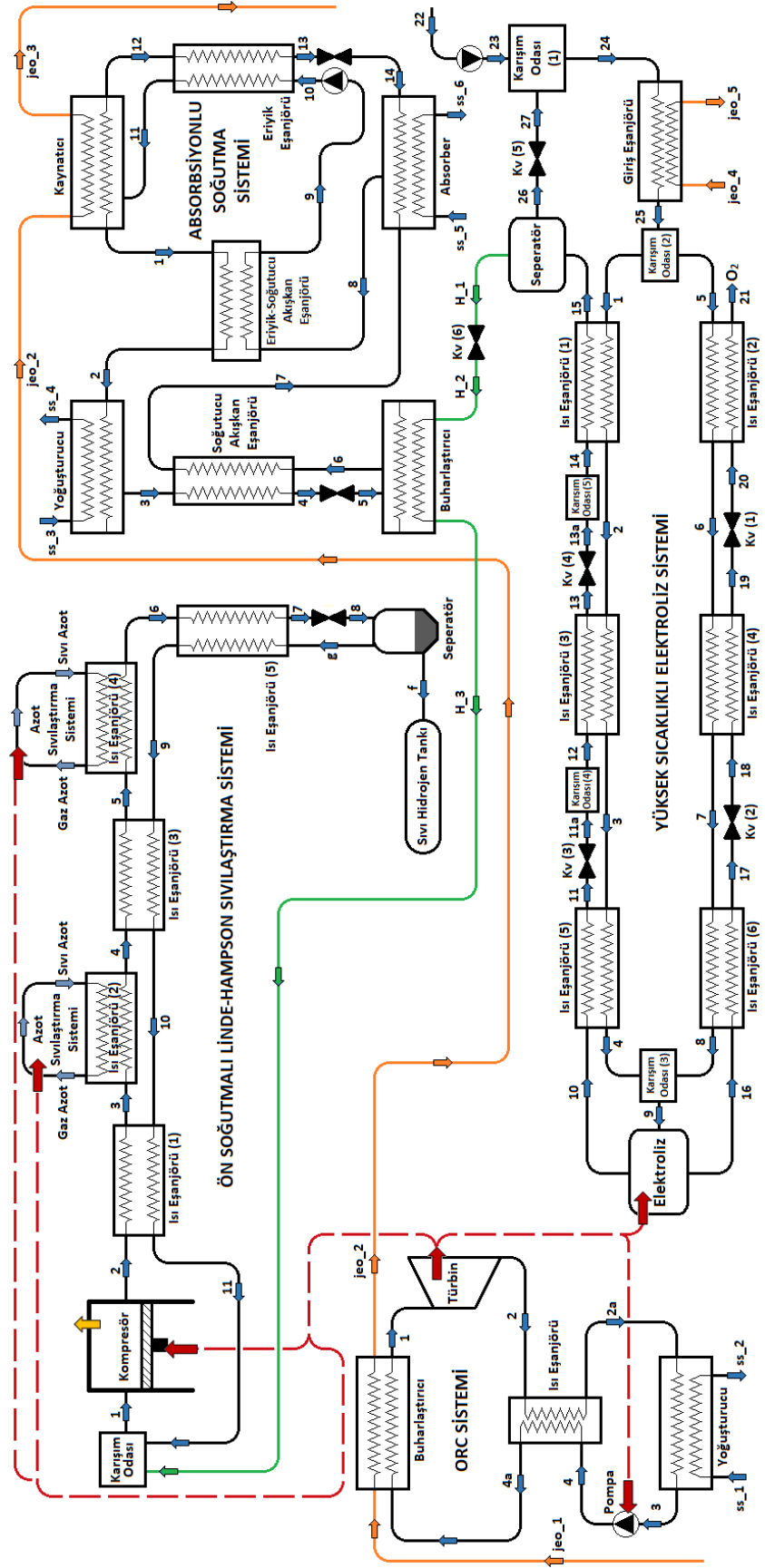
Bu çalışma kapsamında hidrojen sıvılaştırma sistemi olarak ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sistemi, ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sistemi ve ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sistemleri incelenmiştir. Ön soğutmalı Linde-Hampson çevrimi kullanılan sıvı hidrojen üretim sisteminin tesisat şeması Şekil 3.14'de, ön soğutmalı Claude sıvılaştırma çevrimi için sistemin tesisat şeması Şekil 3.15'de ve ön soğutmalı Heylandt soğutma çevrimi için sistemin tesisat şeması Şekil 3.16'da verilmiştir.

Sıvı hidrojen üretimi için modellenen sistemin termodinamik performansı ORC sistemlerinde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında incelenmiştir. Ayrıca sistemin alt modüllerinden absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan eriyik çiftinin sistemin performansına ve üretilen hidrojen miktarına olan etkisi araştırılmıştır. Farklı sıvılaştırma çevrimleri dikkate alınarak yapılan enerji ve ekserji analizleri sonucunda sistemin optimum çalışma şartları belirlenmiştir. Bu kapsamda incelenen sıvılaştırma çevrimleri ve absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan eriyik çiftleri dikkate alınarak sıvı hidrojen üretim sistemi için altı farklı model oluşturulmuştur. Oluşturulan bu modeller Çizelge 3.11’de verilmiştir.

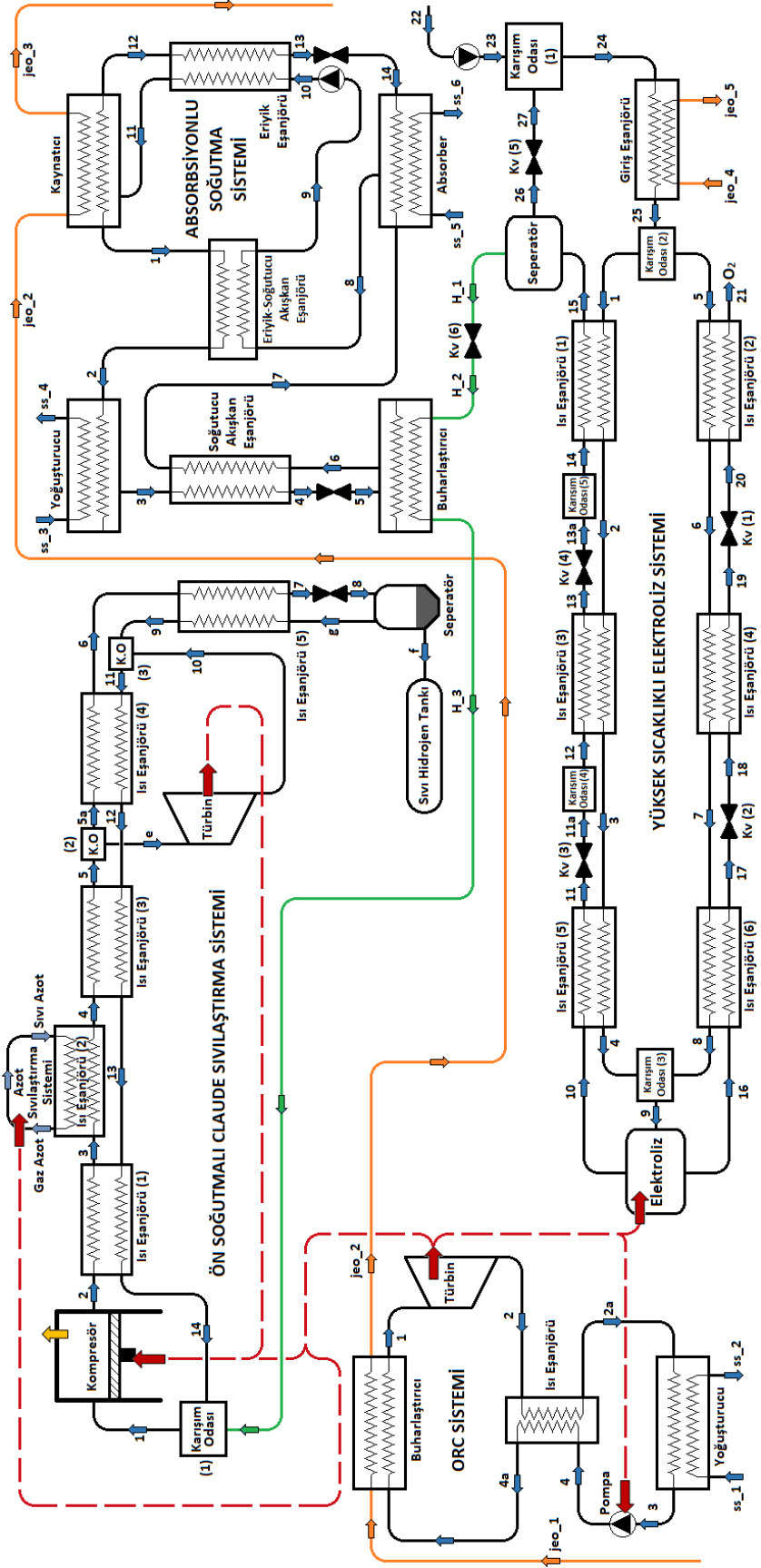
Çizelge 3.11. Çalışma kapsamında oluşturulan modeller

Model	Hidrojen Sıvılaştırma Çevrimi	Kullanılan Eriyik Çifti
Model 1	Ön Soğutmalı Linde-Hampson Çevrimi	NH ₃ -H ₂ O
Model 2	Ön Soğutmalı Claude Çevrimi	NH ₃ -H ₂ O
Model 3	Ön Soğutmalı Heylandt Çevrimi	NH ₃ -H ₂ O
Model 4	Ön Soğutmalı Linde-Hampson Çevrimi	LiBr-H ₂ O
Model 5	Ön Soğutmalı Claude Çevrimi	LiBr-H ₂ O
Model 6	Ön Soğutmalı Heylandt Çevrimi	LiBr-H ₂ O

Son olarak, belirlenen optimum çalışma şartları için sıvı hidrojen üretim sisteminin eksergoekonomik analizleri gerçekleştirilmiş ve sistemi oluşturan komponentlerin eksergoekonomik performansı değerlendirilmiştir.



Şekil 3.14. Model 1 ve Model 4 için sıvı hidrojen üretim sisteminin tesisat şeması



Şekil 3.15. Model 2 ve Model 5 için sıvı hidrojen üretim sisteminin tesisat şeması

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde sıvı hidrojen üretim sistemi için oluşturulan altı farklı modelin termodinamik performansı, ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar ve farklı buharlaştırıcı sıcaklıkları için incelenmiş, enerji, ekserji ve eksergoekonomik analizleri sırasıyla gerçekleştirilmiştir. Öncelikle altı model için yapılan enerji ve ekserji analiz sonuçları model bazında verilmiş, daha sonra modellerin termodinamik performansları karşılaştırılmıştır. Elde edilen enerji ve ekserji analizleri sonucunda optimum çalışma şartları ve modeli belirlenmiştir. Son olarak belirlenen optimum çalışma şartları için eksergoekonomik analizler gerçekleştirilmiş ve bu çalışma kapsamında modellenen sistemi oluşturan komponentlerin eksergoekonomik performansları değerlendirilmiştir.

Bu çalışma kapsamında ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar ve termofiziksel özellikleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Kullanılan soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri (Tchanche ve ark. 2009, Aljundi 2011, Li ve ark. 2018)

Soğutucu Akışkan	Akışkan Tipi	Moleküler Kütlesi (g/mol)	Kritik Sıcaklık (K)	Kritik Basınç (MPa)
R123 (CHCl ₂ CF ₃)	Kuru Tip	152,93	456,9	3,67
R245fa (C ₃ H ₃ F ₅)	Kuru Tip	134,05	427,2	3,65
R601 (C ₅ H ₁₂)	Kuru Tip	72,15	469,7	3,36
n-Hexane (C ₆ H ₁₄)	Kuru Tip	86,18	507,8	3,03

Sıvı hidrojen üretimi için modellenen sistemin alt modüllerini oluşturan ORC sistemi için belirlenen dizayn parametreleri ve çalışma şartları Çizelge 4.2’de, yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi için belirlenen dizayn parametreleri ve çalışma şartları Çizelge 4.3’de, NH₃-H₂O eriyiği ve LiBr-H₂O eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri için belirlenen dizayn parametreleri ve çalışma şartları Çizelge 4.4’de ve farklı hidrojen sıvılaştırma çevrimleri için belirlenen dizayn parametreleri ve çalışma şartları ise Çizelge 4.5’de verilmiştir.

Çizelge 4.2. ORC sistemi için dizayn parametreleri ve çalışma şartları

Parametreler	Değerler
Jeotermal Akışkan Kaynak Sıcaklığı ($T_{jeo,1}$)	240°C
Jeotermal Akışkan Basıncı ($P_{jeo,1}$)	600 kPa
Jeotermal Akışkan Debisi ($\dot{m}_{jeo,1}$)	180 kg/s
Buharlaştırıcı Sıcaklığı (T_{buh})	100-150°C
Ara Kızdırma Sıcaklığı ($T_{kızd}$)	10°C
Eşanjör Etkenliği (ϵ)	%70
Türbin İzentropik Verimi ($\eta_{T,s}$)	%85
Pompa İzentropik Verimi ($\eta_{P,s}$)	%80
Soğutma Suyu Giriş Sıcaklığı ($T_{ss\ giriş}$)	20°C
Soğutma Suyu Basıncı (P_{ss})	101,325 kPa

Çizelge 4.3. Yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi için dizayn parametreleri ve çalışma şartları

Parametreler	Değerler
Elektroliz Suyu Toplam Debisi (\dot{m}_{25})	3 kg/s
Hidrojen Tarafına Giren Elektroliz Suyunun Debisi (\dot{m}_1)	2,2 kg/s
Oksijen Tarafına Giren Elektroliz Suyunun Debisi (\dot{m}_5)	0,8 kg/s
Suyun Elektroliz Sistemine Giriş Sıcaklığı (T_{25})	200°C
Suyun Elektroliz Sistemine Giriş Basıncı (P_{25})	1200 kPa
(1) Numaralı Eşanjörün Etkenliği ($\epsilon_{eşj,1}$)	%80
(2) Numaralı Eşanjörün Etkenliği ($\epsilon_{eşj,2}$)	%76
(3) Numaralı Eşanjörün Etkenliği ($\epsilon_{eşj,3}$)	%85
(4) Numaralı Eşanjörün Etkenliği ($\epsilon_{eşj,4}$)	%77
(5) Numaralı Eşanjörün Etkenliği ($\epsilon_{eşj,5}$)	%85
(6) Numaralı Eşanjörün Etkenliği ($\epsilon_{eşj,6}$)	%76
Pompa İzentropik Verimi ($\eta_{P,s}$)	%75

Çizelge 4.4. NH₃-H₂O eriyiği ve LiBr-H₂O eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri için dizayn parametreleri ve çalışma şartları

Parametreler	Değerler	
	NH ₃ -H ₂ O eriyiği için	LiBr-H ₂ O eriyiği için
Kaynatıcı Sıcaklığı (T_{kay})	100°C	90°C
Yoğuşturucu Sıcaklığı ($T_{yoğ}$)	32°C	40°C
Buharlaştırıcı Sıcaklığı (T_{buh})	-15°C	10°C
Absorber Sıcaklığı (T_{abs})	32°C	40°C
Eriyik Eşanjörünün Etkenliği ($\epsilon_{eşj,e}$)	% 70	% 70
Soğutucu Akışkan Eşanjörünün Etkenliği ($\epsilon_{eşj,sa}$)	% 70	% 70
Eriyik-Soğutucu Akışkan Eşanjörünün Etkenliği ($\epsilon_{eşj,esa}$)	% 70	% 70
Eriyik Pompası İzotropik Verimi ($\eta_{P,s}$)	% 80	% 80
Soğutma Suyu Giriş Sıcaklığı ($T_{ss\ giriş}$)	20°C	20°C

Çizelge 4.5. Hidrojen sıvılaştırma sistemleri için dizayn parametreleri ve çalışma şartları

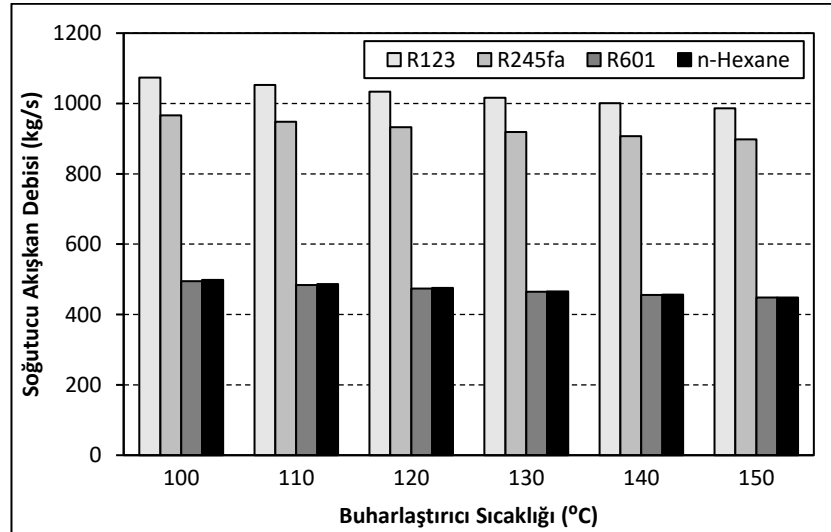
Parametreler	Değerler		
	Ön Soğutmalı Linde-Hampson Çevrimi	Ön Soğutmalı Claude Çevrimi	Ön Soğutmalı Heylandt Çevrimi
Kompresör Çalışma Basıncı (P_2)	12000 kPa	6000 kPa	18000 kPa
(1) Numaralı Eşanjörün Etkenliği ($\epsilon_{eşj,1}$)	% 80	% 80	% 80
(2) Numaralı Eşanjörün Etkenliği ($\epsilon_{eşj,2}$)	% 100	% 100	% 100
(3) Numaralı Eşanjörün Etkenliği ($\epsilon_{eşj,3}$)	% 70	% 70	% 70
(4) Numaralı Eşanjörün Etkenliği ($\epsilon_{eşj,4}$)	% 100	% 80	% 80
(5) Numaralı Eşanjörün Etkenliği ($\epsilon_{eşj,5}$)	% 80	% 80	---
Türbine Gönderilen Gaz Oranı (z)	---	% 50	% 50
Türbin İzotropik Verimi ($\eta_{T,s}$)	---	% 75	% 75
Kompresör İzotermal Verimi (η_{komp_s})	% 75	% 75	% 75

4.1. ORC Sisteminin Termodinamik Performansı

Oluşturulan çalışma modellerinden bağımsız olarak değerlendirilen ve sistemin temel alt modülünü oluşturan ORC sisteminin termodinamik performansı bu bölümde değerlendirilmiş, enerji ve ekserji analiz sonuçları sunulmuştur.

Farklı soğutucu akışkanlar için, soğutucu akışkan debisinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.1’de verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla, soğutucu akışkan birim debisi için buharlaştırıcıdan akışkana verilen ısı artmaktadır. Bununla birlikte, jeotermal kaynaktan transfer olan ısı miktarının sabit olması nedeniyle buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla kullanılan soğutucu akışkan debisi azalmaktadır.

Şekil 4.1 incelendiğinde, ORC sisteminde kullanılan soğutucu akışkanlar arasında en yüksek debiye sahip akışkanın R123 olduğu ve buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak R123 debisinin %8,1 azaldığı görülmektedir. Bununla birlikte, en düşük debiye sahip olan akışkanın ise n-Hexane olduğu ve buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla n-Hexane debisinin yaklaşık %10 azaldığı belirlenmiştir.

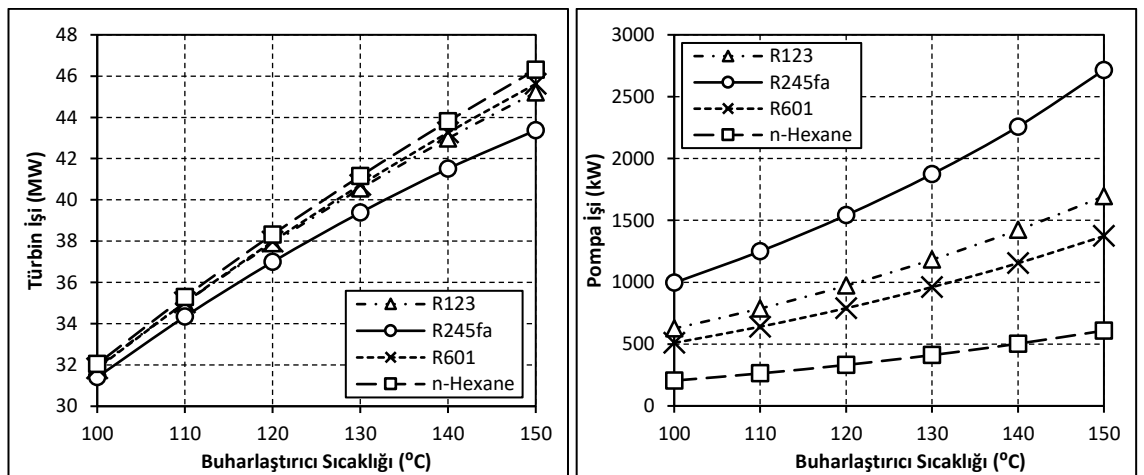


Şekil 4.1. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkan debilerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak elde edilen türbin işinin değişimi Şekil 4.2(a)'da gerekli pompa işinin değişimi ise Şekil 4.2(b)'de verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla türbin giriş sıcaklığı ve basıncı yükselmektedir. Bu durum türbin işinin buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak artmasına neden olmaktadır (Şekil 4.2(a)). Benzer şekilde buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla pompa çıkış basıncı yükselmekte ve gerekli pompa işi Şekil 4.2(b)'de görüldüğü gibi artmaktadır.

Çalışma kapsamında soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak elde edilen türbin işi maksimum iken, R245fa kullanılması durumunda ise minimumdur (Şekil 4.2(a)). Belirlenen çalışma şartlarında soğutucu akışkan ve buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak türbin işi maksimum %44,48 oranında artmaktadır.

Soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılması durumunda gerekli pompa işi diğer akışkanlara kıyasla daha yüksektir. R245fa için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak gerekli pompa işindeki artış maksimum olmakta ve pompa işi 995,26 kW'tan 2715,4 kW'a yükselmektedir. Bununla birlikte soğutucu akışkan olarak n-Hexane tercih edilmesi durumunda ise gerekli pompa işi diğer akışkanlara göre daha düşük olmakta ve buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle pompa işi yaklaşık 400 kW artmaktadır (Şekil 4.2(b)).



(a)

(b)

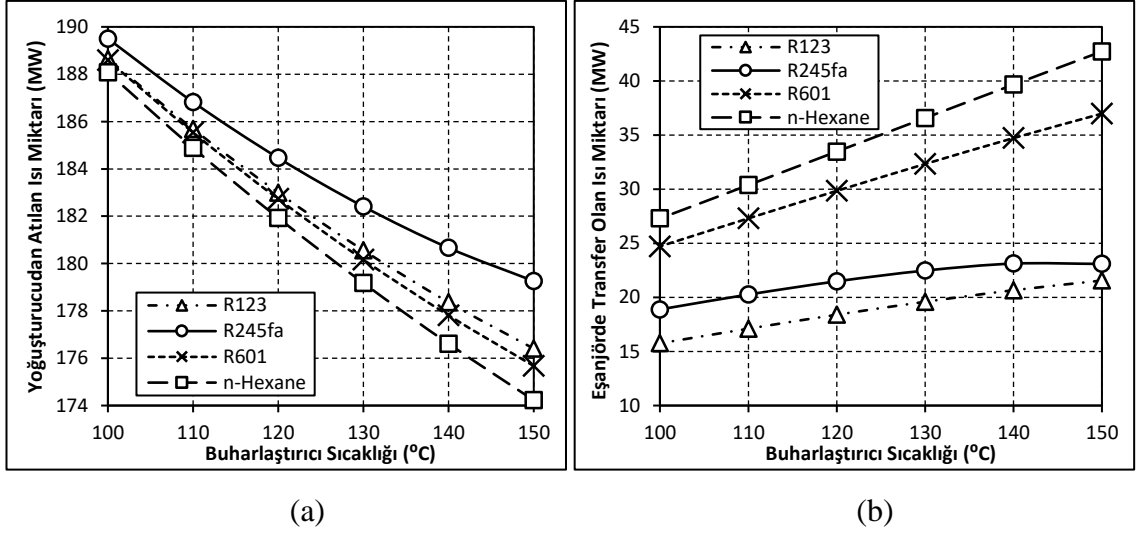
Şekil 4.2. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için (a) türbin işinin ve (b) pompa işinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışa bağlı olarak yoğuşturucudan atılan ısı miktarının değişimi Şekil 4.3(a)'da, eşanjörde transfer olan ısı miktarının değişim ise Şekil 4.3(b)'de verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla yoğuşturucu giriş sıcaklığı yükselmekte ve bu durumda yoğuşturucunun ısı kapasitesi artmaktadır. Ancak buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle soğutucu akışkan debisinin azalması yoğuşturucudan atılan ısı miktarını düşürmektedir (Şekil 4.3(a)).

Şekil 4.3(a) incelendiğinde, soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılması durumunda yoğuşturucudan atılan ısı miktarının daha fazladır. Bununla birlikte n-Hexane tercih edilmesi durumunda yoğuşturucudan atılan ısı miktarı diğer soğutucu akışkanlara göre daha düşüktür. Sabit çalışma şartlarında, buharlaştırıcı sıcaklığı ve soğutucu akışkana bağlı olarak yoğuşturucudan atılan ısı miktarı maksimum %7,36 oranında azalmaktadır.

Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla, ısı eşanjöründe birim soğutucu akışkan debisi için transfer olan ısı miktarı artarken, soğutucu akışkan debisi azalmaktadır. Ancak ısı eşanjöründe birim debi için transfer olan ısı miktarındaki artış, soğutucu akışkan debisindeki azalış miktarına göre çok daha fazladır. Bu nedenle buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla ısı eşanjöründe transfer olan ısı miktarı artmaktadır (Şekil 4.3(b)). Bununla birlikte buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla soğutucu akışkan debisinin azalması eşanjörün ısı kapasitesini etkilemekte ve sıcaklık arttıkça ısı eşanjöründe transfer olan ısı miktarındaki artış azalmaktadır.

Çalışma kapsamında soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda eşanjörde transfer olan ısı miktarı diğer akışkanlara göre daha yüksek iken, R123 tercih edilmesi durumunda ise daha düşüktür. Sabit çalışma şartlarında, buharlaştırıcı sıcaklığı ve soğutucu akışkana bağlı olarak eşanjörde transfer olan ısı miktarı maksimum %56,57 oranında artmaktadır.



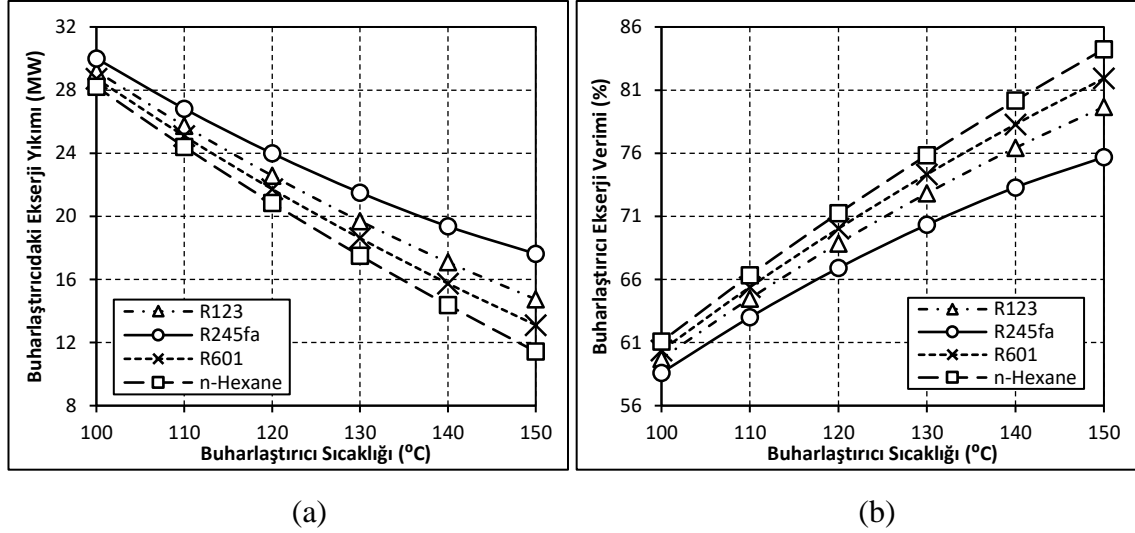
Şekil 4.3. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için (a) yoğuşturucudan atılan ve (b) eşanjörde transfer olan ısı miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımının değişimi Şekil 4.4(a)'da buharlaştırıcı ekserji veriminin değişimi ise Şekil 4.4(b)'de verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla buharlaştırıcı giriş ve çıkış noktasındaki ekserji akımları (değerleri) artmaktadır. Ancak buharlaştırıcı çıkış noktasındaki ekserji değişimi giriş noktasına göre daha fazla olmakta ve bu nedenle buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımı azalmaktadır.

Şekil 4.4(a) incelendiğinde, soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılması durumunda buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımının diğer akışkanlara kıyasla daha yüksek olduğu görülmektedir. Ayrıca buharlaştırıcı sıcaklığının 100°C'den 150°C'ye artmasıyla R245fa için buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımının değişimi minimumdur ve ekserji yıkımı yaklaşık %41,26 oranında azalmaktadır. Bununla birlikte n-Hexane kullanılması durumunda ise buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımının daha düşük olduğu belirlenmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artışına bağlı olarak n-Hexane için buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımının değişimi maksimum olmakta ve ekserji yıkımı %59,49 oranında azalmaktadır.

Buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak, buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımının azalması buharlaştırıcı ekserji veriminin artmasına neden olmaktadır (Şekil 4.4(b)). Çalışma kapsamında soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda buharlaştırıcı

ekserji verimindeki değişim maksimum olmakta ve ekserji verimi %61,08'den %84,24'e yükselmektedir. Bununla birlikte R245fa tercih edilmesi durumunda buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle buharlaştırıcı ekserji verimindeki değişim minimum olmakta ve ekserji verimi %58,60'dan %75,68'e yükselmektedir.

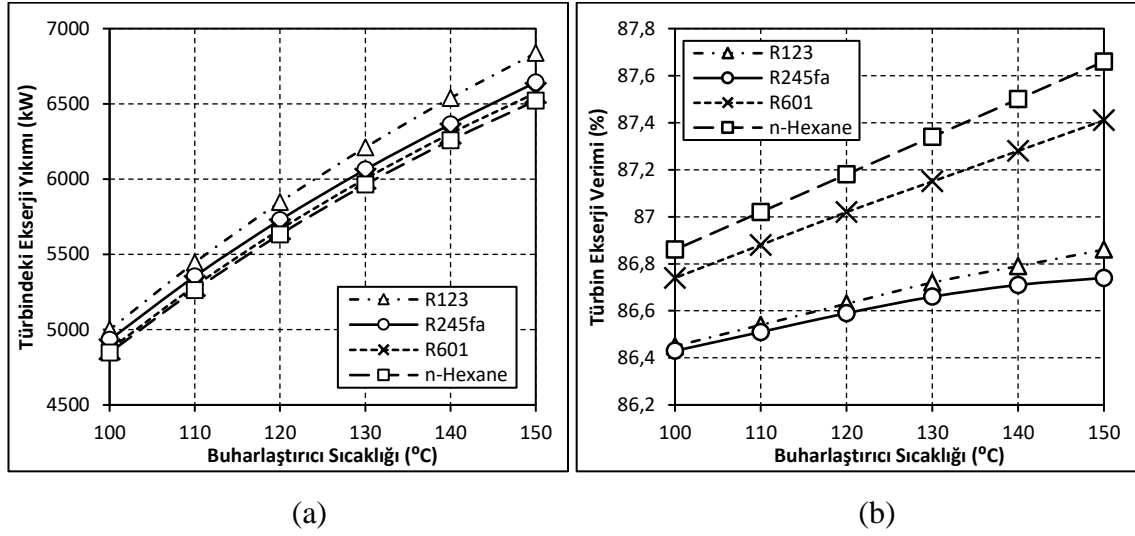


Şekil 4.4. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için (a) buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımının ve (b) buharlaştırıcı ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışa bağlı olarak, farklı soğutucu akışkanlar için türbindeki ekserji yıkımının değişimi Şekil 4.5(a)'da türbin ekserji veriminin değişimi ise Şekil 4.5(b)'de verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla, türbin giriş sıcaklığı ve basıncı yükselmektedir. Bu durumda türbin giriş ve çıkış noktaları arasındaki ekserji farkı büyümekte ve türbindeki ekserji yıkımı artmaktadır.

Şekil 4.5(a) incelendiğinde, soğutucu akışkan olarak R123 kullanılması durumunda türbindeki ekserji yıkımının diğer akışkanlara göre daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Bununla birlikte buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla türbindeki ekserji yıkımının değişimi R123 için maksimum olmakta ve ekserji yıkımı %36,74 oranında artmaktadır. Ancak n-Hexane kullanılması durumunda türbindeki ekserji yıkımı diğer akışkanlara göre daha düşüktür ve buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle türbindeki ekserji yıkımının değişimi minimum olup ekserji yıkımı %34,51 oranında artmaktadır.

Buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle elde edilen türbin işindeki artış ekserji yıkımındaki artışa oranla daha fazla olmaktadır. Bu nedenle, buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla türbin ekserji verimi de artmaktadır (Şekil 4.5(b)). Çalışma kapsamında soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda türbin ekserji verimindeki artış maksimum olmakta ve türbin ekserji verimi %86,86'dan %87,66'ya yükselmektedir. Ancak R245fa kullanılması durumunda buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle türbin ekserji verimindeki artış minimum olmakta ve ekserji verimi %86,43'den %86,74'e yükselmektedir.

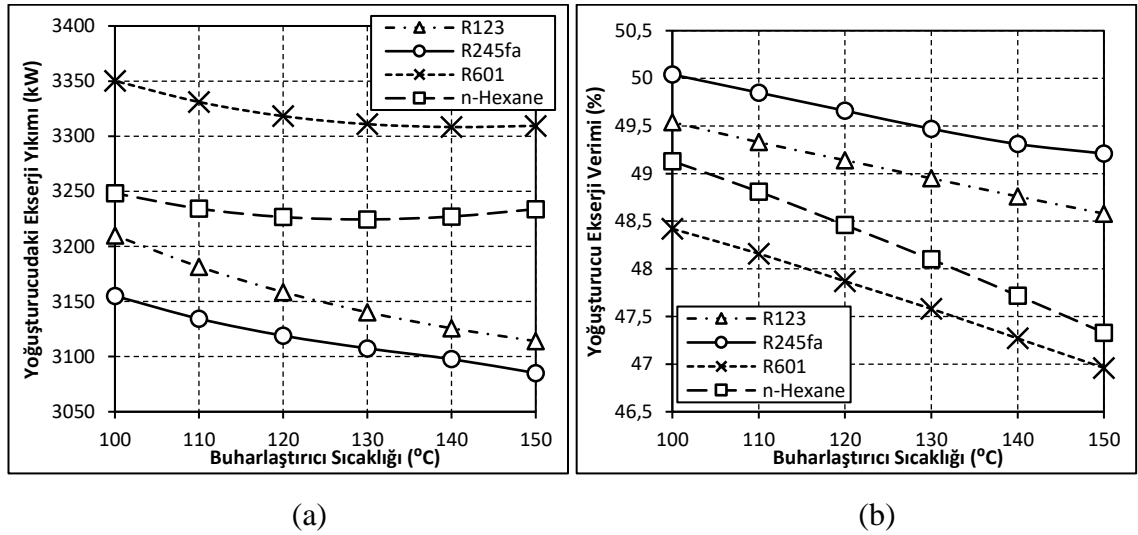


Şekil 4.5. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için (a) türbindeki ekserji yıkımının ve (b) türbin ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışa bağlı olarak yoğuşturucudaki ekserji yıkımının değişimi Şekil 4.6(a)'da yoğuşturucu ekserji veriminin değişimi ise Şekil 4.6(b)'de verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla hem soğutucu akışkanın hem de soğutma suyunun yoğuşturucu giriş ve çıkış noktaları arasındaki ekserji farkı azalmaktadır. Ancak soğutucu akışkan için yoğuşturucu giriş ve çıkış noktaları arasındaki ekserji farkının değişimi soğutma suyuna göre daha fazladır. Bu durumda, buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla yoğuşturucudaki ekserji yıkımı azalmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle, hem yoğuşturucu giriş ve çıkış noktaları arasındaki ekserji farkının hem de yoğuşturucudaki ekserji yıkımının azalması yoğuşturucu ekserji veriminin düşmesine neden olmaktadır. Bununla birlikte, kullanılan bazı akışkanların termofiziksel özelliklerine bağlı olarak farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarından itibaren soğutucu akışkan için giriş ve çıkış noktaları arasındaki ekserji

farkının değişimi soğutma suyuna göre daha düşük olmaktadır. Bu durumda ise, yoğuşturucudaki ekserji yıkımı artma eğilimi göstermekte ve yoğuşturucu ekserji verimindeki düşüş keskinleşmektedir (Şekil 4.6(b)).

Soğutucu akışkan olarak R601 kullanılması durumunda yoğuşturucudaki ekserji yıkımı diğer akışkanlara göre daha yüksek iken, yoğuşturucu ekserji verimi ise diğer akışkanlara göre daha düşüktür. Ancak R245fa tercih edilmesi durumunda ise buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak yoğuşturucudaki ekserji yıkımı daha düşük iken, yoğuşturucu ekserji verimi ise diğer akışkanlara göre daha yüksek olmaktadır. Sabit çalışma şartlarında, buharlaştırıcı sıcaklığı ve soğutucu akışkana bağlı olarak yoğuşturucudaki ekserji yıkımı maksimum %2,99 oranında azalırken, yoğuşturucu ekserji verimi ise %46,96 ile %50,04 arasında değişmektedir.

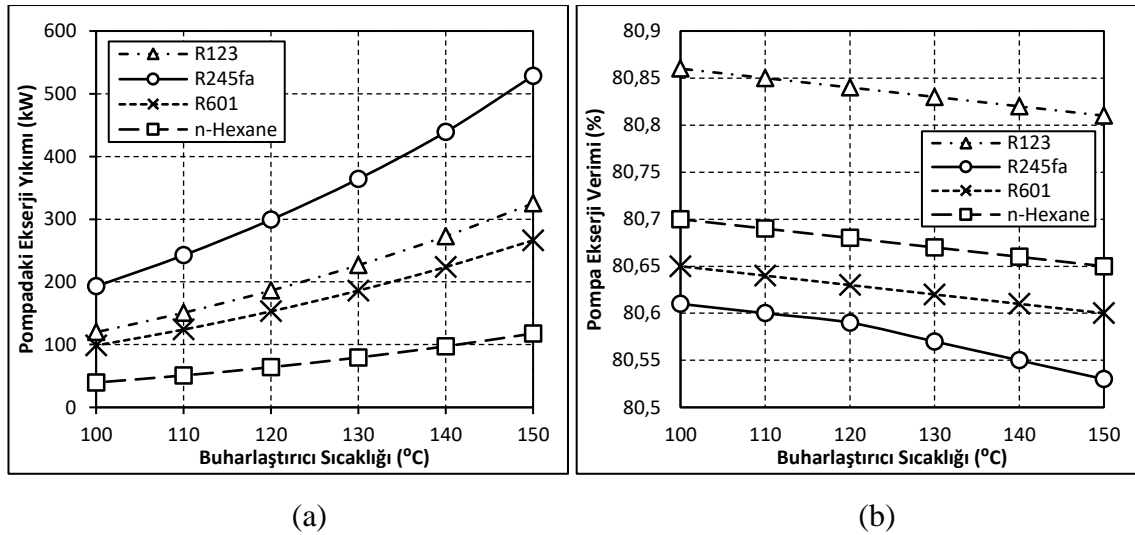


Şekil 4.6. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için (a) yoğuşturucudaki ekserji yıkımının ve (b) yoğuşturucu ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışa bağlı olarak pompadaki ekserji yıkımının değişimi Şekil 4.7(a)'da pompa ekserji veriminin değişimi ise Şekil 4.7(b)'de verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla pompa çıkış basıncı ve sıcaklığı yükselmektedir. Bu durumda hem gerekli pompa işi (Şekil 4.2 b) hem de pompa giriş ve çıkış noktaları arasındaki ekserji farkı artmaktadır. Ancak buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak pompa işindeki artış miktarı, giriş ve çıkış noktaları arasındaki

ekserji farkındaki artışa göre daha fazladır. Bu nedenle buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla pompadaki ekserji yıkımı artarken pompanın ekserji verimi azalmaktadır.

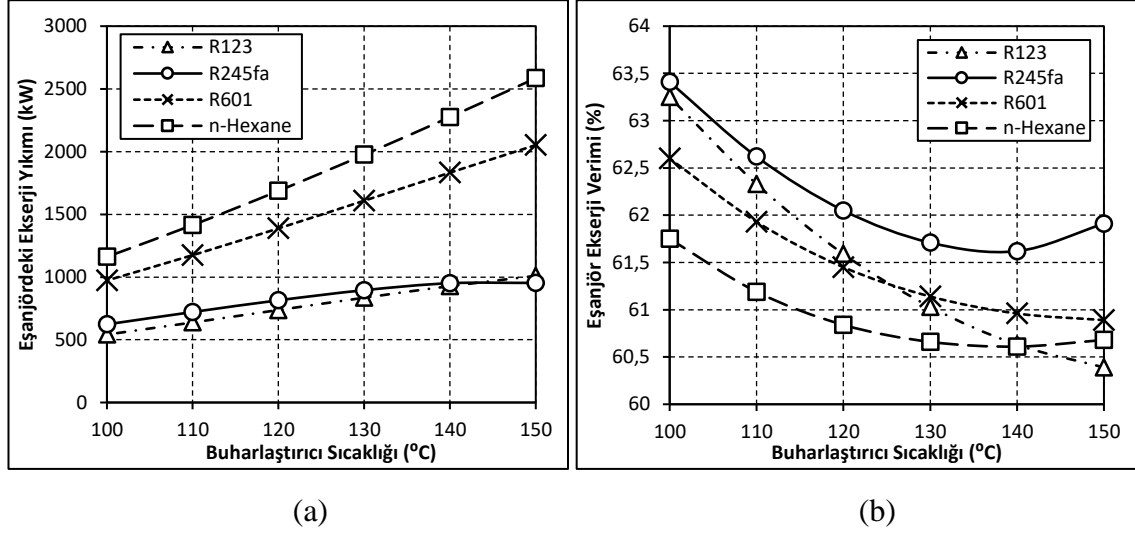
Soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılması durumunda pompadaki ekserji yıkımı diğer akışkanlara göre daha yüksek iken, pompa ekserji verimi ise diğer akışkanlara göre daha düşük olmakta ve buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle %80,61'den %80,53'e azalmaktadır. Bununla birlikte n-Hexane kullanılması durumunda pompadaki ekserji yıkımı diğer akışkanlara göre daha düşük olurken, R123 kullanılması durumunda ise pompadaki ekserji verimi maksimum olmaktadır.



Şekil 4.7. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için (a) pompadaki ekserji yıkımının ve (b) pompa ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

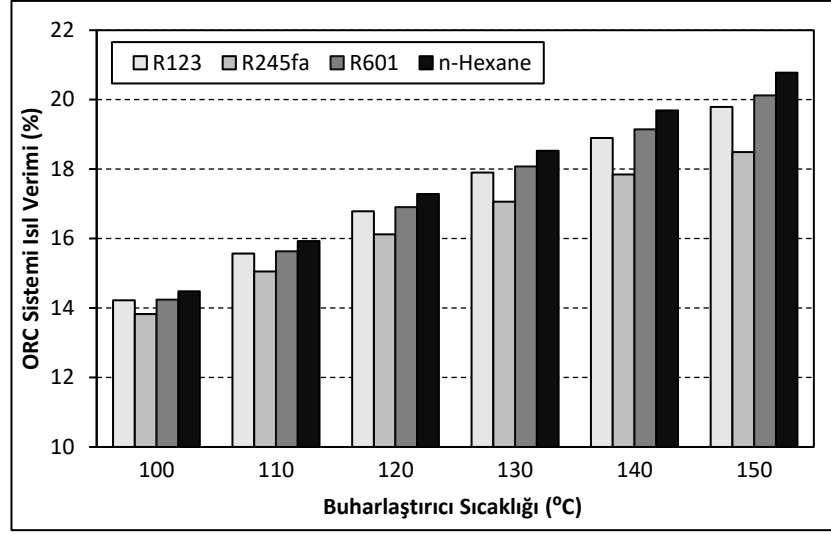
Farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışa bağlı olarak ısı eşanjöründeki ekserji yıkımının değişimi Şekil 4.8(a)'da eşanjör ekserji veriminin değişimi ise Şekil 4.8(b)'de verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla ısı eşanjöründeki ısınan ve soğuyan her iki tarafta da giriş ve çıkış noktaları arasındaki ekserji farkı büyümektedir. Bununla birlikte eşanjörün soğuyan tarafındaki ekserji değişiminin ısınan taraftaki ekserji değişimine göre daha fazla olması ısı eşanjöründeki ekserji yıkımının artmasına ve genel olarak eşanjör ekserji veriminin azalmasına neden olmaktadır.

Soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda ısı eşanjöründeki ekserji yıkımı diğer akışkanlara göre daha yüksek iken, eşanjör ekserji verimi ise genel olarak diğer akışkanlara göre daha düşüktür. Sabit çalışma şartlarında, buharlaştırıcı sıcaklığı ve soğutucu akışkana bağlı olarak ısı eşanjöründeki ekserji yıkımı maksimum %122,65 oranında artarken, eşanjör ekserji verimi ise %60,39 ile %63,41 arasında değişmektedir.



Şekil 4.8. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için (a) ısı eşanjöründeki ekserji yıkımının ve (b) ısı eşanjörü ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

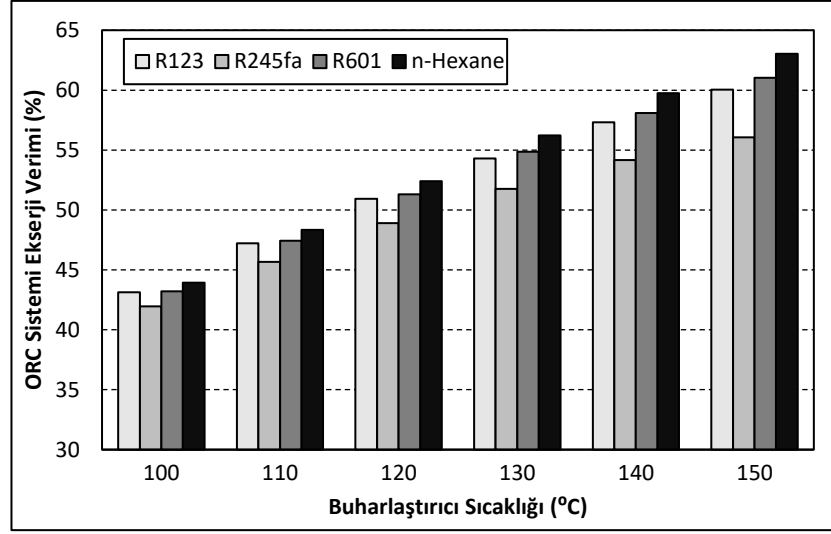
Farklı soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığının artışına bağlı olarak ORC sistemi ısı veriminin değişimi Şekil 4.9’da verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle ORC sisteminden elde edilen net iş miktarı artmakta ve bu durum sistemin ısı veriminin yükselmesini sağlamaktadır. Şekil 4.9’da görüldüğü gibi incelenen her dört soğutucu akışkan için buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle sistemin ısı verimi artmaktadır. Soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda sistemin ısı verimi diğer akışkanlara göre daha yüksektir. n-Hexane için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak sistemin ısı verimindeki artış maksimum olmakta ve sistemin ısı verimi %14,48’den %20,78’e yükselmektedir. Ancak R245fa tercih edilmesi durumunda sistemin ısı verimi diğer akışkanlara göre daha düşüktür ve buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle sistemin ısı verimindeki artış minimum olup, ısı verim %13,83’den %18,49’a artmaktadır.



Şekil 4.9. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için ORC sistemi ısıl veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığının artışına bağlı olarak ORC sistemi ekserji veriminin değişimi Şekil 4.10’da verilmiştir. Isıl verime benzer şekilde, buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesine bağlı olarak ORC sisteminden elde edilen net iş miktarındaki artış sistemin ekserji verimini yükseltmektedir. Çalışma kapsamında incelenen her dört soğutucu akışkan için buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla sistemin ekserji verimi de artmaktadır.

Soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda sistemin ekserji verimi diğer soğutucu akışkanlara göre daha yüksek olmaktadır. Ayrıca n-Hexane için buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak sistemin ekserji verimindeki artış maksimum olmakta ve sistemin ekserji verimi %43,93’den %63,04’e yükselmektedir. Bununla birlikte, soğutucu akışkan olarak R245fa tercih edilmesi halinde ise sistemin ekserji verimi diğer akışkanlara göre daha düşük olmaktadır. R245fa için buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle sistemin ekserji verimindeki artış minimum olmakta ve ekserji verimi %41,96’dan %56,05’e yükselmektedir.



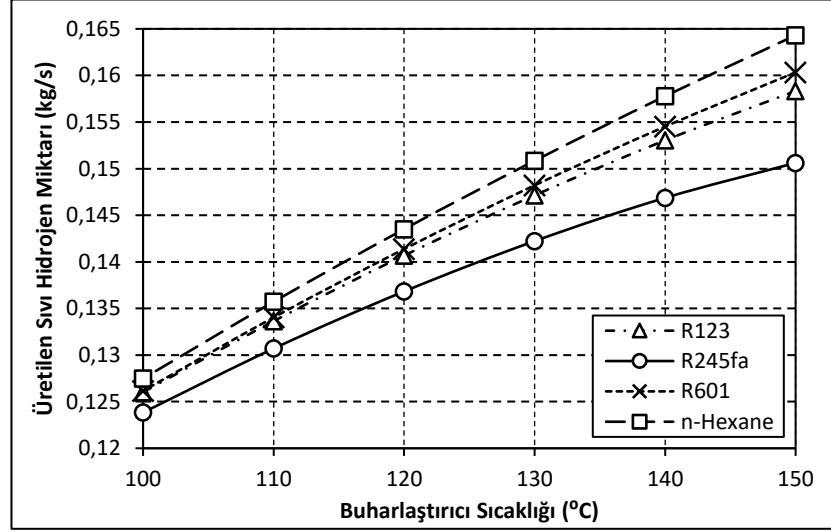
Şekil 4.10. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için ORC sistemi ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

4.2. Model 1 için Analiz Sonuçları

Bu çalışma kapsamında incelenen sıvılaştırma çevrimleri ve absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan eriyik çiftleri dikkate alınarak altı farklı model oluşturulmuştur. Model 1’de sıvılaştırma çevrimi olarak ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sistemi kullanılmış ve eriyik çifti olarak ise $\text{NH}_3\text{--H}_2\text{O}$ eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma çevrimi tercih edilmiştir. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında termodinamik analizler gerçekleştirilmiştir.

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak Model 1’de üretilen sıvı hidrojen miktarının değişimi Şekil 4.11’de verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla ORC sisteminden elde edilen kullanılabilir iş miktarı artmakta ve daha fazla miktarda hidrojen sıvılaştırılmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle incelenen her dört soğutucu akışkan için üretilen sıvı hidrojen miktarı artmaktadır. Soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda diğer akışkanlara göre daha fazla sıvı hidrojen üretilirken, R245fa tercih edilmesi halinde ise daha düşük miktarda hidrojen sıvılaştırılmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığının üretilen sıvı hidrojen miktarı üzerindeki etkisinin en fazla olduğu akışkan n-Hexane’dir ve n-Hexane için, üretilen sıvı hidrojen miktarı %28,89 artmaktadır. Bununla birlikte R245fa için,

buharlaştırıcı sıcaklığının üretilen sıvı hidrojen miktarı üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha az olmakta ve üretilen sıvı hidrojen miktarı %21,62 artmaktadır.

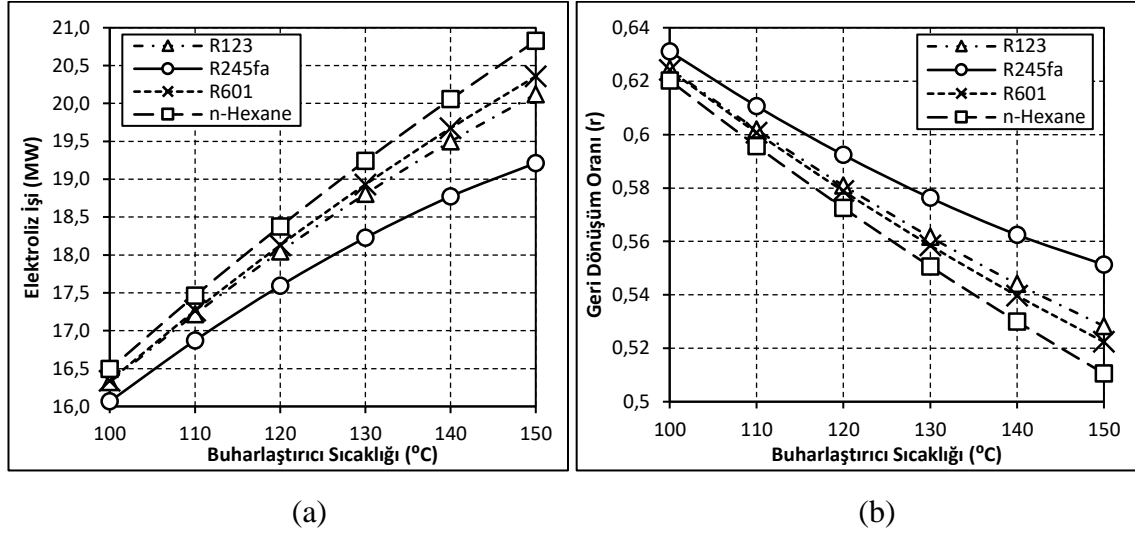


Şekil 4.11. Model 1 için ön soğutmalı Linde-Hampson sisteminde üretilen sıvı hidrojen miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığının artışına bağlı olarak elektroliz işinin değişimi Şekil 4.12(a)'da, elektroliz ünitesi geri dönüşüm oranının (r) değişimi ise Şekil 4.12(b)'de verilmiştir. Genel olarak, buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle, ORC sisteminden elde edilen türbin işi ve buna bağlı olarak elektroliz ünitesinde kullanılan elektroliz işi artmaktadır. Artan elektroliz işi elektroliz suyundan daha fazla miktarda hidrojen ve oksijen elde edilmesini sağlamakta ve bu durumda elektroliz edilemeyen su miktarı ve bağlı olarak geri dönüşüm oranı azalmaktadır.

Şekil 4.12(a) ve Şekil 4.12(b) incelendiğinde, her dört soğutucu akışkan için buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla elektroliz işinin artarken geri dönüşüm oranının azaldığı görülmektedir. Soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda, buharlaştırıcı sıcaklığının elektroliz işi ve geri dönüşüm oranı üzerindeki etkisi en fazla olmakta ve elektroliz işi %26,27 artarken, geri dönüşüm oranı ise %17,69 azalmaktadır. Bununla birlikte soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılması durumunda harcanan elektroliz işi diğer akışkanlara göre daha düşükken, geri dönüşüm oranı ise daha yüksek

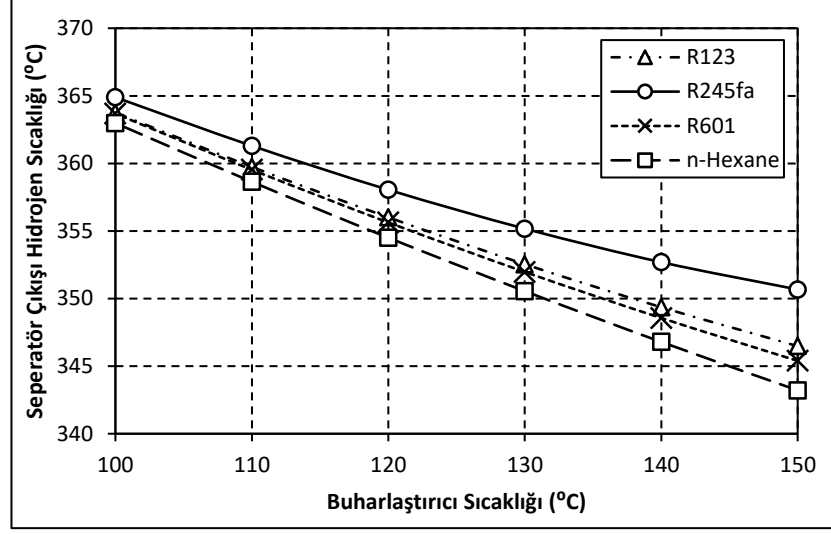
olmaktadır. R245fa tercih edilmesi durumunda buharlaştırıcı sıcaklığının elektroliz işi ve geri dönüşüm oranı üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha az olmakta ve elektroliz işi %19,59 artarken, geri dönüşüm oranı ise %12,64 azalmaktadır.



Şekil 4.12. Model 1 için (a) elektroliz işinin ve (b) geri dönüşüm oranının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, elektroliz sisteminde ayrıştırılan hidrojenin seperatörden çıkış sıcaklığının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.13'de verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla kullanılan elektroliz işi artmakta ve bu durumda elektroliz suyundan ayrılan hidrojen ve oksijen miktarı artarken ayrışmayan su miktarı azalmaktadır. Ancak ayrışmayan suyun miktarındaki düşüş elde edilen hidrojen miktarındaki artıştan daha fazladır. Bu durumda seperatöre giden hattaki toplam akışkan miktarı azalmakta, hidrojen ve ayrışmayan su daha fazla soğumaktadır.

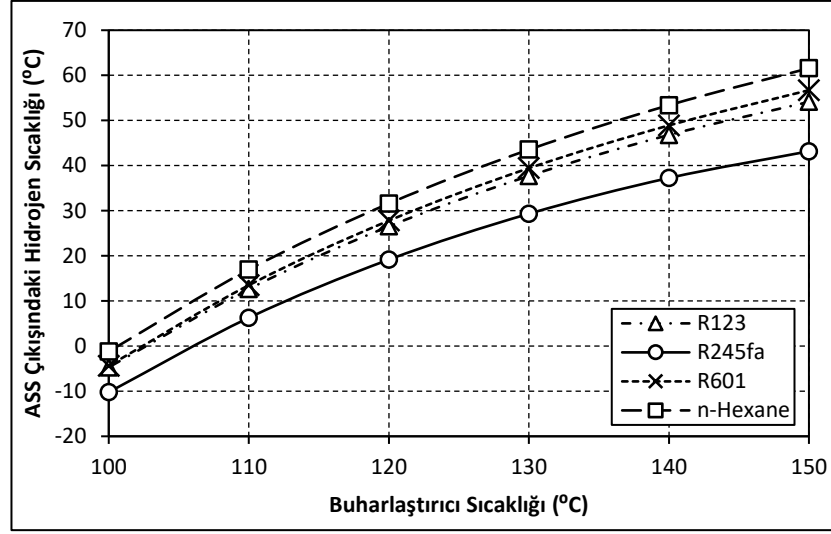
Çalışma kapsamında, soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılması durumunda diğer akışkanlara göre daha yüksek sıcaklıklarda hidrojen seperatörde ayrışırken, n-Hexane kullanılması durumunda ise seperatörden ayrılan hidrojen sıcaklığı diğer akışkanlara göre daha düşük olmaktadır. Sabit çalışma şartlarında ORC sisteminde kullanılan soğutucu akışkan, buharlaştırıcı sıcaklığı ve elde edilen hidrojen miktarı dikkate alınarak seperatörden ayrılan hidrojen sıcaklığı 343,21°C ile 364,89°C arasında değişmektedir.



Şekil 4.13. Model 1 için seperatör çıkışındaki hidrojen sıcaklığının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Elektroliz sisteminde ayrıştırılan hidrojen daha sonra absorpsiyonlu soğutma sistemi (ASS) yardımıyla soğutulmaktadır. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışa bağlı olarak ASS'de soğuyan hidrojenin çıkış sıcaklığının değişimi Şekil 4.14'de verilmiştir. ORC sistemindeki buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla elektroliz sisteminde elde edilen hidrojen miktarı artmakta ve buna bağlı olarak, sabit soğutma kapasitesine sahip absorpsiyonlu soğutma sisteminde hidrojenin soğutulabildiği sıcaklık yükselmektedir.

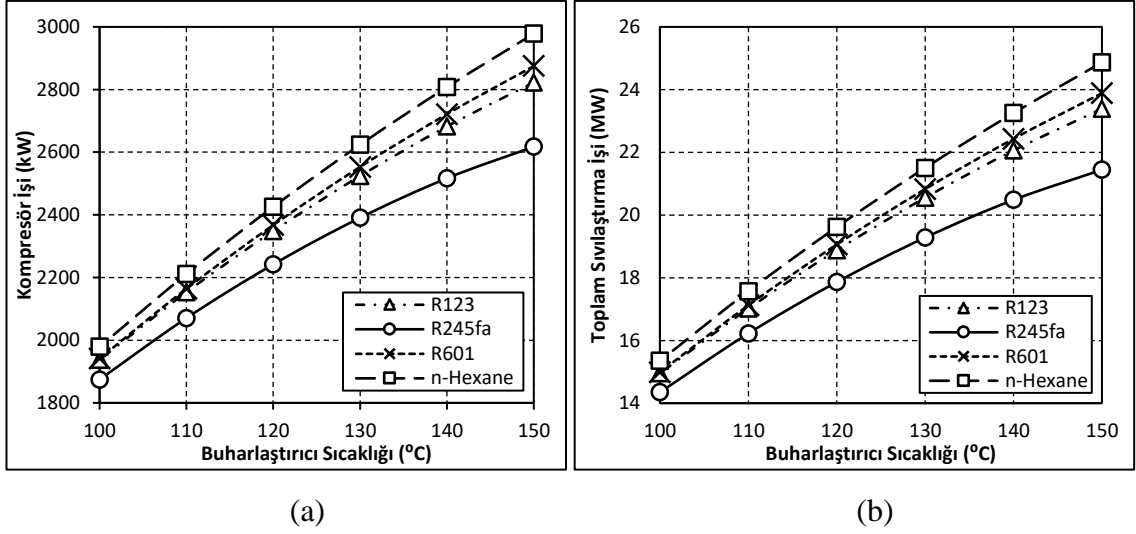
Elektroliz ünitesinden çıkan yüksek sıcaklıklı hidrojen kullanılan soğutucu akışkan ve buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak ASS yardımıyla ortalama 325°C soğutulmaktadır. Soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılması durumunda hidrojen diğer akışkanlara göre daha düşük sıcaklıklara soğutulurken, n-Hexane tercih edilmesi halinde ise daha yüksek sıcaklıklara soğutulmaktadır. Sabit çalışma şartlarında buharlaştırıcı sıcaklığı, hidrojen miktarı ve soğutucu akışkana bağlı olarak hidrojen ASS'de minimum -10,22°C'ye kadar soğutulmaktadır.



Şekil 4.14. Model 1 için absorpsiyonlu soğutma sisteminde soğutulan hidrojenin çıkış sıcaklığının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sistemindeki kompresör işinin değişimi Şekil 4.15(a)'da, toplam sıvılaştırma işinin değişimi ise Şekil 4.15(b)'de verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla sırasıyla türbin ve elektroliz işi artmakta bu durumda ayrıştırılan hidrojen miktarı yükselmektedir. Artan hidrojen miktarı nedeniyle hidrojenin sıvılaştırma sisteminde yüksek basınçlara sıkıştırılması için gereken kompresör işi de artmaktadır. Benzer olarak hidrojen miktarının artması sıvılaştırma sistemindeki gerekli olan ön soğutma işini yükselmekte ve toplam sıvılaştırma işi artmaktadır.

Çalışma kapsamında n-Hexane kullanılması durumunda gerekli olan kompresör ve toplam sıvılaştırma işi diğer akışkanlara göre daha yüksek olmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığının kompresör ve toplam sıvılaştırma işi üzerindeki etkisinin en fazla olduğu akışkan n-Hexane'dir ve n-Hexane için, buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle kompresör işi %50,48, toplam sıvılaştırma işi ise %62,01 artmaktadır. Bununla birlikte R245fa kullanılması durumunda ise gerekli olan kompresör ve toplam sıvılaştırma işi diğer akışkanlara göre daha düşüktür. R245fa için buharlaştırıcı sıcaklığının kompresör ve toplam sıvılaştırma işi üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha az olmakta ve buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle kompresör işi %39,64, toplam sıvılaştırma işi ise %49,44 artmaktadır.



Şekil 4.15. Model 1 için ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminde (a) kompresör işinin ve (b) toplam sıvılaştırma işinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanlar için, Model 1'i oluşturan alt sistemlerin ve sıvı hidrojen üretim sisteminin enerji ve ekserji verimlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi Çizelge 4.6'da verilmiştir. Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da incelendiği gibi, buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla türbin işi artmakta ve bu durumda ORC sisteminin enerji ve ekserji verimleri yükselmektedir. ORC sisteminde soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda daha yüksek ısıl ve ekserji verimleri elde edilirken, R245fa tercih edilmesi halinde ORC sisteminin ısıl ve ekserji verimi daha düşük olmaktadır. Bu çalışma kapsamında incelenen modellerden bağımsız olarak, sabit çalışma şartlarında buharlaştırıcı sıcaklığı ve soğutucu akışkan dikkate alınarak ORC sisteminin ısıl verimi maksimum %43,51 iyileşirken, ekserji verimi ise maksimum %43,49 artmaktadır.

ORC sisteminde kullanılan buharlaştırıcı sıcaklığının artması, türbin işindeki artışa bağlı olarak elektroliz işini arttırmaktadır. Bu durumda ise elektroliz sisteminde ayrılan hidrojen miktarı yükselmekte ve elektroliz sisteminin enerji ve ekserji verimleri artmaktadır. Soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda elektroliz sisteminin termodinamik performansı diğer akışkanlara göre yüksekken, R245fa kullanılması durumunda sistemin termodinamik performansı daha düşük olmaktadır. n-Hexane için, buharlaştırıcı sıcaklığının elektroliz sisteminin termodinamik performansı üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha fazladır ve buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle Model 1 için elektroliz sisteminin enerji verimi maksimum %9,80 iyileşirken,

ekserji verimi ise maksimum %6,47 artmaktadır. Bununla birlikte, soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılması durumunda buharlaştırıcı sıcaklığının elektroliz sisteminin performansı üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha düşüktür ve buna bağlı olarak sistemin enerji verimi maksimum %7,78 iyileşirken, ekserji verimi ise maksimum %5,20 artmaktadır.

Bu çalışma kapsamında Model 1, Model 2 ve Model 3 için, sabit soğutma kapasitesine sahip NH₃-H₂O eriyikli absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanılmıştır. Bu nedenle absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik performansı çalışma kapsamında incelenen modellerden, ORC sisteminde kullanılan buharlaştırıcı sıcaklığından ve soğutucu akışkan seçiminden bağımsızdır. Oluşturulan sıvı hidrojen üretim sisteminin soğutma ihtiyacını karşılayan NH₃-H₂O eriyikli absorpsiyonlu soğutma sisteminin STK değeri %40,50 iken, eSTK değeri ise %25,05 olarak elde edilmiştir.

Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla, elektroliz sisteminde ayrıştırılan hidrojen miktarı artmaktadır. Bu durumda Model 1 için, ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminde hidrojenin sıvılaştırılması için gereken toplam sıvılaştırma işi yükselmektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışa bağlı olarak, toplam sıvılaştırma işinin etkisiyle sıvılaştırma sisteminin termodinamik performansı düşmekte, enerji ve ekserji verimleri azalmaktadır. Soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda sıvılaştırma sisteminin termodinamik performansı diğer akışkanlara göre daha düşükken, R245fa kullanılması durumunda sistemin performansı daha yüksek olmaktadır. Sabit çalışma şartlarında, buharlaştırıcı sıcaklığı ve soğutucu akışkan etkisiyle ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminin enerji verimi maksimum %6,71 iyileşirken, ekserji verimi ise maksimum %1,40 artmaktadır.

Buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışa bağlı olarak sıvı hidrojen üretim sisteminden elde edilen sıvı hidrojen miktarı artmaktadır. Sabit ısı kapasitesine sahip jeotermal akışkandan yararlanılarak elde edilen sıvı hidrojen miktarının artması tüm sistemin termodinamik performansını iyileştirmekte ve sistemin enerji ve ekserji verimlerini yükseltmektedir. Model 1 için, soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda sıvı hidrojen

üretim sistemin termodinamik performansı diğer akışkanlara göre yüksekken, R245fa kullanılması durumunda sistemin termodinamik performansı daha düşük olmaktadır.

n-Hexane için, buharlaştırıcı sıcaklığının sıvı hidrojen üretim sisteminin termodinamik performansı üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha fazladır ve buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle sıvı hidrojen üretim sisteminin termodinamik performansındaki iyileşme maksimum olmakta, enerji verimi %8,17'den %10,53'e artarken, ekserji verimi ise %24,78'den %31,94'e yükselmektedir. Bununla birlikte, soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılması durumunda ise buharlaştırıcı sıcaklığının sıvı hidrojen üretim sistemi üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha düşüktür ve buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışa bağlı olarak tüm sistemin termodinamik performansındaki iyileşme minimum olmakta, sistemin enerji verimi %7,93'den %9,65'e artarken, sistemin ekserji verimi ise %24,07'den %29,28'e yükselmektedir.

150°C buharlaştırıcı sıcaklığı için, soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda Model 1'i oluşturan tüm noktaların termodinamik özellikleri Çizelge 4.7'de, Model 1'i oluşturan tüm komponentlerin enerji ve ekserji performansları ise Çizelge 4.8'de verilmiştir.

Çizelge 4.6. Farklı soğutucu akışkanlar için, Model 1'i oluşturan alt sistemlerin ve tüm sistemin enerji ve ekserji verimleri

Akışkan	Buharlaştırıcı Sıcaklığı (°C)	ORC Sistemi		Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi		Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi		Ön Soğutmalı Linde-Hampson Sıvılaştırma Sistemi		Sıvı Hidrojen Üretim Sistemi	
		η_{ORC}	$\eta_{ex,ORC}$	$\eta_{elektroliz}$	$\eta_{ex,elektroliz}$	STK	$eSTK$	$\eta_{Linde-Hampson}$	$\eta_{ex,Linde-Hampson}$	η_{sistem}	$\eta_{ex,sistem}$
R245fa	100	13,83	41,96	71,19	75,00	40,50	25,05	8,28	13,80	7,93	24,07
R245fa	120	16,12	48,91	74,05	77,04	40,50	25,05	7,99	13,73	8,77	26,60
R245fa	130	17,06	51,75	75,14	77,80	40,50	25,05	7,90	13,70	9,11	27,65
R245fa	150	18,49	56,09	76,73	78,90	40,50	25,05	7,80	13,66	9,65	29,28
R123	100	14,22	43,14	71,69	75,37	40,50	25,05	8,22	13,78	8,07	24,50
R123	120	16,79	50,94	74,83	77,59	40,50	25,05	7,93	13,71	9,01	27,35
R123	130	17,90	54,30	76,08	78,46	40,50	25,05	7,84	13,67	9,43	28,60
R123	150	19,79	60,03	78,10	79,83	40,50	25,05	7,72	13,62	10,14	30,78
R601	100	14,24	43,22	71,73	75,39	40,50	25,05	8,21	13,77	8,08	24,52
R601	120	16,91	51,31	74,97	77,69	40,50	25,05	7,91	13,70	9,06	27,48
R601	130	18,08	54,85	76,28	78,60	40,50	25,05	7,82	13,66	9,50	28,81
R601	150	20,12	61,04	78,44	80,06	40,50	25,05	7,70	13,61	10,27	31,17
n-Hexane	100	14,48	43,93	72,03	75,61	40,50	25,05	8,18	13,77	8,17	24,78
n-Hexane	120	17,28	52,41	75,39	77,98	40,50	25,05	7,88	13,69	9,19	27,90
n-Hexane	130	18,53	56,21	76,77	78,93	40,50	25,05	7,79	13,65	9,66	29,32
n-Hexane	150	20,78	63,04	79,09	80,50	40,50	25,05	7,67	13,59	10,53	31,94

Çizelge 4.7. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 1'in termofiziksel özellikleri

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
ORC Sistemi							
1	160,00	735,693	447,941	599,41	1,5450	146,59	65662,86
2	98,82	24,998	447,941	496,04	1,5947	28,66	12839,40
2a	48,07	24,998	447,941	400,65	1,3193	13,98	6264,02
3	30,00	24,998	447,941	11,71	0,0393	0,28	124,49
4	30,34	735,693	447,941	13,07	0,0402	1,37	615,45
4a	70,75	735,693	447,941	108,46	0,3352	10,28	4605,33
ss ₁	20,00	101,325	4164,972	83,93	0,2962	0,00	0,00
ss ₂	30,00	101,325	4164,972	125,76	0,4365	0,70	2905,70
Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi							
1	200,00	1200	2,200	2815,36	6,5890	886,69	3103,10
2	730,10	1200	2,200	3991,59	8,2586	1573,49	4614,06
3	882,61	1200	2,200	4351,45	8,5923	1835,51	5190,51
4	981,09	1200	2,200	4591,87	8,7919	2017,42	5590,71
5	200,00	1200	0,800	2815,36	6,5890	886,69	1128,40
6	266,61	1200	0,800	2971,65	6,8985	952,26	1180,86
7	456,82	1200	0,800	3382,81	7,5514	1172,00	1356,65
8	791,56	1200	0,800	4134,77	8,3971	1676,07	1759,90
9	931,48	1200	3,000	4469,98	8,6927	1924,60	7345,22
10 _{H₂}	1000,00	15000	0,16431	18491,38	54,0887	14350,69	21600,33
10 _{H₂O}	1000,00	15000	1,53162	4597,68	7,6350	2362,38	4420,56
11 _{H₂}	917,87	15000	0,16431	17223,42	53,0593	13384,51	21441,57
11 _{H₂O}	917,87	15000	1,53162	4387,63	7,4644	2202,32	4175,40
11a _{H₂}	921,90	8000	0,16431	17223,42	55,6978	12611,03	21314,48
11a _{H₂O}	907,79	8000	1,53162	4387,63	7,7513	2118,23	4046,60
12 _{H₂}	913,42	8000	0,16431	17093,20	55,5884	12512,87	21298,35
12 _{H₂O}	913,42	8000	1,53162	4401,60	7,7631	2128,74	4062,70
13 _{H₂}	786,54	8000	0,16431	15162,28	53,8676	11086,40	21063,97
13 _{H₂O}	786,54	8000	1,53162	4090,22	7,4856	1898,70	3710,37
13a _{H₂}	789,47	3000	0,16431	15162,28	57,9504	9889,54	20867,31
13a _{H₂O}	776,31	3000	1,53162	4090,22	7,9337	1767,36	3509,20
14 _{H₂}	781,66	3000	0,16431	15044,45	57,8391	9804,34	20853,31
14 _{H₂O}	781,66	3000	1,53162	4102,86	7,9457	1776,47	3523,17

Çizelge 4.7. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 1'in termofiziksel özellikleri (devam)

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
15 _{H₂}	343,21	3000	0,16431	8564,11	49,9102	5648,33	20170,42
15 _{H₂O}	343,21	3000	1,53162	3098,66	6,7160	1132,77	2537,25
16	1000,00	15000	1,30403	1014,78	0,1632	967,02	1422,81
17	571,74	15000	1,30403	543,70	-0,2882	628,28	981,08
18	572,98	8000	1,30403	543,70	-0,1198	578,91	916,70
19	326,52	8000	1,30403	285,56	-0,4803	426,47	717,91
20	325,02	3000	1,30403	285,56	-0,2221	350,76	619,18
21	227,58	3000	1,30403	189,46	-0,3993	305,62	560,32
22	20,00	101,325	1,46838	83,93	0,2962	0,00	73,35
23	20,10	1200	1,46838	85,40	0,2974	1,10	74,97
24	188,00	1200	3,000	1623,79	4,0059	452,35	2217,69
25	200,00	1200	3,000	2815,36	6,5890	886,69	4231,50
26	343,21	3000	1,53162	3098,66	6,7160	1132,77	2537,25
27	324,65	1200	1,53162	3098,66	7,1220	1013,73	2354,94
H ₁	343,21	3000	0,16431	8564,11	49,9102	5648,33	20170,42
H ₂	344,81	101,325	0,16431	8564,11	63,9220	1540,74	19495,77
H ₃	61,57	101,325	0,16431	4456,75	55,0347	38,73	19248,98
Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (NH₃-H₂O Eriyiği için)							
1	100,00	1238,322	0,577	1675,78	5,8017	363,78	11771,18
2	50,42	1238,322	0,577	1543,65	5,4212	343,19	11759,30
3	32,00	1238,322	0,577	351,34	1,5192	294,75	11550,78
4	15,81	1238,322	0,577	274,18	1,2594	293,75	11550,20
5	-15,00	236,206	0,577	274,18	1,2959	283,04	11547,41
6	-15,00	236,206	0,577	1443,87	5,8269	124,47	11633,11
7	17,43	236,206	0,577	1521,03	6,1088	118,99	11629,95
8	32,00	236,206	7,020	-89,53	0,3379	103,98	60521,04
9	34,05	236,206	7,020	-78,67	0,3723	104,75	60526,40
10	34,24	1238,322	7,020	-77,20	0,3743	105,64	60532,66
11	76,43	1238,322	7,020	110,43	0,9461	125,65	60673,13
12	100,00	1238,322	6,443	227,27	1,2529	152,55	49212,68
13	53,97	1238,322	6,443	22,83	0,6682	119,51	48999,81
14	53,97	236,206	6,443	22,83	0,6682	119,51	48999,81
ss ₃	20,00	101,325	6,326	83,93	0,2962	0,00	316,02
ss ₄	46,00	101,325	6,326	192,68	0,6516	4,56	344,83

Çizelge 4.7. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 1'in termofiziksel özellikleri (devam)

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
ss ₅	20,00	101,325	39,521	83,93	0,2962	0,00	1974,36
ss ₆	30,00	101,325	39,521	125,76	0,4365	0,70	2001,93
Ön Soğutmalı Linde-Hampson Sıvılaştırma Sistemi							
1	-60,86	101,325	0,70014	2724,46	48,6040	191,59	82129,09
2	-60,32	12000	0,70014	2755,10	28,7112	6053,82	86233,48
3	-125,67	12000	0,70014	1839,99	23,5811	6642,60	86645,72
4	-195,79	12000	0,70014	871,58	14,6379	8295,89	87803,25
5	-202,72	12000	0,70014	768,30	13,2390	8602,69	88018,06
6	-209,79	12000	0,70014	660,17	11,6208	8968,96	88274,50
7	-231,38	12000	0,70014	343,38	5,5425	10434,01	89300,25
8	-252,78	101,325	0,70014	343,38	16,8581	7116,83	86977,75
9	-214,19	101,325	0,53583	862,60	33,5333	2747,73	64224,66
10	-201,37	101,325	0,53583	997,54	35,6037	2275,73	63971,74
11	-100,45	101,325	0,53583	2193,26	45,8369	471,58	63005,02
f	-252,78	101,325	0,16431	0,001913	0,00009282	11715,39	21167,57
g	-252,78	101,325	0,53583	448,68	22,0276	5706,71	65810,18
N _{1,siv1}	-195,79	101,325	2,995	-122,02	2,8342	741,87	2297,97
N _{1,gaz}	-170,79	101,325	2,995	104,41	5,7146	123,73	447,47
N _{2,siv1}	-209,79	13	0,3134	-150,33	2,4321	831,24	268,60
N _{2,gaz}	-184,79	13	0,3134	91,22	6,1797	-25,81	-0,04
Jeotermal Akışkan							
jeo ₁	240,00	600	180,000	2935,46	7,1399	845,30	152154,79**
jeo ₂	158,86	600	180,000	1713,70	4,3458	442,62	131313,41***
jeo ₃	158,86	600	180,000	1704,50	4,3245	439,67	130404,98
jeo ₄	240,00	1300	1,703	2907,16	6,7406	934,04	2482,17
jeo ₅	190,00	1300	1,703	807,62	2,2358	155,10	349,14

*ORC sisteminde toplam ekserji akımı hesaplanırken kimyasal ekserji ihmal edilmiş, yüksek sıcaklıklı elektroliz, absorpsiyonlu soğutma ve sıvılaştırma sistemlerinde ise kimyasal ekserji dikkate alınmıştır.

**jeo₁ noktası için toplam ekserji akımı hesaplanırken kimyasal ekserji ihmal edilmiştir.

***jeo₂ noktası için verilen ekserji akımı toplam ekserji akımıdır. Ancak ORC sistemindeki ekserji hesaplamalarında kimyasal ekserji ihmal edilmiştir. jeo₂ noktasının fiziksel ekserjisi 79672,22 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.8. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 1'i oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları

Komponent	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	\dot{I} (kW)	\dot{I} (%)	$\eta_{ex,k}$
ORC Sistemi					
Buharlaştırıcı	219917,31	---	11425,05	34,811	84,24
Türbin	---	46302,56	6520,89	19,869	87,66
Yoğuşturucu	174223,46	---	3233,83	9,853	47,33
Pompa	---	608,72	117,76	0,359	80,65
Isı Eşanjörü	42728,85	---	2585,50	7,878	60,68
Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi					
Elektroliz Ünitesi	---	20825,40	726,93	2,215	96,51
Isı Eşanjörü (1)	2587,70	---	157,84	0,481	90,54
Isı Eşanjörü (2)	125,03	---	6,41	0,020	89,11
Isı Eşanjörü (3)	791,69	---	10,26	0,031	98,25
Isı Eşanjörü (4)	328,93	---	23,01	0,070	88,43
Isı Eşanjörü (5)	528,92	---	3,71	0,011	99,08
Isı Eşanjörü (6)	601,57	---	38,47	0,117	91,29
Giriş Eşanjörü	3574,72	---	119,23	0,363	94,41
Pompa	---	2,16	0,54	0,002	74,99
Seperatör	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (1)	---	---	212,21	0,647	91,27
Karışım Odası (2)	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (3)	---	---	5,40	0,016	99,93
Karışım Odası (4)	---	---	0,03	0,001	99,99
Karışım Odası (5)	---	---	0,04	0,001	99,99
Kısılma Vanası (1)	---	---	98,73	0,301	86,25
Kısılma Vanası (2)	---	---	64,38	0,196	93,44
Kısılma Vanası (3)	---	---	255,89	0,780	99,00
Kısılma Vanası (4)	---	---	397,83	1,212	98,39
Kısılma Vanası (5)	---	---	182,31	0,555	92,81
Kısılma Vanası (6)	---	---	674,91	2,056	96,65
Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (NH₃-H₂O Eriyiği için)					
Kaynatıcı	1655,91	---	597,70	1,821	34,21
Yoğuşturucu	687,92	---	179,71	0,548	13,82
Buharlaştırıcı	674,87	---	161,09	0,491	34,73
Absorber	1653,17	---	81,15	0,247	25,36

Çizelge 4.8. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 1'i oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları (devam)

Komponent	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	\dot{I} (kW)	\dot{I} (%)	$\eta_{ex,k}$
Eriyik Eşanjörü	1317,22	---	72,41	0,221	65,99
Eriyik-Soğutucu Akışkan Eşanjörü	76,24	---	6,51	0,020	45,19
Soğutucu Akışkan Eşanjörü	44,52	---	3,74	0,011	18,31
Eriyik Pompası	---	10,32	4,05	0,012	60,70
Kısılma Vanası (1)	---	---	2,79	0,009	99,98
Kısılma Vanası (2)	---	---	0,000	0,000	100
Ön Soğutmalı Linde-Hampson Sıvılaştırma Sistemi					
Kompresör	2956,20	2978,26	544,77	1,660	86,73
Isı Eşanjörü (1)	640,70	---	554,49	1,689	42,64
Isı Eşanjörü (2)	678,03	---	692,97	2,111	62,55
Isı Eşanjörü (3)	72,31	---	38,11	0,116	84,93
Isı Eşanjörü (4)	75,71	---	12,20	0,037	95,46
Isı Eşanjörü (5)	221,80	---	559,77	1,706	64,69
Kısılma Vanası	---	---	2322,50	7,076	97,39
Karışım Odası	---	---	124,91	0,381	99,85
Seperatör	---	---	0,000	0,000	100

Bu çalışma kapsamında hidrojen sıvılaştırma sistemlerinde gerçekleşen ön soğutma işlemi için farklı basınç şartlarında çalışan Linde-Hampson azot sıvılaştırma sistemleri kullanılmıştır. Ön soğutmalı Linde-Hampson sisteminde 101,325 kPa ve 13 kPa basınçta iki defa gerçekleşen ön soğutma işlemi diğer sıvılaştırma sistemlerinde ise 101,325 kPa çevre basıncında bir defa gerçekleşmektedir. Çizelge 4.9'da 101,325 kPa basınç altında çalışan Linde-Hampson azot sıvılaştırma sistemini oluşturan noktaların termodinamik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 4.9. 101,325 kPa basınç altında çalışan Linde-Hampson azot sıvılaştırma sisteminin termodinamik özellikleri

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E} (kW)
1	26,85	101,325	13,4	311,19	6,8418	0,08	345,51
2	26,85	20265	13,4	278,87	5,1581	461,32	6526,15
3	-108,64	20265	13,4	62,29	4,1750	532,90	7485,76
4	-195,79	101,325	13,4	62,29	5,2169	227,52	3393,12
5	26,85	101,325	12,4	311,19	6,8418	0,08	318,71
f	-195,79	101,325	1,0	-122,02	2,8342	741,87	767,39
g	-195,79	101,325	12,4	77,16	5,4090	186,05	2625,73

Çizelge 4.9'daki termodinamik verilerden yararlanılarak birim azot debisini sıvılaştırmak için gerekli olan sıvılaştırma işi Eşitlik (3.194) yardımıyla 6335 kW olarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde 13 kPa basınç altında çalışan Linde-Hampson azot sıvılaştırma sistemini oluşturan noktaların termodinamik özellikleri ise Çizelge 4.10'da sunulmuştur.

Çizelge 4.10. 13 kPa basınç altında çalışan Linde-Hampson azot sıvılaştırma sisteminin termodinamik özellikleri

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E} (kW)
1	26,85	13	14,2	311,39	7,4518	-178,56	-2169,99
2	26,85	20265	14,2	278,87	5,1581	461,32	6913,81
3	-114,91	20265	14,2	49,81	4,0976	543,14	8075,22
4	-209,79	13	14,2	49,81	5,5910	105,36	1860,53
5	26,85	13	13,2	311,39	7,4518	-178,56	-2017,13
f	-209,79	13	1,0	-150,33	2,4321	831,24	856,94
g	-209,79	13	13,2	64,97	5,8304	50,35	1003,58

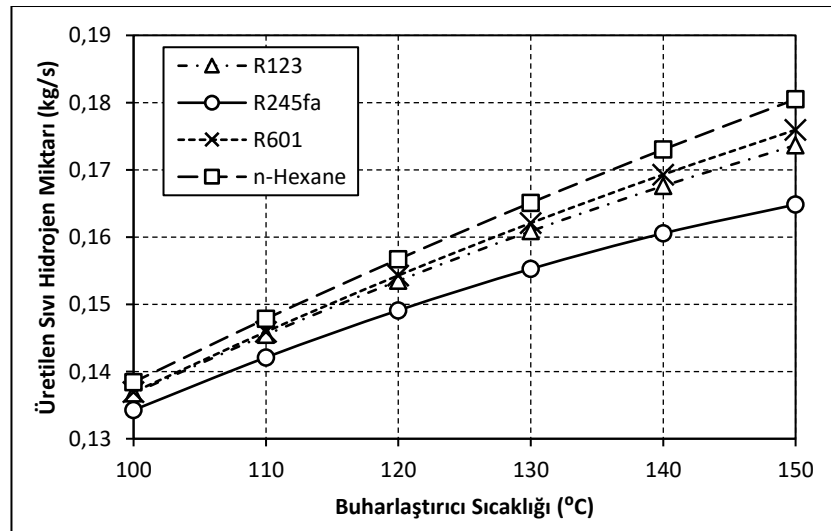
Çizelge 4.10'daki termodinamik verilerden yararlanılarak birim azot debisini sıvılaştırmak için gerekli olan sıvılaştırma işi 9307 kW olarak elde edilmiştir. Hidrojen sıvılaştırma sistemlerindeki ön soğutma işi hesaplanırken bu değerlerden yararlanılmıştır.

4.3. Model 2 için Analiz Sonuçları

Model 2’de sıvılaştırma çevrimi olarak ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sistemi kullanılmış ve eriyik çifti olarak ise $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma çevrimi tercih edilmiştir.

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak Model 2’de üretilen sıvı hidrojen miktarının değişimi Şekil 4.16’da verilmiştir. Soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda diğer akışkanlara göre sistemden daha fazla sıvı hidrojen üretilmektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığının üretilen sıvı hidrojen miktarı üzerindeki etkisinin en fazla olduğu akışkan n-Hexane’dir ve n-Hexane için, üretilen sıvı hidrojen miktarı buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak %30,38 artmaktadır.

Çalışma kapsamında R245fa tercih edilmesi durumunda sistemden üretilen sıvı hidrojen miktarı diğer akışkanlara göre daha azdır. Ayrıca R245fa için buharlaştırıcı sıcaklığının üretilen sıvı hidrojen miktarı üzerindeki etkisi daha düşük olmakta ve üretilen sıvı hidrojen miktarı buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle %22,76 artmaktadır.

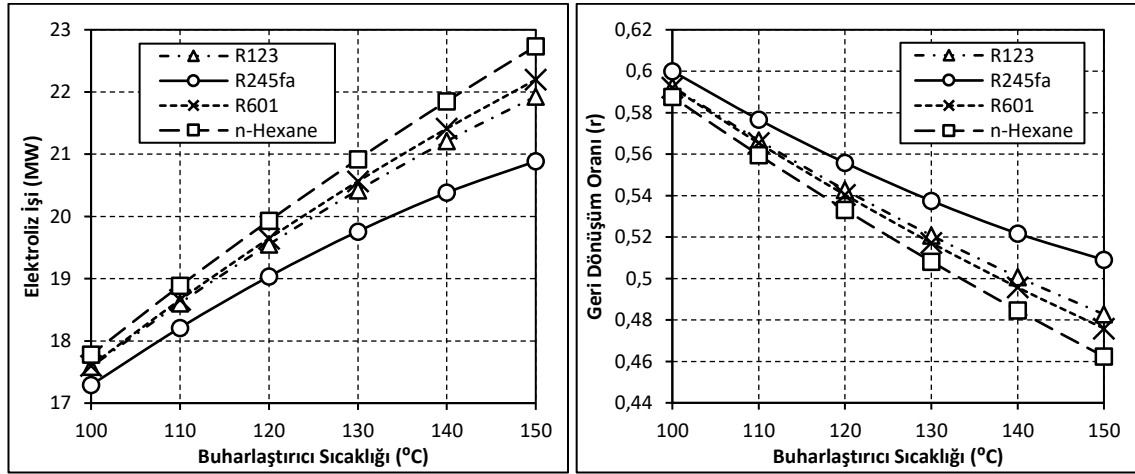


Şekil 4.16. Model 2 için ön soğutmalı Claude sisteminde üretilen sıvı hidrojen miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığının artmasına bağlı olarak elektroliz işinin değişimi Şekil 4.17(a)'da, elektroliz ünitesi geri dönüşüm oranının (r) değişimi ise Şekil 4.17(b)'de verilmiştir. Model 1'e benzer şekilde Model 2'de de buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesiyle gerekli elektroliz işi artarken, elektroliz modülü geri dönüşüm oranı azalmaktadır.

Soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda gerekli elektroliz işi diğer akışkanlara göre daha yüksekken, geri dönüşüm oranı diğer akışkanlara oranla daha düşük olmaktadır. Ayrıca buharlaştırıcı sıcaklığının elektroliz işi ve geri dönüşüm oranı üzerindeki etkisinin en fazla olduğu akışkan n-Hexane'dır ve n-Hexane için elektroliz işi %27,87 artarken, geri dönüşüm oranı ise %21,32 azalmaktadır.

Model 2 için soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılması durumunda harcanan elektroliz işi diğer akışkanlara göre daha düşükken, geri dönüşüm oranı ise daha yüksek olmaktadır. R245fa tercih edilmesi durumunda buharlaştırıcı sıcaklığının elektroliz işi ve geri dönüşüm oranı üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha az olmakta ve elektroliz işi %20,79 artarken, geri dönüşüm oranı ise %15,17 azalmaktadır.

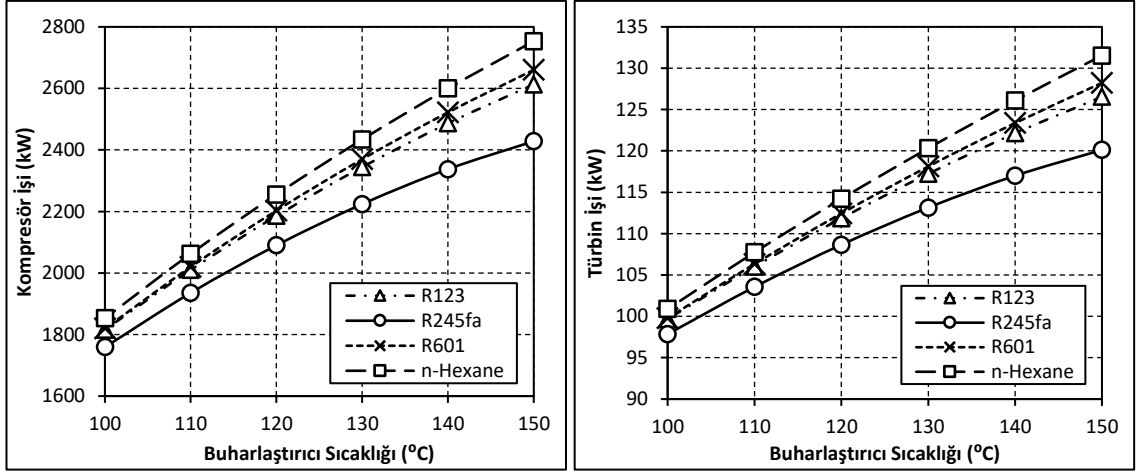


Şekil 4.17. Model 2 için (a) elektroliz işinin ve (b) elektroliz modülü geri dönüşüm oranının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sistemindeki kompresör işinin değişimi Şekil 4.18(a)'da, elde edilen türbin işinin değişimi Şekil 4.18(b)'de ve toplam sıvılaştırma işinin değişimi ise Şekil 4.18(c)'de verilmiştir. Model 1'e benzer olarak Model 2'de de buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle sıvılaştırma sistemine gönderilen hidrojen miktarı artmakta ve bu durumda hidrojeni yüksek basınca sıkıştırmak için gerekli olan kompresör işi yükselmektedir. Benzer olarak hidrojen miktarının artması sıvılaştırma sistemindeki gerekli olan ön soğutma işini yükseltmekte ve buna bağlı olarak toplam sıvılaştırma işi artmaktadır.

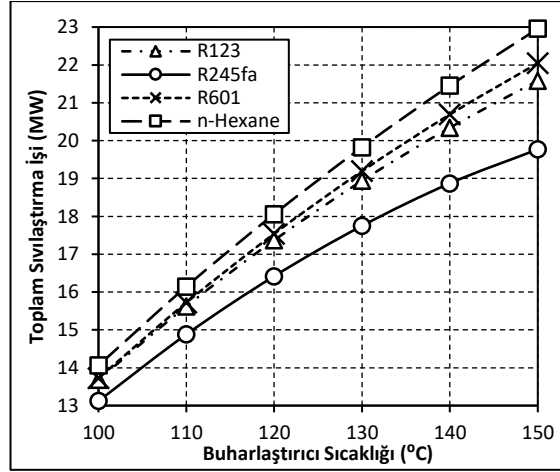
Claude sıvılaştırma çevriminde, Linde-Hampson çevriminden farklı olarak, çevrimde dolaşan gazın bir kısmı türbinde genişlemekte ve türbinden ayrılan akış, ısı eşanjörleri yardımıyla ana gaz akışını soğutmaktadır. Türbine gönderilen sabit gaz oranı (z) için buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle sıvılaştırma sisteminde dolaşan ve bağlı olarak türbine gönderilen hidrojen miktarı artmaktadır. Bu durumda türbine gönderilen hidrojen miktarına bağlı olarak elde edilen türbin işi de artmaktadır.

Çalışma kapsamında n-Hexane kullanılması durumunda gerekli olan kompresör işi, elde edilen türbin işi ve toplam sıvılaştırma işi diğer akışkanlara göre daha yüksek olmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığının kompresör, türbin ve toplam sıvılaştırma işi üzerindeki etkisinin en fazla olduğu akışkan n-Hexane'dir ve n-Hexane için, buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle kompresör işi %48,58, türbin işi %30,38 ve toplam sıvılaştırma işi ise %63,26 artmaktadır. Bununla birlikte R245fa kullanılması durumunda gerekli olan kompresör işi, elde edilen türbin işi ve toplam sıvılaştırma işi diğer akışkanlara göre daha düşüktür. R245fa için buharlaştırıcı sıcaklığının kompresör ve toplam sıvılaştırma işi üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha az olmakta ve kompresör işi %38,04, türbin işi %22,76 ve toplam sıvılaştırma işi ise %50,67 artmaktadır.



(a)

(b)



(c)

Şekil 4.18. Model 2 için ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde (a) kompresör işinin, (b) türbin işinin ve (c) toplam sıvılaştırma işinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

150°C buharlaştırıcı sıcaklığı için, soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda Model 2'yi oluşturan tüm noktaların termodinamik özellikleri Çizelge 4.11'de, Model 2'yi oluşturan tüm komponentlerin enerji ve ekserji performansları ise Çizelge 4.12'de verilmiştir.

Çizelge 4.11. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 2'nin termodinamik özellikleri

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
ORC Sistemi							
1	160,00	735,693	447,941	599,41	1,5450	146,59	65662,86
2	98,82	24,998	447,941	496,04	1,5947	28,66	12839,40
2a	48,07	24,998	447,941	400,65	1,3193	13,98	6264,02
3	30,00	24,998	447,941	11,71	0,0393	0,28	124,49
4	30,34	735,693	447,941	13,07	0,0402	1,37	615,45
4a	70,75	735,693	447,941	108,46	0,3352	10,28	4605,33
ss ₁	20,00	101,325	4164,972	83,93	0,2962	0,00	0,00
ss ₂	30,00	101,325	4164,972	125,76	0,4365	0,70	2905,70
Yüksek Sıcaklık Elektroliz Sistemi							
1	200,00	1200	2,200	2815,36	6,5890	886,69	3103,10
2	723,32	1200	2,200	3975,94	8,2429	1562,43	4589,73
3	877,84	1200	2,200	4339,95	8,5823	1826,94	5171,65
4	980,26	1200	2,200	4589,83	8,7903	2015,86	5587,27
5	200,00	1200	0,800	2815,36	6,5890	886,69	1128,40
6	296,85	1200	0,800	3038,31	7,0187	983,69	1206,01
7	526,97	1200	0,800	3535,25	7,7508	1265,99	1431,84
8	842,19	1200	0,800	4254,59	8,5070	1763,66	1829,97
9	943,94	1200	3,000	4500,43	8,7179	1947,68	7414,46
10 _{H₂}	1000,00	15000	0,18049	18491,38	54,0887	14350,69	23727,44
10 _{H₂O}	1000,00	15000	1,38702	4597,68	7,6350	2362,38	4003,21
11 _{H₂}	912,96	15000	0,18049	17148,04	52,9958	13327,73	23542,80
11 _{H₂O}	912,96	15000	1,38702	4375,14	7,4539	2192,92	3768,16
11a _{H₂}	916,99	8000	0,18049	17148,04	55,6346	12554,18	23403,18
11a _{H₂O}	902,75	8000	1,38702	4375,14	7,7407	2108,85	3651,55
12 _{H₂}	909,10	8000	0,18049	17027,02	55,5325	12463,07	23386,74
12 _{H₂O}	909,10	8000	1,38702	4390,89	7,7541	2120,68	3667,96
13 _{H₂}	778,31	8000	0,18049	15038,08	53,7500	10996,69	23122,07
13 _{H₂O}	778,31	8000	1,38702	4070,26	7,4667	1884,28	3340,08
13a _{H₂}	781,24	3000	0,18049	15038,08	57,8330	9799,74	22906,02
13a _{H₂O}	767,85	3000	1,38702	4070,26	7,9146	1752,99	3157,97
14 _{H₂}	773,93	3000	0,18049	14927,86	57,7282	9720,27	22891,68
14 _{H₂O}	773,93	3000	1,38702	4084,60	7,9283	1763,31	3172,28

Çizelge 4.11. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 2'nin termofiziksel özellikleri (devam)

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
15 _{H₂}	334,24	3000	0,18049	8433,34	49,6965	5580,22	22144,43
15 _{H₂O}	334,24	3000	1,38702	3077,17	6,6809	1121,57	2282,18
16	1000,00	15000	1,43244	1014,78	0,1632	967,02	1562,92
17	629,61	15000	1,43244	606,25	-0,2165	669,81	1137,18
18	631,24	8000	1,43244	606,25	-0,0482	620,48	1066,51
19	361,95	8000	1,43244	321,95	-0,4213	445,56	815,95
20	360,92	3000	1,43244	321,95	-0,1630	369,81	707,46
21	234,60	3000	1,43244	196,38	-0,3856	308,51	619,64
22	20,00	101,325	1,61298	83,93	0,2962	0,00	80,58
23	20,10	1200	1,61298	85,40	0,2974	1,10	82,35
24	188,00	1200	3,000	1468,61	3,6694	395,82	2048,11
25	200,00	1200	3,000	2815,36	6,5890	886,69	4231,50
26	334,24	3000	1,38702	3077,17	6,6809	1121,57	2282,18
27	314,72	1200	1,38702	3077,17	7,0858	1002,87	2117,54
H ₁	334,24	3000	0,18049	8433,34	49,6965	5580,22	22144,43
H ₂	335,84	101,325	0,18049	8433,34	63,7090	1472,51	21403,25
H ₃	78,04	101,325	0,18049	4694,28	55,7275	73,19	21150,69
Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (NH₃-H₂O Eriyiği için)							
1	100,00	1238,322	0,577	1675,78	5,8017	363,78	11771,18
2	50,42	1238,322	0,577	1543,65	5,4212	343,19	11759,30
3	32,00	1238,322	0,577	351,34	1,5192	294,75	11550,78
4	15,81	1238,322	0,577	274,18	1,2594	293,75	11550,20
5	-15,00	236,206	0,577	274,18	1,2959	283,04	11547,41
6	-15,00	236,206	0,577	1443,87	5,8269	124,47	11633,11
7	17,43	236,206	0,577	1521,03	6,1088	118,99	11629,95
8	32,00	236,206	7,020	-89,53	0,3379	103,98	60521,04
9	34,05	236,206	7,020	-78,67	0,3723	104,75	60526,40
10	34,24	1238,322	7,020	-77,20	0,3743	105,64	60532,66
11	76,43	1238,322	7,020	110,43	0,9461	125,65	60673,13
12	100,00	1238,322	6,443	227,27	1,2529	152,55	49212,68
13	53,97	1238,322	6,443	22,83	0,6682	119,51	48999,81
14	53,97	236,206	6,443	22,83	0,6682	119,51	48999,81
ss ₃	20,00	101,325	6,326	83,93	0,2962	0,00	316,02
ss ₄	46,00	101,325	6,326	192,68	0,6516	4,56	344,83

Çizelge 4.11. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 2'nin termofiziksel özellikleri (devam)

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
ss ₅	20,00	101,325	39,521	83,93	0,2962	0,00	1974,36
ss ₆	30,00	101,325	39,521	125,76	0,4365	0,70	2001,93
Ön Soğutmalı Claude Sıvılaştırma Sistemi							
1	-48,15	101,325	0,72003	2899,43	49,4045	131,92	84418,59
2	-47,88	6000	0,72003	2914,81	32,4762	5109,82	88002,81
3	-118,65	6000	0,72003	1940,15	27,2921	5654,89	88395,28
4	-195,79	6000	0,72003	930,74	18,2315	7301,60	89580,96
5	-202,80	6000	0,72003	830,93	16,8784	7598,45	89794,70
5a	-202,80	6000	0,36001	830,93	16,8784	7598,45	44897,35
6	-231,38	6000	0,36001	326,49	7,5649	9824,25	45698,67
7	-237,80	6000	0,36001	223,74	4,9022	10502,06	45942,69
8	-252,78	101,325	0,36001	223,74	10,9843	8719,11	45300,80
9	-233,98	101,325	0,17952	654,73	29,2366	3799,43	21706,42
10	-251,35	101,325	0,36001	465,58	22,8297	5488,48	44137,73
11	-245,74	101,325	0,53954	528,52	25,4015	4797,47	65774,55
12	-213,95	101,325	0,53954	865,12	33,5758	2737,78	64663,26
13	-201,30	101,325	0,53954	998,31	35,6144	2273,37	64412,70
14	-92,41	101,325	0,53954	2299,02	46,4355	401,88	63402,96
f	-252,78	101,325	0,18049	0,001913	0,00009282	11715,39	23251,99
g	-252,78	101,325	0,17952	448,68	22,0276	5706,71	22048,82
e	-202,80	6000	0,36001	830,93	16,8784	7598,45	44897,35
N _{sıvı}	-195,79	101,325	3,2099	-122,02	2,8342	741,87	2463,26
N _{gaz}	-170,79	101,325	3,2099	104,41	5,7146	123,73	479,65
Jeotermal Akışkan							
jeo ₁	240,00	600	180,000	2935,46	7,1399	845,30	152154,79**
jeo ₂	158,86	600	180,000	1713,70	4,3458	442,62	131313,41***
jeo ₃	158,86	600	180,000	1704,50	4,3245	439,67	130404,98
jeo ₄	240,00	1300	1,924	2907,16	6,7406	934,04	2805,41
jeo ₅	190,00	1300	1,924	807,62	2,2358	155,10	394,60

*ORC sisteminde toplam ekserji akımı hesaplanırken kimyasal ekserji ihmal edilmiş, yüksek sıcaklıklı elektroliz, absorpsiyonlu soğutma ve sıvılaştırma sistemlerinde ise kimyasal ekserji dikkate alınmıştır.

**jeo₁ noktası için toplam ekserji akımı hesaplanırken kimyasal ekserji ihmal edilmiştir.

***jeo₂ noktası için verilen ekserji akımı toplam ekserji akımıdır. Ancak ORC sistemindeki ekserji hesaplamalarında kimyasal ekserji ihmal edilmiştir. jeo₂ noktasının fiziksel ekserjisi 79672,22 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.12. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 2'yi oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları

Komponent	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	\dot{I} (kW)	\dot{I} (%)	$\eta_{ex,k}$
ORC Sistemi					
Buharlaştırıcı	219917,31	---	11425,05	35,514	84,24
Türbin	---	46302,56	6520,89	20,270	87,66
Yoğuşturucu	174223,46	---	3233,83	10,052	47,33
Pompa	---	608,72	117,76	0,366	80,65
Isı Eşanjörü	42728,85	---	2585,50	8,037	60,68
Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi					
Elektroliz Ünitesi	---	22735,08	855,97	2,661	96,24
Isı Eşanjörü (1)	2553,28	---	150,72	0,469	90,79
Isı Eşanjörü (2)	178,36	---	10,21	0,032	88,37
Isı Eşanjörü (3)	800,82	---	10,64	0,033	98,20
Isı Eşanjörü (4)	397,55	---	24,72	0,077	90,13
Isı Eşanjörü (5)	549,73	---	4,07	0,013	99,03
Isı Eşanjörü (6)	575,47	---	27,61	0,086	93,51
Giriş Eşanjörü	4040,24	---	227,41	0,707	90,57
Pompa	---	2,37	0,59	0,002	74,99
Seperatör	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (1)	---	---	151,79	0,472	93,10
Karışım Odası (2)	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (3)	---	---	2,78	0,009	99,96
Karışım Odası (4)	---	---	0,03	0,001	99,99
Karışım Odası (5)	---	---	0,04	0,001	99,99
Kısılma Vanası (1)	---	---	108,50	0,337	86,70
Kısılma Vanası (2)	---	---	70,67	0,220	93,79
Kısılma Vanası (3)	---	---	256,22	0,796	99,06
Kısılma Vanası (4)	---	---	398,15	1,238	98,50
Kısılma Vanası (5)	---	---	164,64	0,512	92,79
Kısılma Vanası (6)	---	---	741,18	2,304	96,65
Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (NH₃-H₂O Eriyiği için)					
Kaynatıcı	1655,91	---	597,70	1,858	34,21
Yoğuşturucu	687,92	---	179,71	0,559	13,82
Buharlaştırıcı	674,87	---	166,86	0,519	33,93
Absorber	1653,17	---	81,15	0,252	25,36

Çizelge 4.12. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 2’yi oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları (devam)

Komponent	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	\dot{I} (kW)	\dot{I} (%)	$\eta_{ex,k}$
Eriyik Eşanjörü	1317,22	---	72,41	0,225	65,99
Eriyik-Soğutucu Akışkan Eşanjörü	76,24	---	6,51	0,020	45,19
Soğutucu Akışkan Eşanjörü	44,52	---	3,74	0,012	18,31
Eriyik Pompası	---	10,32	4,05	0,013	60,70
Kısılma Vanası (1)	---	---	2,79	0,009	99,98
Kısılma Vanası (2)	---	---	0,00	0,000	100
Ön Soğutmalı Claude Sıvılaştırma Sistemi					
Kompresör	2742,38	2753,59	631,97	1,964	82,36
Türbin	---	131,53	628,09	1,952	17,32
Isı Eşanjörü (1)	701,78	---	617,27	1,919	38,87
Isı Eşanjörü (2)	726,80	---	797,94	2,480	59,77
Isı Eşanjörü (3)	71,86	---	36,83	0,114	85,30
Isı Eşanjörü (4)	181,61	---	309,97	0,963	72,11
Isı Eşanjörü (5)	36,99	---	98,38	0,306	71,27
Kısılma Vanası	---	---	641,88	1,995	98,60
Karışım Odası (1)	---	---	135,05	0,420	99,84
Karışım Odası (2)	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (3)	---	---	69,60	0,216	99,89
Seperatör	---	---	0,00	0,000	100

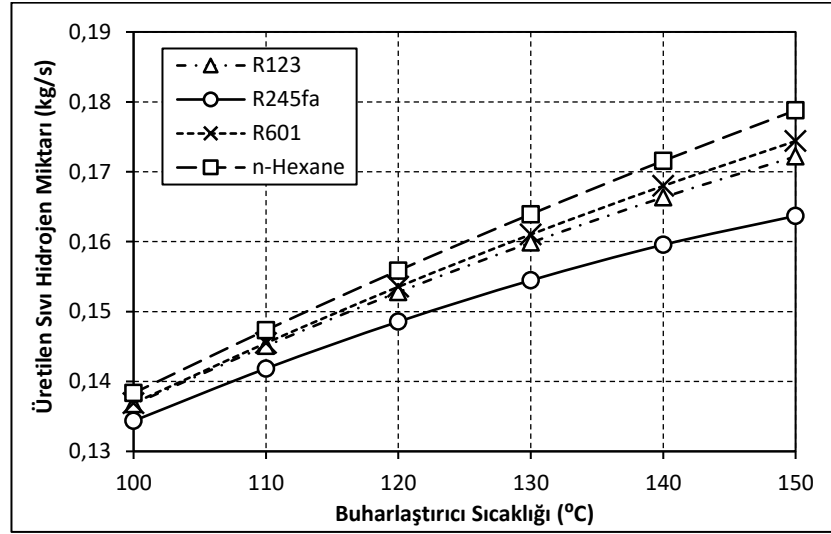
4.4. Model 3 için Analiz Sonuçları

Model 3’de sıvılaştırma çevrimi olarak ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sistemi kullanılmış ve eriyik çifti olarak ise NH₃-H₂O eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma çevrimi tercih edilmiştir.

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak Model 3’de üretilen sıvı hidrojen miktarının değişimi Şekil 4.19’da verilmiştir. Soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda diğer akışkanlara göre sistemden daha fazla sıvı hidrojen üretilmektedir. n-Hexane için, buharlaştırıcı sıcaklığının üretilen sıvı hidrojen miktarı üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha

fazla olmakta ve üretilen sıvı hidrojen miktarı buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak %29,23 artmaktadır.

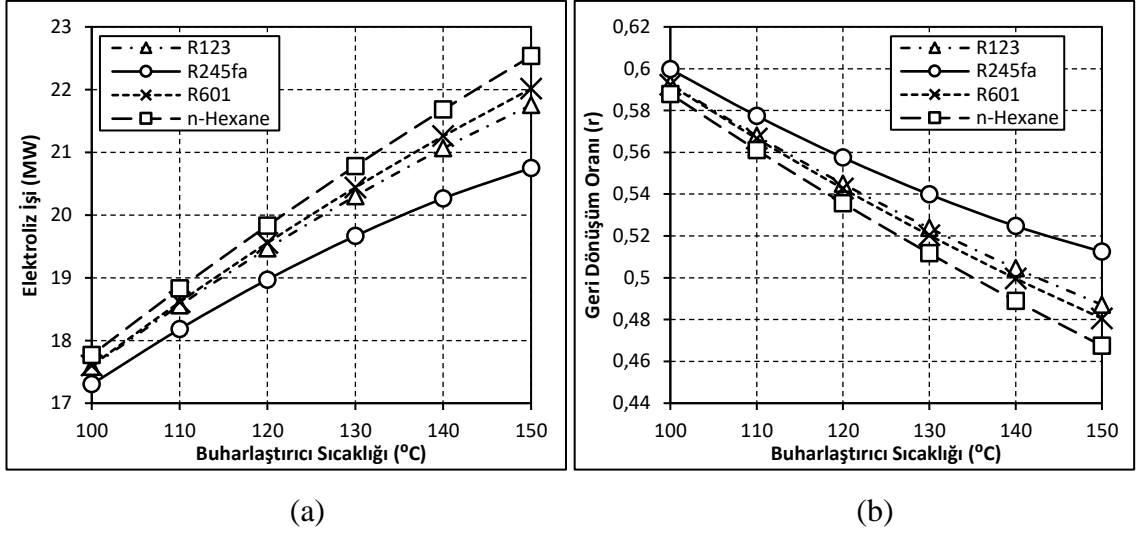
Bununla birlikte, R245fa tercih edilmesi durumunda ise sistemden üretilen sıvı hidrojen miktarı diğer akışkanlara göre daha azdır. Ayrıca R245fa için buharlaştırıcı sıcaklığının üretilen sıvı hidrojen miktarı üzerindeki etkisi daha düşük olmakta ve üretilen sıvı hidrojen miktarı buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle %21,82 artmaktadır.



Şekil 4.19. Model 3 için ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sisteminde üretilen sıvı hidrojen miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığının artışına bağlı olarak elektroliz işinin değişimi Şekil 4.20(a)'da, elektroliz ünitesi geri dönüşüm oranının (r) değişimi ise Şekil 4.20(b)'de verilmiştir. Diğer modellere benzer şekilde, Model 3'de buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesiyle gerekli elektroliz işi artarken, elektroliz modülü geri dönüşüm oranı azalmaktadır.

Model 3 için, buharlaştırıcı sıcaklığının elektroliz işi ve geri dönüşüm oranı üzerindeki etkisinin en fazla olduğu akışkan n-Hexane iken, etkisinin en az olduğu akışkan ise R245fa'dır. Sabit çalışma şartlarında, buharlaştırıcı sıcaklığı, soğutucu akışkan ve hidrojen miktarına bağlı olarak elektroliz işi maksimum %26,81 artarken, elektroliz ünitesi geri dönüşüm oranı ise maksimum %20,49 oranında azalmaktadır.

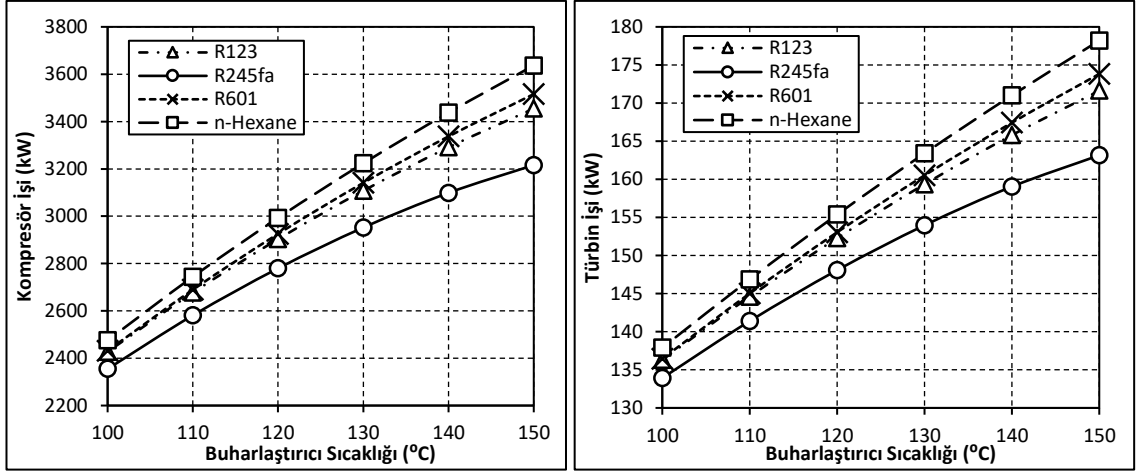


Şekil 4.20. Model 3 için (a) elektroliz işinin ve (b) elektroliz modülü geri dönüşüm oranının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sistemindeki kompresör işinin değişimi Şekil 4.21(a)'da, elde edilen türbin işinin değişimi Şekil 4.21(b)'de ve toplam sıvılaştırma işinin değişimi ise Şekil 4.21(c)'de verilmiştir. Önceki modellere benzer şekilde buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle hidrojen miktarı yükselmekte ve buna bağlı olarak sırasıyla kompresör işi, türbin işi, ön soğutma ve toplam sıvılaştırma işleri artmaktadır.

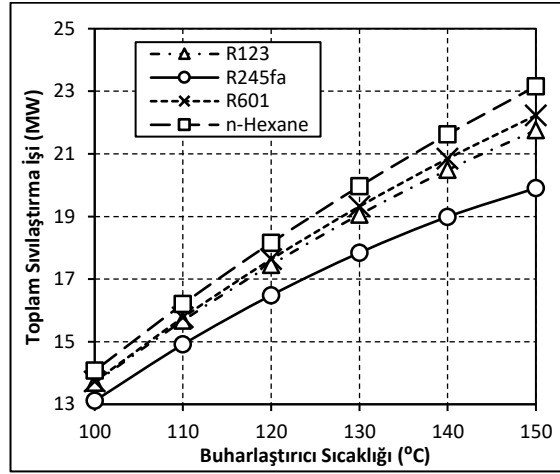
Model 3 için, n-Hexane kullanılması durumunda gerekli olan kompresör işi, elde edilen türbin işi ve toplam sıvılaştırma işi diğer akışkanlara göre daha yüksek olmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığının kompresör, türbin ve toplam sıvılaştırma işi üzerindeki etkisinin en fazla olduğu akışkan n-Hexane'dir. Buharlaştırıcı sıcaklığının 100°C'den 150°C'ye yükselmesiyle, n-Hexane için kompresör işi %46,91, türbin işi %29,23 ve toplam sıvılaştırma işi ise %64,56 artmaktadır.

Bununla birlikte R245fa kullanılması durumunda gerekli olan kompresör işi, elde edilen türbin işi ve toplam sıvılaştırma işi diğer akışkanlara göre daha düşüktür. R245fa için buharlaştırıcı sıcaklığının kompresör ve toplam sıvılaştırma işi üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha az olmakta ve buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle kompresör işi %36,58, türbin işi %21,82 ve toplam sıvılaştırma işi ise %51,84 artmaktadır.



(a)

(b)



(c)

Şekil 4.21. Model 3 için ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sisteminde (a) kompresör işinin, (b) türbin işinin ve (c) toplam sıvılaştırma işinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

150°C buharlaştırıcı sıcaklığı için, soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda Model 3'ü oluşturan tüm noktaların termodinamik özellikleri Çizelge 4.13'de, Model 3'ü oluşturan tüm bileşenlerin enerji ve ekserji performansları ise Çizelge 4.14'de verilmiştir.

Çizelge 4.13. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 3'ün termofiziksel özellikleri

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
ORC Sistemi							
1	160,00	735,693	447,941	599,41	1,5450	146,59	65662,86
2	98,82	24,998	447,941	496,04	1,5947	28,66	12839,40
2a	48,07	24,998	447,941	400,65	1,3193	13,98	6264,02
3	30,00	24,998	447,941	11,71	0,0393	0,28	124,49
4	30,34	735,693	447,941	13,07	0,0402	1,37	615,45
4a	70,75	735,693	447,941	108,46	0,3352	10,28	4605,33
ss ₁	20,00	101,325	4164,972	83,93	0,2962	0,00	0,00
ss ₂	30,00	101,325	4164,972	125,76	0,4365	0,70	2905,70
Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi							
1	200,00	1200	2,200	2815,36	6,5890	886,69	3103,10
2	724,14	1200	2,200	3977,84	8,2448	1563,77	4592,68
3	878,41	1200	2,200	4341,31	8,5835	1827,95	5173,88
4	980,36	1200	2,200	4590,07	8,7905	2016,04	5587,68
5	200,00	1200	0,800	2815,36	6,5890	886,69	1128,40
6	292,95	1200	0,800	3029,80	7,0037	979,57	1202,71
7	518,85	1200	0,800	3517,49	7,7285	1254,77	1422,87
8	837,01	1200	0,800	4242,23	8,4959	1754,56	1822,70
9	942,66	1200	3,000	4497,31	8,7153	1945,31	7407,37
10 _{H₂}	1000,00	15000	0,17878	18491,38	54,0887	14350,69	23502,37
10 _{H₂O}	1000,00	15000	1,40232	4597,68	7,6350	2362,38	4047,37
11 _{H₂}	913,53	15000	0,17878	17156,80	53,0032	13334,32	23320,66
11 _{H₂O}	913,53	15000	1,40232	4376,59	7,4552	2194,01	3811,25
11a _{H₂}	917,56	8000	0,17878	17156,80	55,6419	12560,78	23182,37
11a _{H₂O}	903,34	8000	1,40232	4376,59	7,7419	2109,94	3693,36
12 _{H₂}	909,61	8000	0,17878	17034,79	55,5391	12468,91	23165,95
12 _{H₂O}	909,61	8000	1,40232	4392,15	7,7551	2121,63	3709,75
13 _{H₂}	779,28	8000	0,17878	15052,64	53,7638	11007,19	22904,62
13 _{H₂O}	779,28	8000	1,40232	4072,60	7,4689	1885,97	3379,29
13a _{H₂}	782,21	3000	0,17878	15052,64	57,8468	9810,25	22690,63
13a _{H₂O}	768,84	3000	1,40232	4072,60	7,9168	1754,67	3195,17
14 _{H₂}	774,85	3000	0,17878	14941,61	57,7413	9730,17	22676,31
14 _{H₂O}	774,85	3000	1,40232	4086,75	7,9304	1764,86	3209,45

Çizelge 4.13. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 3'ün termofiziksel özellikleri (devam)

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
15 _{H₂}	335,19	3000	0,17878	8447,21	49,7193	5587,40	21935,66
15 _{H₂O}	335,19	3000	1,40232	3079,46	6,6846	1122,76	2309,02
16	1000,00	15000	1,41885	1014,78	0,1632	967,02	1548,10
17	622,96	15000	1,41885	599,04	-0,2245	664,96	1119,51
18	624,55	8000	1,41885	599,04	-0,0562	615,62	1049,50
19	357,51	8000	1,41885	317,38	-0,4286	443,11	804,74
20	356,43	3000	1,41885	317,38	-0,1702	367,37	697,27
21	233,74	3000	1,41885	195,53	-0,3873	308,15	613,25
22	20,00	101,325	1,59768	83,93	0,2962	0,00	79,81
23	20,10	1200	1,59768	85,40	0,2974	1,10	81,57
24	188,00	1200	3,000	1484,94	3,7048	401,77	2065,95
25	200,00	1200	3,000	2815,36	6,5890	886,69	4231,50
26	335,19	3000	1,40232	3079,46	6,6846	1122,76	2309,02
27	315,77	1200	1,40232	3079,46	7,0897	1004,02	2142,51
H ₁	335,19	3000	0,17878	8447,21	49,7193	5587,40	21935,66
H ₂	336,79	101,325	0,17878	8447,21	63,7317	1479,70	21201,76
H ₃	76,52	101,325	0,17878	4672,36	55,6649	69,61	20949,66
Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (NH₃-H₂O Eriyiği için)							
1	100,00	1238,322	0,577	1675,78	5,8017	363,78	11771,18
2	50,42	1238,322	0,577	1543,65	5,4212	343,19	11759,30
3	32,00	1238,322	0,577	351,34	1,5192	294,75	11550,78
4	15,81	1238,322	0,577	274,18	1,2594	293,75	11550,20
5	-15,00	236,206	0,577	274,18	1,2959	283,04	11547,41
6	-15,00	236,206	0,577	1443,87	5,8269	124,47	11633,11
7	17,43	236,206	0,577	1521,03	6,1088	118,99	11629,95
8	32,00	236,206	7,020	-89,53	0,3379	103,98	60521,04
9	34,05	236,206	7,020	-78,67	0,3723	104,75	60526,40
10	34,24	1238,322	7,020	-77,20	0,3743	105,64	60532,66
11	76,43	1238,322	7,020	110,43	0,9461	125,65	60673,13
12	100,00	1238,322	6,443	227,27	1,2529	152,55	49212,68
13	53,97	1238,322	6,443	22,83	0,6682	119,51	48999,81
14	53,97	236,206	6,443	22,83	0,6682	119,51	48999,81
ss ₃	20,00	101,325	6,326	83,93	0,2962	0,00	316,02
ss ₄	46,00	101,325	6,326	192,68	0,6516	4,56	344,83

Çizelge 4.13. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 3'ün termofiziksel özellikleri (devam)

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
ss ₅	20,00	101,325	39,521	83,93	0,2962	0,00	1974,36
ss ₆	30,00	101,325	39,521	125,76	0,4365	0,70	2001,93
Ön Soğutmalı Heylandt Sıvılaştırma Sistemi							
1	-60,51	101,325	0,78108	2729,14	48,6261	189,82	91621,57
2	-59,47	18000	0,78108	2789,40	27,0123	6586,16	96617,61
3	-131,29	18000	0,78108	1768,90	21,1986	7269,93	97151,70
4	-195,79	18000	0,78108	867,35	12,7133	8855,85	98390,42
4a	-195,79	18000	0,39054	867,35	12,7133	8855,85	49195,21
5	-237,03	18000	0,39054	325,53	2,8856	11195,03	50108,75
6	-245,46	18000	0,39054	243,28	0,3032	11869,82	50372,28
7	-252,78	101,325	0,39054	243,28	11,9439	8457,35	49039,58
8	-239,09	101,325	0,21176	600,36	27,7490	4181,14	25684,83
9	-250,31	101,325	0,60230	477,61	23,3688	5342,47	73753,85
10	-217,40	101,325	0,60230	828,94	32,9462	2886,18	72274,43
11	-103,58	101,325	0,60230	2152,35	45,5979	500,75	70837,69
12	-252,78	101,325	0,39054	411,06	20,1805	6210,56	48162,12
f	-252,78	101,325	0,17878	0,001913	0,00009282	11715,39	23031,69
g	-252,78	101,325	0,21176	448,68	22,0276	5706,71	26007,89
e	-195,79	18000	0,39054	867,35	12,7133	8855,85	49195,21
N _{sıvı}	-195,79	101,325	3,110	-122,02	2,8342	741,87	2386,60
N _{gaz}	-170,79	101,325	3,110	104,41	5,7146	123,73	464,72
Jeotermal Akışkan							
jeo ₁	240,00	600	180,000	2935,46	7,1399	845,30	152154,79**
jeo ₂	158,86	600	180,000	1713,70	4,3458	442,62	131313,41***
jeo ₃	158,86	600	180,000	1704,50	4,3245	439,67	130404,98
jeo ₄	240,00	1300	1,901	2907,16	6,7406	934,04	2771,40
jeo ₅	190,00	1300	1,901	807,62	2,2358	155,10	389,82

*ORC sisteminde toplam ekserji akımı hesaplanırken kimyasal ekserji ihmal edilmiş, yüksek sıcaklıklı elektroliz, absorpsiyonlu soğutma ve sıvılaştırma sistemlerinde ise kimyasal ekserji dikkate alınmıştır.

**jeo₁ noktası için toplam ekserji akımı hesaplanırken kimyasal ekserji ihmal edilmiştir.

***jeo₂ noktası için verilen ekserji akımı toplam ekserji akımıdır. Ancak ORC sistemindeki ekserji hesaplamalarında kimyasal ekserji ihmal edilmiştir. jeo₂ noktasının fiziksel ekserjisi 79672,22 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.14. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 3'ü oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları

Komponent	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	\dot{I} (kW)	\dot{I} (%)	$\eta_{ex,k}$
ORC Sistemi					
Buharlaştırıcı	219917,31	---	11425,05	34,101	84,24
Türbin	---	46302,56	6520,89	19,463	87,66
Yoğuşturucu	174223,46	---	3233,83	9,652	47,33
Pompa	---	608,72	117,76	0,351	80,65
Isı Eşanjörü	42728,85	---	2585,50	7,717	60,68
Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi					
Elektroliz Ünitesi	---	22532,70	842,23	2,514	96,26
Isı Eşanjörü (1)	2557,46	---	151,49	0,452	90,77
Isı Eşanjörü (2)	171,55	---	9,71	0,029	88,44
Isı Eşanjörü (3)	799,64	---	10,59	0,032	98,21
Isı Eşanjörü (4)	390,15	---	24,61	0,073	89,94
Isı Eşanjörü (5)	547,26	---	4,03	0,012	99,04
Isı Eşanjörü (6)	579,80	---	28,76	0,086	93,29
Giriş Eşanjörü	3991,26	---	216,03	0,645	90,93
Pompa	---	2,35	0,59	0,002	74,99
Seperatör	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (1)	---	---	158,13	0,472	92,89
Karışım Odası (2)	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (3)	---	---	3,01	0,009	99,96
Karışım Odası (4)	---	---	0,03	0,001	99,99
Karışım Odası (5)	---	---	0,04	0,001	99,99
Kısılma Vanası (1)	---	---	107,47	0,321	86,65
Kısılma Vanası (2)	---	---	70,01	0,209	93,75
Kısılma Vanası (3)	---	---	256,19	0,765	99,06
Kısılma Vanası (4)	---	---	398,11	1,188	98,49
Kısılma Vanası (5)	---	---	166,51	0,497	92,79
Kısılma Vanası (6)	---	---	734,38	2,192	96,65
Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (NH₃-H₂O Eriyiği için)					
Kaynatıcı	1655,91	---	597,70	1,784	34,21
Yoğuşturucu	687,92	---	179,71	0,536	13,82
Buharlaştırıcı	674,87	---	166,40	0,497	34,00
Absorber	1653,17	---	81,15	0,242	25,36

Çizelge 4.14. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 3'ü oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları (devam)

Komponent	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	\dot{I} (kW)	\dot{I} (%)	$\eta_{ex,k}$
Eriyik Eşanjörü	1317,22	---	72,41	0,216	65,99
Eriyik-Soğutucu Akışkan Eşanjörü	76,24	---	6,51	0,019	45,19
Soğutucu Akışkan Eşanjörü	44,52	---	3,74	0,011	18,31
Eriyik Pompası	---	10,32	4,05	0,012	60,70
Kısılma Vanası (1)	---	---	2,79	0,008	99,98
Kısılma Vanası (2)	---	---	0,00	0,000	100
Ön Soğutmalı Heylandt Sıvılaştırma Sistemi					
Kompresör	3589,81	3636,81	666,62	1,990	86,66
Türbin	---	178,20	854,89	2,552	17,25
Isı Eşanjörü (1)	797,09	---	902,66	2,694	37,17
Isı Eşanjörü (2)	704,18	---	683,16	2,039	64,45
Isı Eşanjörü (3)	211,60	---	565,88	1,689	61,75
Isı Eşanjörü (4)	32,12	---	59,52	0,178	81,58
Kısılma Vanası	---	---	1332,70	3,978	97,35
Karışım Odası (1)	---	---	165,78	0,495	99,82
Karışım Odası (2)	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (3)	---	---	93,10	0,278	99,87
Seperatör	---	---	0,00	0,000	100

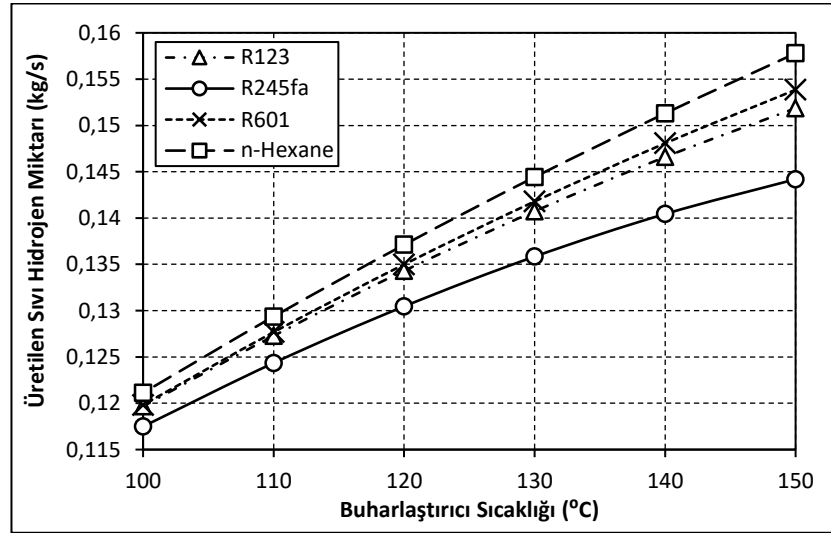
4.5. Model 4 için Analiz Sonuçları

Model 4'de sıvılaştırma çevrimi olarak ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sistemi kullanılmış ve eriyik çifti olarak ise LiBr-H₂O eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma çevrimi tercih edilmiştir.

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak Model 4'de üretilen sıvı hidrojen miktarının değişimi Şekil 4.22'de verilmiştir. Genel olarak buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla, ORC sisteminden elde edilen kullanılabilir iş miktarı artmakta ve buna bağlı olarak sıvı hidrojen üretim sisteminden elde edilen sıvı hidrojen miktarı yükselmektedir. İncelenen diğer modellerde olduğu gibi,

soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda diğer akışkanlara göre sistemden daha fazla sıvı hidrojen üretilmektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığının üretilen sıvı hidrojen miktarı üzerindeki etkisinin en fazla olduğu akışkan n-Hexane'dır ve n-Hexane için, üretilen sıvı hidrojen miktarı buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak %30,26 artmaktadır.

Model 4 için soğutucu akışkan olarak R245fa tercih edilmesi durumunda ise sistemden üretilen sıvı hidrojen miktarı diğer akışkanlara göre daha azdır. Ayrıca R245fa için, buharlaştırıcı sıcaklığının üretilen sıvı hidrojen miktarı üzerindeki etkisi diğer akışkanlara oranla daha düşük olmakta ve üretilen sıvı hidrojen miktarı buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak %22,72 artmaktadır.

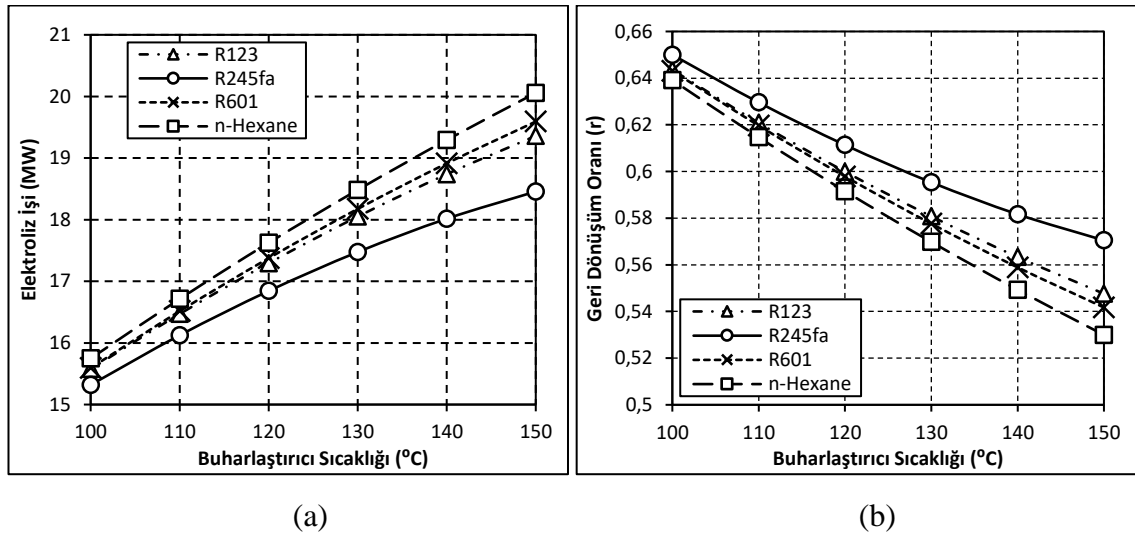


Şekil 4.22. Model 4 için ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminde üretilen sıvı hidrojen miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığının artışına bağlı olarak elektroliz işinin değişimi Şekil 4.23(a)'da, elektroliz ünitesi geri dönüşüm oranının (r) değişimi ise Şekil 4.23(b)'de verilmiştir. İncelenen diğer modellere benzer şekilde, Model 4'de buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesiyle gerekli elektroliz işi artarken, elektroliz modülü geri dönüşüm oranı azalmaktadır.

Soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda gerekli elektroliz işi diğer akışkanlara göre daha yüksekken, geri dönüşüm oranı ise daha düşük olmaktadır. Ayrıca buharlaştırıcı sıcaklığının elektroliz işi ve geri dönüşüm oranı üzerindeki etkisinin en fazla olduğu akışkan n-Hexane'dır ve n-Hexane için elektroliz işi %27,37 artarken, geri dönüşüm oranı ise %17,08 azalmaktadır.

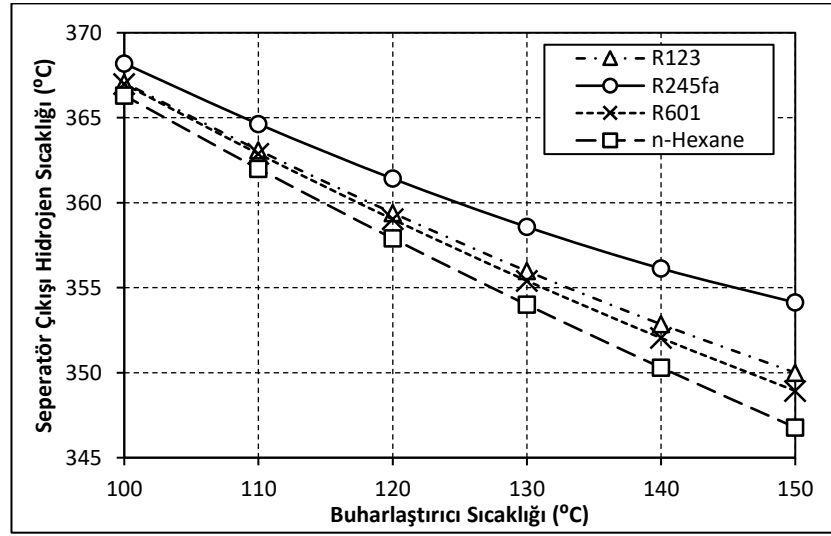
ORC sisteminde R245fa kullanılması durumunda elektroliz işi diğer akışkanlara göre daha düşükken, geri dönüşüm oranı ise daha yüksek olmaktadır. R245fa için, buharlaştırıcı sıcaklığının elektroliz işi ve geri dönüşüm oranı üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha az olmakta ve elektroliz işi %20,48 artarken, geri dönüşüm oranı ise %12,24 azalmaktadır.



Şekil 4.23. Model 4 için (a) elektroliz işinin ve (b) elektroliz modülü geri dönüşüm oranının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, elektroliz sisteminde ayrıştırılan hidrojenin seperatörden çıkış sıcaklığının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi Şekil 4.24'de verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla, elektroliz sistemi içerisinde seperatöre giden hattaki hidrojen ve ayrılmayan sudan oluşan akışkanın toplam debisi azalmakta ve buna bağlı olarak hattaki hidrojen daha düşük sıcaklıklara soğumaktadır.

Çalışma kapsamında, soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılması durumunda diğer akışkanlara göre daha yüksek sıcaklıklarda hidrojen seperatörde ayrışırken, n-Hexane kullanılması durumunda ise seperatörden ayrılan hidrojenin sıcaklığı daha düşük olmaktadır. Sabit çalışma şartlarında ORC sisteminde kullanılan soğutucu akışkan, buharlaştırıcı sıcaklığı ve hidrojen miktarı dikkate alınarak seperatörden ayrılan hidrojen sıcaklığı 346,78°C ile 368,19°C arasında değişmektedir.

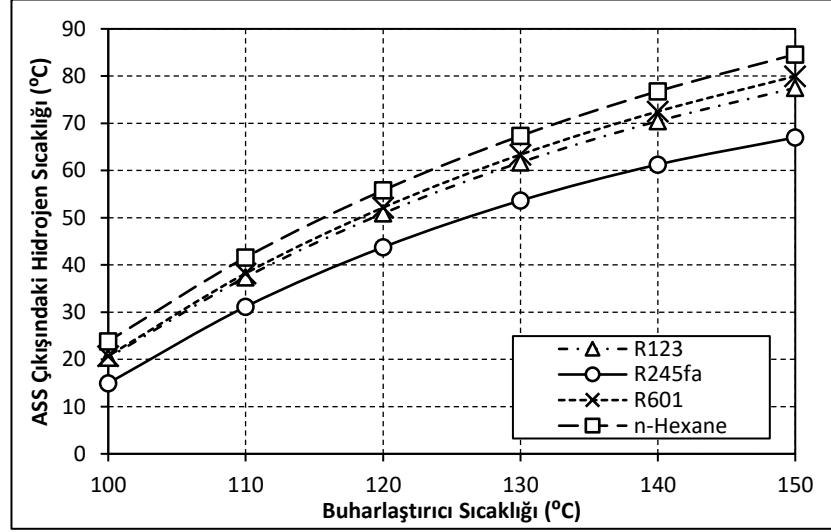


Şekil 4.24. Model 4 için seperatör çıkışındaki hidrojen sıcaklığının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Elektroliz sisteminde ayrıştırılan hidrojen daha sonra absorpsiyonlu soğutma sistemi (ASS) yardımıyla soğutulmaktadır. ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışa bağlı olarak ASS'de soğuyan hidrojenin çıkış sıcaklığının değişimi Şekil 4.25'de verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle, elektroliz sisteminde elde edilen hidrojen miktarı artmakta ve buna bağlı olarak sabit soğutma kapasitesine sahip ASS'de hidrojenin soğutulabildiği sıcaklık yükselmektedir.

Elektroliz sisteminden ayrılan yüksek sıcaklıklı hidrojen kullanılan soğutucu akışkan ve buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak ASS yardımıyla ortalama 300°C soğutulmaktadır. Soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılması durumunda hidrojen diğer akışkanlara kıyasla daha düşük sıcaklıklara soğumaktadır. Sabit çalışma şartlarında buharlaştırıcı

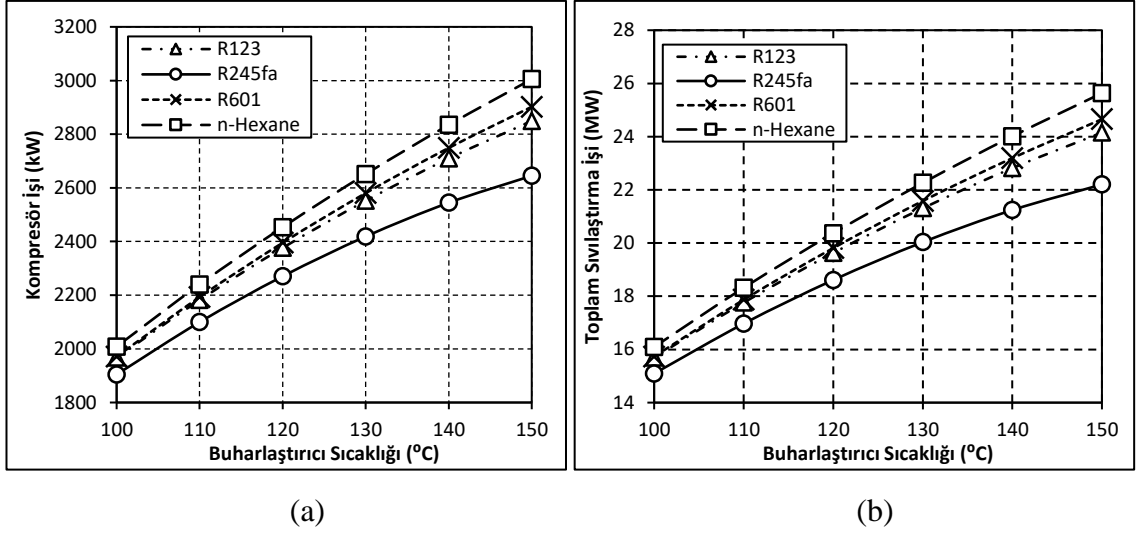
sıcaklığı, hidrojen miktarı ve soğutucu akışkana bağlı olarak hidrojenin sıcaklığı ASS'de minimum 14,96°C'ye kadar düşmektedir.



Şekil 4.25. Model 4 için absorpsiyonlu soğutma sisteminde soğutulan hidrojenin çıkış sıcaklığının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sistemindeki kompresör işinin değişimi Şekil 4.26(a)'da, toplam sıvılaştırma işinin değişimi ise Şekil 4.26(b)'de verilmiştir. İncelenen diğer modellere benzer şekilde, Model 4'de buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle elde edilen hidrojen miktarı yükselmekte ve buna bağlı olarak sırasıyla kompresör işi, ön soğutma ve toplam sıvılaştırma işleri artmaktadır.

Buharlaştırıcı sıcaklığının kompresör ve toplam sıvılaştırma işi üzerindeki etkisinin en fazla olduğu akışkan n-Hexane'dir ve n-Hexane için, kompresör işi %49,62 artarken, toplam sıvılaştırma işi ise %59,29 artmaktadır. Bununla birlikte, R245fa için buharlaştırıcı sıcaklığının kompresör ve toplam sıvılaştırma işi üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha azdır ve buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla kompresör işi %38,88 artarken, toplam sıvılaştırma işi ise %47,10 artmaktadır.



Şekil 4.26. Model 4 için, ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sisteminde (a) kompresör işinin ve (b) toplam sıvılaştırma işinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Farklı soğutucu akışkanlar için, Model 4'ü oluşturan alt sistemlerin ve sıvı hidrojen üretim sisteminin enerji ve ekserji verimlerinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi Çizelge 4.15'de verilmiştir. Soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda, buharlaştırıcı sıcaklığının elektroliz sisteminin termodinamik performansı üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha fazladır ve buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle Model 4 için elektroliz sisteminin enerji verimi maksimum %10,56 iyileşirken, ekserji verimi ise maksimum %7,02 artmaktadır. Bununla birlikte, R245fa için buharlaştırıcı sıcaklığının elektroliz sisteminin performansı üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha düşüktür ve buna bağlı olarak sistemin enerji verimi maksimum %8,41 iyileşirken, ekserji verimi ise maksimum %5,66 artmaktadır.

Bu çalışma kapsamında Model 4, Model 5 ve Model 6 için, sabit soğutma kapasitesine sahip LiBr-H₂O eriyikli absorpsiyonlu soğutma sistemi kullanılmıştır. Bu nedenle absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik performansı çalışma kapsamında incelenen modellerden, ORC sisteminde kullanılan buharlaştırıcı sıcaklığından ve soğutucu akışkan seçiminden bağımsızdır. Oluşturulan sıvı hidrojen üretim sisteminin soğutma ihtiyacını karşılayan LiBr-H₂O eriyikli absorpsiyonlu soğutma sisteminin STK değeri %78,68 iken, eSTK değeri ise %14,42 olarak elde edilmiştir.

Model 4 için, soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda sıvılaştırma sisteminin termodinamik performansı diğer akışkanlara göre daha düşükken, R245fa kullanılması durumunda ise sıvılaştırma sisteminin performansı daha yüksek olmaktadır. Sabit çalışma şartlarında, buharlaştırıcı sıcaklığı ve soğutucu akışkan etkisiyle ön soğutmalı Linde-Hampson sıvılaştırma sistemin enerji verimi maksimum %5,44 iyileşirken, ekserji verimi ise maksimum %1,48 artmaktadır.

Diğer modellere benzer olarak, n-Hexane için buharlaştırıcı sıcaklığının sıvı hidrojen üretim sisteminin termodinamik performansı üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha fazladır ve buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle Model 4 için sıvı hidrojen üretim sisteminin termodinamik performansındaki iyileşme maksimum olmakta, enerji verimi %7,76'dan %10,11'e artarken, ekserji verimi ise %23,55'den %30,67'ye yükselmektedir. Ancak soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılması durumunda ise buharlaştırıcı sıcaklığının sıvı hidrojen üretim sistemi üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha düşüktür ve buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışa bağlı olarak tüm sistemin termodinamik performansındaki iyileşme minimum olmakta, sistemin enerji verimi %7,53'den %9,24'e artarken, sistemin ekserji verimi ise %22,84'den %28,03'e yükselmektedir.

150°C buharlaştırıcı sıcaklığı için, soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda Model 4'ü oluşturan tüm noktaların termofiziksel özellikleri Çizelge 4.16'da, Model 4'ü oluşturan tüm komponentlerin enerji ve ekserji performansları ise Çizelge 4.17'de verilmiştir.

Çizelge 4.15. Farklı soğutucu akışkanlar için, Model 4'ü oluşturan alt sistemlerin ve tüm sistemin enerji ve ekserji verimleri

Akışkan	Buharlaştırıcı Sıcaklığı (°C)	ORC Sistemi		Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi		Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi		Ön Soğutmalı Linde-Hampson Sıvılaştırma Sistemi		Sıvı Hidrojen Üretim Sistemi	
		η_{ORC}	$\eta_{ex,ORC}$	$\eta_{elektroliz}$	$\eta_{ex,elektroliz}$	STK	$eSTK$	$\eta_{Linde-Hampson}$	$\eta_{ex,Linde-Hampson}$	η_{ISU}	η_{ex}
R245fa	100	13,83	41,96	69,66	73,89	78,68	14,42	8,03	13,74	7,53	22,84
R245fa	120	16,12	48,91	72,69	76,08	78,68	14,42	7,79	13,65	8,36	25,36
R245fa	130	17,06	51,75	73,84	76,90	78,68	14,42	7,72	13,62	8,70	26,41
R245fa	150	18,49	56,09	75,52	78,07	78,68	14,42	7,64	13,57	9,24	28,03
R123	100	14,22	43,14	70,20	74,28	78,68	14,42	7,98	13,72	7,67	23,26
R123	120	16,79	50,94	73,52	76,67	78,68	14,42	7,74	13,63	8,60	26,11
R123	130	17,90	54,30	74,84	77,60	78,68	14,42	7,67	13,59	9,02	27,36
R123	150	19,79	60,03	76,95	79,06	78,68	14,42	7,58	13,53	9,73	29,52
R601	100	14,24	43,22	70,23	74,31	78,68	14,42	7,97	13,72	7,68	23,29
R601	120	16,91	51,31	73,66	76,77	78,68	14,42	7,73	13,62	8,65	26,24
R601	130	18,08	54,85	75,05	77,74	78,68	14,42	7,66	13,58	9,08	27,56
R601	150	20,12	61,04	77,31	79,30	78,68	14,42	7,56	13,52	9,86	29,91
n-Hexane	100	14,48	43,93	70,55	74,54	78,68	14,42	7,95	13,71	7,76	23,55
n-Hexane	120	17,28	52,41	74,10	77,08	78,68	14,42	7,71	13,61	8,78	26,65
n-Hexane	130	18,53	56,21	75,56	78,10	78,68	14,42	7,64	13,57	9,25	28,07
n-Hexane	150	20,78	63,04	78,00	79,77	78,68	14,42	7,54	13,51	10,11	30,67

Çizelge 4.16. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 4'ün termofiziksel özellikleri

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
ORC Sistemi							
1	160,00	735,693	447,941	599,41	1,5450	146,59	65662,86
2	98,82	24,998	447,941	496,04	1,5947	28,66	12839,40
2a	48,07	24,998	447,941	400,65	1,3193	13,98	6264,02
3	30,00	24,998	447,941	11,71	0,0393	0,28	124,49
4	30,34	735,693	447,941	13,07	0,0402	1,37	615,45
4a	70,75	735,693	447,941	108,46	0,3352	10,28	4605,33
ss ₁	20,00	101,325	4164,972	83,93	0,2962	0,00	0,00
ss ₂	30,00	101,325	4164,972	125,76	0,4365	0,70	2905,70
Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi							
1	200,00	1200	2,200	2815,36	6,5890	886,69	3103,10
2	732,62	1200	2,200	3997,42	8,2644	1577,62	4623,14
3	884,37	1200	2,200	4355,68	8,5960	1838,67	5197,46
4	981,39	1200	2,200	4592,62	8,7925	2017,99	5591,97
5	200,00	1200	0,800	2815,36	6,5890	886,69	1128,40
6	257,73	1200	0,800	2951,75	6,8613	943,26	1173,66
7	432,59	1200	0,800	3330,59	7,4787	1141,10	1331,93
8	770,29	1200	0,800	4084,93	8,3498	1640,09	1731,12
9	926,26	1200	3,000	4457,23	8,6821	1914,96	7316,32
10 _{H₂}	1000,00	15000	0,15779	18491,38	54,0887	14350,69	20743,31
10 _{H₂O}	1000,00	15000	1,58988	4597,68	7,6350	2362,38	4588,71
11 _{H₂}	919,68	15000	0,15779	17251,26	53,0826	13405,51	20594,16
11 _{H₂O}	919,68	15000	1,58988	4392,24	7,4683	2205,80	4339,76
11 _{aH₂}	923,71	8000	0,15779	17251,26	55,7211	12632,05	20472,12
11 _{aH₂O}	909,65	8000	1,58988	4392,24	7,7552	2121,70	4206,04
12 _{H₂}	915,00	8000	0,15779	17117,44	55,6088	12531,12	20456,19
12 _{H₂O}	915,00	8000	1,58988	4405,52	7,7664	2131,69	4221,94
13 _{H₂}	789,63	8000	0,15779	15208,90	53,9115	11120,15	20233,55
13 _{H₂O}	789,63	8000	1,58988	4097,71	7,4927	1904,13	3860,13
13 _{aH₂}	792,56	3000	0,15779	15208,90	57,9942	9923,32	20044,70
13 _{aH₂O}	779,49	3000	1,58988	4097,71	7,9408	1772,76	3651,28
14 _{H₂}	784,56	3000	0,15779	15088,12	57,8804	9835,88	20030,90
14 _{H₂O}	784,56	3000	1,58988	4109,70	7,9522	1781,42	3665,04

Çizelge 4.16. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 4'ün termofiziksel özellikleri (devam)

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
15 _{H₂}	346,78	3000	0,15779	8616,12	49,9944	5675,68	19374,45
15 _{H₂O}	346,78	3000	1,58988	3107,14	6,7297	1137,23	2640,85
16	1000,00	15000	1,25229	1014,78	0,1632	967,02	1366,36
17	551,49	15000	1,25229	521,91	-0,3144	614,16	924,47
18	552,57	8000	1,25229	521,91	-0,1459	564,78	862,63
19	315,60	8000	1,25229	274,40	-0,4991	420,81	682,35
20	313,94	3000	1,25229	274,40	-0,2409	345,12	587,56
21	225,34	3000	1,25229	186,27	-0,4037	304,71	536,95
22	20,00	101,325	1,41012	83,93	0,2962	0,00	70,44
23	20,10	1200	1,41012	85,40	0,2974	1,10	72,00
24	188,00	1200	3,00000	1686,80	4,1426	475,30	2286,56
25	200,00	1200	3,00000	2815,36	6,5890	886,69	4231,50
26	346,78	3000	1,58988	3107,14	6,7297	1137,23	2640,85
27	328,58	1200	1,58988	3107,14	7,1362	1018,07	2451,41
H ₁	346,78	3000	0,15779	8616,12	49,9944	5675,86	19374,45
H ₂	348,39	101,325	0,15779	8616,12	64,0059	1568,16	18726,48
H ₃	84,59	101,325	0,15779	4788,86	55,9943	89,55	18493,17
Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (LiBr-H₂O Eriyiği için)							
1	90,00	7,381	0,25260	2668,27	8,5362	168,77	174,95
2	54,98	7,381	0,25260	2601,83	8,3439	158,73	172,42
3	40,00	7,381	0,25260	167,50	0,5723	2,64	13,29
4	30,59	7,381	0,25260	128,16	0,4447	0,69	12,79
5	10,00	1,228	0,25260	128,16	0,4553	-2,41	12,74
6	10,00	1,228	0,25260	2518,89	8,8986	-86,85	110,38
7	31,00	1,228	0,25260	2558,23	9,0326	-86,80	110,40
8	40,00	1,228	2,16819	94,05	0,2461	24,90	1958,87
9	43,80	1,228	2,16819	101,79	0,2708	25,42	1960,00
10	43,81	7,381	2,16819	101,80	0,2708	25,42	1960,00
11	74,30	7,381	2,16819	155,14	0,4487	26,60	1962,56
12	90,00	7,381	1,91559	224,40	0,4917	83,24	1932,02
13	57,67	7,381	1,91559	164,02	0,3175	73,95	1914,23
14	57,67	1,228	1,91559	164,02	0,3175	73,95	1914,23
ss ₃	20,00	101,325	5,654	83,93	0,2962	0,00	282,48
ss ₄	46,00	101,325	5,654	192,68	0,6516	4,56	308,24

Çizelge 4.16. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 4'ün termodinamik özellikleri (devam)

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
ss ₅	20,00	101,325	18,084	83,93	0,2962	0,00	903,45
ss ₆	30,00	101,325	18,084	125,76	0,4365	0,70	916,07
Ön Soğutmalı Linde-Hampson Sıvılaştırma Sistemi							
1	-50,02	101,325	0,67236	2873,53	49,2889	139,91	78835,36
2	-49,35	12000	0,67236	2911,89	29,4295	6000,03	82775,48
3	-119,44	12000	0,67236	1925,63	24,1498	6561,52	83153,00
4	-195,79	12000	0,67236	871,58	14,6379	8295,89	84319,13
5	-202,72	12000	0,67236	768,30	13,2390	8602,69	84525,41
6	-209,79	12000	0,67236	660,17	11,6208	8968,96	84771,67
7	-231,38	12000	0,67236	343,38	5,5425	10434,01	85756,71
8	-252,78	101,325	0,67236	343,38	16,8581	7116,83	83526,37
9	-214,19	101,325	0,51457	862,60	33,5333	2747,73	61676,15
10	-201,37	101,325	0,51457	997,54	35,6037	2275,73	61433,27
11	-93,38	101,325	0,51457	2286,23	46,3645	409,89	60473,17
f	-252,78	101,325	0,15779	0,001913	0,00009282	11715,39	20327,61
g	-252,78	101,325	0,51457	448,68	22,0276	5706,71	63198,76
N _{1,sıvı}	-195,79	101,325	3,130	-122,02	2,8342	741,87	2401,93
N _{1,gaz}	-170,79	101,325	3,130	104,41	5,7146	123,73	467,71
N _{2,sıvı}	-209,79	13	0,301	-150,33	2,4321	831,24	257,94
N _{2,gaz}	-184,79	13	0,301	91,22	6,1797	-25,81	-0,03
Jeotermal Akışkan							
jeo ₁	240,00	600	180,000	2935,46	7,1399	845,30	152154,79**
jeo ₂	158,86	600	180,000	1713,70	4,3458	442,62	131313,41***
jeo ₃	158,86	600	180,000	1710,34	4,3380	441,55	130982,11
jeo ₄	240,00	1300	1,613	2907,16	6,7406	934,04	2350,91
jeo ₅	190,00	1300	1,613	807,62	2,2358	155,10	330,67

*ORC sisteminde toplam ekserji akımı hesaplanırken kimyasal ekserji ihmal edilmiş, yüksek sıcaklıklı elektroliz, absorpsiyonlu soğutma ve sıvılaştırma sistemlerinde ise kimyasal ekserji dikkate alınmıştır.

**jeo₁ noktası için toplam ekserji akımı hesaplanırken kimyasal ekserji ihmal edilmiştir.

***jeo₂ noktası için verilen ekserji akımı toplam ekserji akımıdır. Ancak ORC sistemindeki ekserji hesaplamalarında kimyasal ekserji ihmal edilmiştir. jeo₂ noktasının fiziksel ekserjisi 79672,22 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.17. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 4'ü oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları

Komponent	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	\dot{I} (kW)	\dot{I} (%)	$\eta_{ex,k}$
ORC Sistemi					
Buharlaştırıcı	219917,31	---	11425,05	35,414	84,24
Türbin	---	46302,56	6520,89	20,213	87,66
Yoğuşturucu	174223,46	---	3233,83	10,024	47,33
Pompa	---	608,72	117,76	0,365	80,65
Isı Eşanjörü	42728,85	---	2585,50	8,014	60,68
Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi					
Elektroliz Ünitesi	---	20057,41	675,35	2,093	96,63
Isı Eşanjörü (1)	2600,53	---	160,61	0,498	90,44
Isı Eşanjörü (2)	109,11	---	5,35	0,017	89,42
Isı Eşanjörü (3)	788,18	---	10,12	0,031	98,27
Isı Eşanjörü (4)	303,07	---	22,01	0,068	87,79
Isı Eşanjörü (5)	521,26	---	3,58	0,011	99,10
Isı Eşanjörü (6)	603,47	---	42,70	0,132	90,34
Giriş Eşanjörü	3385,69	---	75,29	0,233	96,27
Pompa	---	2,07	0,52	0,002	74,99
Seperatör	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (1)	---	---	236,84	0,734	90,61
Karışım Odası (2)	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (3)	---	---	6,78	0,021	99,91
Karışım Odası (4)	---	---	0,03	0,001	99,99
Karışım Odası (5)	---	---	0,03	0,001	99,99
Kısılma Vanası (1)	---	---	94,79	0,294	86,11
Kısılma Vanası (2)	---	---	61,84	0,192	93,31
Kısılma Vanası (3)	---	---	255,76	0,793	98,97
Kısılma Vanası (4)	---	---	397,71	1,233	98,35
Kısılma Vanası (5)	---	---	189,44	0,587	92,83
Kısılma Vanası (6)	---	---	648,12	2,009	96,65
Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (LiBr-H₂O Eriyiği için)					
Kaynatıcı	767,49	---	186,89	0,579	43,59
Yoğuşturucu	614,91	---	133,38	0,413	16,19
Buharlaştırıcı	603,90	---	135,67	0,421	41,85
Absorber	756,48	---	53,13	0,165	19,19

Çizelge 4.17. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 4'ü oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları (devam)

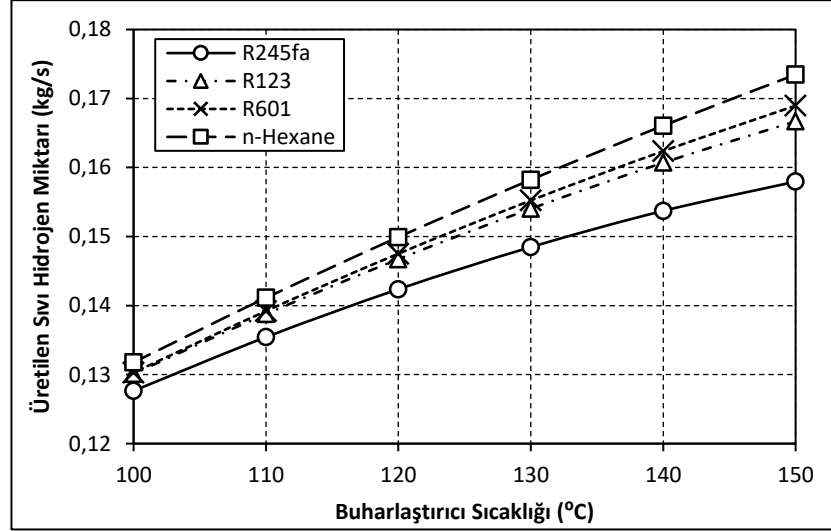
Komponent	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	\dot{I} (kW)	\dot{I} (%)	$\eta_{ex,k}$
Eriyik Eşanjörü	115,66	---	15,23	0,047	14,40
Eriyik-Soğutucu Akışkan Eşanjörü	16,78	---	1,41	0,004	44,24
Soğutucu Akışkan Eşanjörü	9,94	---	0,48	0,001	2,58
Eriyik Pompası	---	0,01	0,01	0,001	7,25
Kısılma Vanası (1)	---	---	0,05	0,001	99,58
Kısılma Vanası (2)	---	---	0,00	0,000	100
Ön Soğutmalı Linde-Hampson Sıvılaştırma Sistemi					
Kompresör	2979,38	3005,16	667,37	2,069	83,06
Isı Eşanjörü (1)	663,12	---	582,59	1,806	39,32
Isı Eşanjörü (2)	708,71	---	768,10	2,381	60,29
Isı Eşanjörü (3)	69,44	---	36,60	0,113	84,93
Isı Eşanjörü (4)	72,71	---	11,72	0,036	95,46
Isı Eşanjörü (5)	212,99	---	537,56	1,666	64,69
Kısılma Vanası	---	---	2230,34	6,913	97,40
Karışım Odası	---	---	130,98	0,406	99,83
Seperatör	---	---	0,00	0,000	100

4.6. Model 5 için Analiz Sonuçları

Model 5'de sıvılaştırma çevrimi olarak ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sistemi kullanılmış ve eriyik çifti olarak ise LiBr–H₂O eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma çevrimi tercih edilmiştir.

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak Model 5'de üretilen sıvı hidrojen miktarının değişimi Şekil 4.27'de verilmiştir. Şekil 4.27'de görüldüğü gibi soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda diğer akışkanlara göre sistemden daha fazla sıvı hidrojen üretilirken, R245fa tercih edilmesi halinde ise üretilen sıvı hidrojen miktarı diğer akışkanlara göre daha düşük olmaktadır.

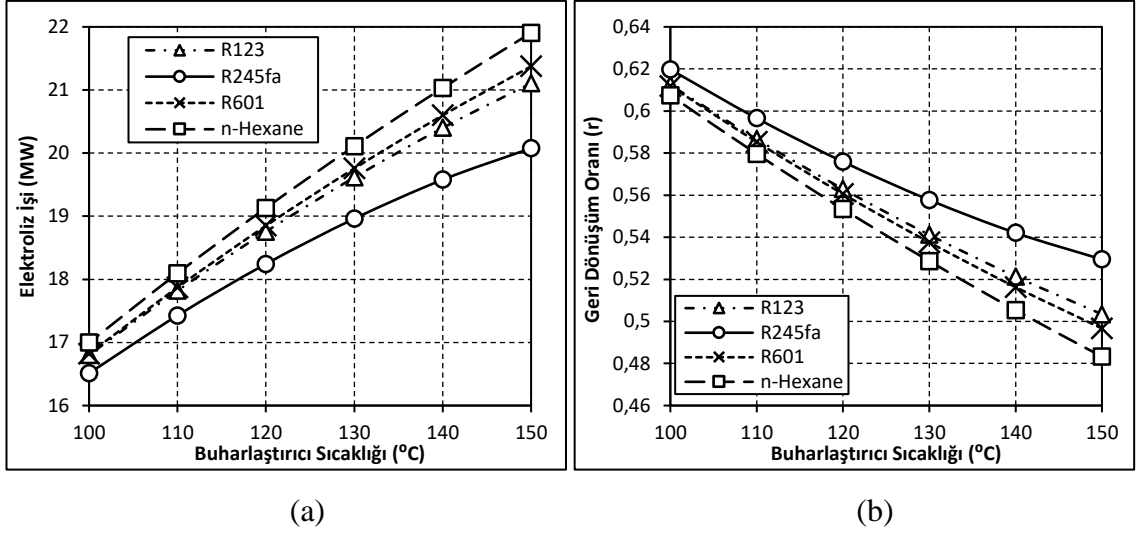
n-Hexane için, buharlaştırıcı sıcaklığının üretilen sıvı hidrojen miktarı üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha fazla olmakta ve üretilen sıvı hidrojen miktarı buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak %31,64 artmaktadır. Bununla birlikte, R245fa için buharlaştırıcı sıcaklığının üretilen sıvı hidrojen miktarı üzerindeki etkisi daha düşük olmakta ve üretilen sıvı hidrojen miktarı buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle %23,74 artmaktadır.



Şekil 4.27. Model 5 için ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde üretilen sıvı hidrojen miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığının artışına bağlı olarak elektroliz işinin değişimi Şekil 4.28(a)'da, elektroliz ünitesi geri dönüşüm oranının (r) değişimi ise Şekil 4.28(b)'de verilmiştir. Şekil 4.28'de görüldüğü gibi, buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesiyle gerekli elektroliz işi artarken, elektroliz modülü geri dönüşüm oranı azalmaktadır.

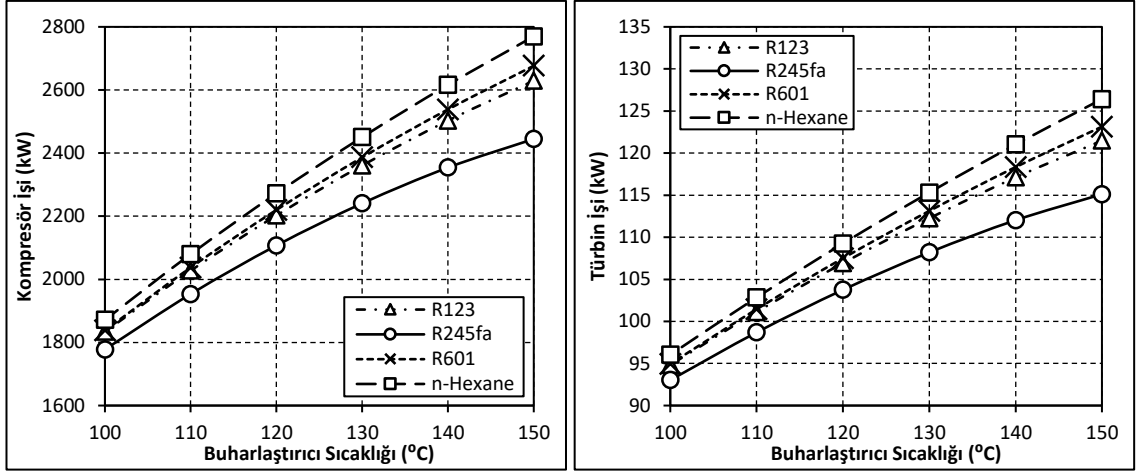
Model 5 için, buharlaştırıcı sıcaklığının elektroliz işi ve geri dönüşüm oranı üzerindeki etkisinin en fazla olduğu akışkan n-Hexane iken, etkisinin en az olduğu akışkan ise R245fa'dır. Sabit çalışma şartlarında, buharlaştırıcı sıcaklığı, soğutucu akışkan ve hidrojen miktarına bağlı olarak elektroliz işi maksimum %28,87 artarken, elektroliz ünitesi geri dönüşüm oranı ise maksimum %20,44 oranında azalmaktadır.



Şekil 4.28. Model 5 için (a) elektroliz işinin ve (b) elektroliz modülü geri dönüşüm oranının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

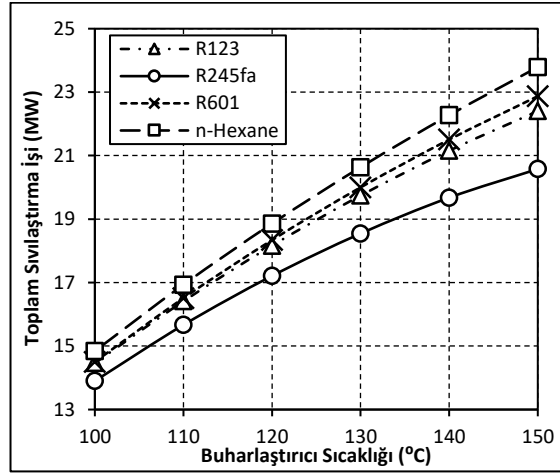
ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sistemindeki kompresör işinin değişimi Şekil 4.29(a)'da, elde edilen türbin işinin değişimi Şekil 4.29(b)'de ve toplam sıvılaştırma işinin değişimi ise Şekil 4.29(c)'de verilmiştir. Önceki verilen modellere benzer şekilde, Model 5'de buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla elde edilen hidrojen miktarı yükselmekte ve bu durumda sırasıyla kompresör işi, türbin işi ve toplam sıvılaştırma işi artmaktadır.

Model 5 için, n-Hexane kullanılması durumunda gerekli olan kompresör işi, elde edilen türbin işi ve toplam sıvılaştırma işi diğer akışkanlara göre daha yüksek olmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığının kompresör, türbin ve toplam sıvılaştırma işi üzerindeki etkisinin en fazla olduğu akışkan n-Hexane'dir. Buharlaştırıcı sıcaklığının 100°C'den 150°C'ye yükselmesiyle, n-Hexane için kompresör işi %48, türbin işi %31,64 ve toplam sıvılaştırma işi ise %60,27 artmaktadır. Soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılması durumunda ise gerekli olan kompresör işi, elde edilen türbin işi ve toplam sıvılaştırma işi diğer akışkanlara göre daha düşüktür. R245fa için buharlaştırıcı sıcaklığının kompresör ve toplam sıvılaştırma işi üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha az olmakta ve buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle kompresör işi %37,51, türbin işi %23,75 ve toplam sıvılaştırma işi ise %48,04 artmaktadır.



(a)

(b)



(c)

Şekil 4.29. Model 5 için ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminde (a) kompresör işinin, (b) türbin işinin ve (c) toplam sıvılaştırma işinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

150°C buharlaştırıcı sıcaklığı için, soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda Model 5'i oluşturan tüm noktaların termodinamik özellikleri Çizelge 4.18'de, Model 5'i oluşturan tüm bileşenlerin enerji ve ekserji performansları ise Çizelge 4.19'da verilmiştir.

Çizelge 4.18. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 5'in termodinamik özellikleri

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
ORC Sistemi							
1	160,00	735,693	447,941	599,41	1,5450	146,59	65662,86
2	98,82	24,998	447,941	496,04	1,5947	28,66	12839,40
2a	48,07	24,998	447,941	400,65	1,3193	13,98	6264,02
3	30,00	24,998	447,941	11,71	0,0393	0,28	124,49
4	30,34	735,693	447,941	13,07	0,0402	1,37	615,45
4a	70,75	735,693	447,941	108,46	0,3352	10,28	4605,33
ss ₁	20,00	101,325	4164,972	83,93	0,2962	0,00	0,00
ss ₂	30,00	101,325	4164,972	125,76	0,4365	0,70	2905,70
Yüksek Sıcaklık Elektroliz Sistemi							
1	200,00	1200	2,200	2815,36	6,5890	886,69	3103,10
2	726,30	1200	2,200	3982,81	8,2498	1567,28	4600,41
3	879,96	1200	2,200	4345,07	8,5868	1830,75	5180,03
4	980,63	1200	2,200	4590,74	8,7910	2016,55	5588,80
5	200,00	1200	0,800	2815,36	6,5890	886,69	1128,40
6	282,00	1200	0,800	3005,74	6,9607	968,10	1193,53
7	494,68	1200	0,800	3464,81	7,6610	1221,90	1396,57
8	820,63	1200	0,800	4203,34	8,4606	1726,01	1799,86
9	938,63	1200	3,000	4487,43	8,7072	1937,82	7384,88
10 _{H₂}	1000,00	15000	0,17347	18491,38	54,0887	14350,69	22803,78
10 _{H₂O}	1000,00	15000	1,44981	4597,68	7,6350	2362,38	4184,44
11 _{H₂}	915,15	15000	0,17347	17181,66	53,0242	13353,04	22630,72
11 _{H₂O}	915,15	15000	1,44981	4380,71	7,4586	2197,11	3944,82
11a _{H₂}	919,18	8000	0,17347	17181,66	55,6628	12579,52	22496,54
11a _{H₂O}	905,00	8000	1,44981	4380,71	7,7454	2113,03	3822,92
12 _{H₂}	911,03	8000	0,17347	17056,59	55,5575	12485,31	22480,20
12 _{H₂O}	911,03	8000	1,44981	4395,67	7,7581	2124,28	3839,23
13 _{H₂}	781,95	8000	0,17347	15092,86	53,8020	11036,22	22228,83
13 _{H₂O}	781,95	8000	1,44981	4079,06	7,4751	1890,64	3500,49
13a _{H₂}	784,87	3000	0,17347	15092,86	57,8849	9839,31	22021,20
13a _{H₂O}	771,59	3000	1,44981	4079,06	7,9230	1759,32	3310,11
14 _{H₂}	777,34	3000	0,17347	14979,28	57,7772	9757,31	22006,98
14 _{H₂O}	777,34	3000	1,44981	4092,65	7,9360	1769,11	3324,30

Çizelge 4.18. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 5'in termodinamik özellikleri (devam)

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
15 _{H₂}	338,16	3000	0,17347	8490,48	49,7903	5609,87	21287,54
15 _{H₂O}	338,16	3000	1,44981	3086,59	6,6963	1126,46	2392,58
16	1000,00	15000	1,37668	1014,78	0,1632	967,02	1502,08
17	603,11	15000	1,37668	577,55	-0,2488	650,58	1066,45
18	604,57	8000	1,37668	577,55	-0,0805	601,23	998,50
19	344,85	8000	1,37668	304,35	-0,4495	436,20	771,31
20	343,60	3000	1,37668	304,35	-0,1911	360,47	667,05
21	231,27	3000	1,37668	193,10	-0,3921	307,13	593,62
22	20,00	101,325	1,55019	83,93	0,2962	0,00	77,44
23	20,10	1200	1,55019	85,40	0,2974	1,10	79,15
24	188,00	1200	3,000	1535,78	3,8151	420,29	2121,52
25	200,00	1200	3,000	2815,36	6,5890	886,69	4231,50
26	338,16	3000	1,44981	3086,59	6,6963	1126,46	2392,58
27	319,07	1200	1,44981	3086,59	7,1017	1007,61	2220,27
H ₁	338,16	3000	0,17347	8490,48	49,7903	5609,87	21287,54
H ₂	339,76	101,325	0,17347	8490,48	63,8024	1502,22	20575,94
H ₃	99,84	101,325	0,17347	5009,21	56,5975	133,08	20338,44
Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (LiBr-H₂O Eriyiği için)							
1	90,00	7,381	0,25260	2668,27	8,5362	168,77	174,95
2	54,98	7,381	0,25260	2601,83	8,3439	158,73	172,42
3	40,00	7,381	0,25260	167,50	0,5723	2,64	13,29
4	30,59	7,381	0,25260	128,16	0,4447	0,69	12,79
5	10,00	1,228	0,25260	128,16	0,4553	-2,41	12,74
6	10,00	1,228	0,25260	2518,89	8,8986	-86,85	110,38
7	31,00	1,228	0,25260	2558,23	9,0326	-86,80	110,40
8	40,00	1,228	2,16819	94,05	0,2461	24,90	1958,87
9	43,80	1,228	2,16819	101,79	0,2708	25,42	1960,00
10	43,81	7,381	2,16819	101,80	0,2708	25,42	1960,00
11	74,30	7,381	2,16819	155,14	0,4487	26,60	1962,56
12	90,00	7,381	1,91559	224,40	0,4917	83,24	1932,02
13	57,67	7,381	1,91559	164,02	0,3175	73,95	1914,23
14	57,67	1,228	1,91559	164,02	0,3175	73,95	1914,23
ss ₃	20,00	101,325	5,654	83,93	0,2962	0,00	282,48
ss ₄	46,00	101,325	5,654	192,68	0,6516	4,56	308,24

Çizelge 4.18. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 5'in termofiziksel özellikleri (devam)

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
ss ₅	20,00	101,325	18,084	83,93	0,2962	0,00	903,45
ss ₆	30,00	101,325	18,084	125,76	0,4365	0,70	916,07
Ön Soğutmalı Claude Sıvılaştırma Sistemi							
1	-37,62	101,325	0,69202	3045,68	50,0397	91,96	81107,55
2	-37,28	6000	0,69202	3064,81	33,1269	5069,08	84551,83
3	-112,47	6000	0,69202	2022,84	27,8169	5583,74	84907,99
4	-195,79	6000	0,69202	930,74	18,2315	7301,60	86096,78
5	-202,80	6000	0,69202	830,93	16,8784	7598,45	86302,21
5a	-202,80	6000	0,34601	830,93	16,8784	7598,45	43151,11
6	-231,38	6000	0,34601	326,49	7,5649	9824,25	43921,26
7	-237,80	6000	0,34601	223,74	4,9022	10502,06	44155,79
8	-252,78	101,325	0,34601	223,74	10,9843	8719,11	43538,87
9	-233,98	101,325	0,17254	654,73	29,2366	3799,43	20862,16
10	-251,35	101,325	0,34601	465,58	22,8297	5488,48	42421,03
11	-245,74	101,325	0,51855	528,52	25,4015	4797,47	63216,30
12	-213,95	101,325	0,51855	865,12	33,5758	2737,78	62148,24
13	-201,30	101,325	0,51855	998,31	35,6144	2273,37	61907,42
14	-85,66	101,325	0,51855	2388,85	46,9234	348,67	60909,36
f	-252,78	101,325	0,17347	0,001913	0,00009282	11715,39	22347,62
g	-252,78	101,325	0,17254	448,68	22,0276	5706,71	21191,25
e	-202,80	6000	0,34601	830,93	16,8784	7598,45	43151,11
N _{sıvı}	-195,79	101,325	3,33780	-122,02	2,8342	741,87	2561,41
N _{gaz}	-170,79	101,325	3,33780	104,41	5,7146	123,73	498,76
Jeotermal Akışkan							
jeo ₁	240,00	600	180,000	2935,46	7,1399	845,30	152154,79**
jeo ₂	158,86	600	180,000	1713,70	4,3458	442,62	131313,41***
jeo ₃	158,86	600	180,000	1710,34	4,3380	441,55	130982,11
jeo ₄	240,00	1300	1,828	2907,16	6,7406	934,04	2665,49
jeo ₅	190,00	1300	1,828	807,62	2,2358	155,10	374,92

*ORC sisteminde toplam ekserji akımı hesaplanırken kimyasal ekserji ihmal edilmiş, yüksek sıcaklıklı elektroliz, absorpsiyonlu soğutma ve sıvılaştırma sistemlerinde ise kimyasal ekserji dikkate alınmıştır.

**jeo₁ noktası için toplam ekserji akımı hesaplanırken kimyasal ekserji ihmal edilmiştir.

***jeo₂ noktası için verilen ekserji akımı toplam ekserji akımıdır. Ancak ORC sistemindeki ekserji hesaplamalarında kimyasal ekserji ihmal edilmiştir. jeo₂ noktasının fiziksel ekserjisi 79672,22 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.19. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 5'i oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları

Komponent	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	\dot{I} (kW)	\dot{I} (%)	$\eta_{ex,k}$
ORC Sistemi					
Buharlaştırıcı	219917,31	---	11425,05	36,130	84,24
Türbin	---	46302,56	6520,89	20,622	87,66
Yoğuşturucu	174223,46	---	3233,83	10,227	47,33
Pompa	---	608,72	117,76	0,372	80,65
Isı Eşanjörü	42728,85	---	2585,50	8,176	60,68
Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi					
Elektroliz Ünitesi	---	21905,16	799,75	2,529	96,35
Isı Eşanjörü (1)	2568,40	---	153,86	0,487	90,68
Isı Eşanjörü (2)	152,31	---	8,31	0,026	88,68
Isı Eşanjörü (3)	796,96	---	10,48	0,033	98,22
Isı Eşanjörü (4)	367,26	---	24,15	0,076	89,37
Isı Eşanjörü (5)	540,48	---	3,91	0,012	99,05
Isı Eşanjörü (6)	590,82	---	32,34	0,102	92,58
Giriş Eşanjörü	3838,74	---	180,58	0,571	92,12
Pompa	---	2,28	0,57	0,002	74,99
Seperatör	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (1)	---	---	177,91	0,563	92,26
Karışım Odası (2)	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (3)	---	---	3,78	0,012	99,95
Karışım Odası (4)	---	---	0,03	0,001	99,99
Karışım Odası (5)	---	---	0,04	0,001	99,99
Kısılma Vanası (1)	---	---	104,26	0,330	86,48
Kısılma Vanası (2)	---	---	67,94	0,215	93,63
Kısılma Vanası (3)	---	---	256,08	0,810	99,04
Kısılma Vanası (4)	---	---	398,01	1,259	98,45
Kısılma Vanası (5)	---	---	172,31	0,545	92,80
Kısılma Vanası (6)	---	---	712,56	2,253	96,66
Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (LiBr-H₂O Eriyiği için)					
Kaynatıcı	767,49	---	186,89	0,591	43,59
Yoğuşturucu	614,91	---	133,38	0,422	16,19
Buharlaştırıcı	603,90	---	139,86	0,442	41,11
Absorber	756,48	---	53,13	0,168	19,19

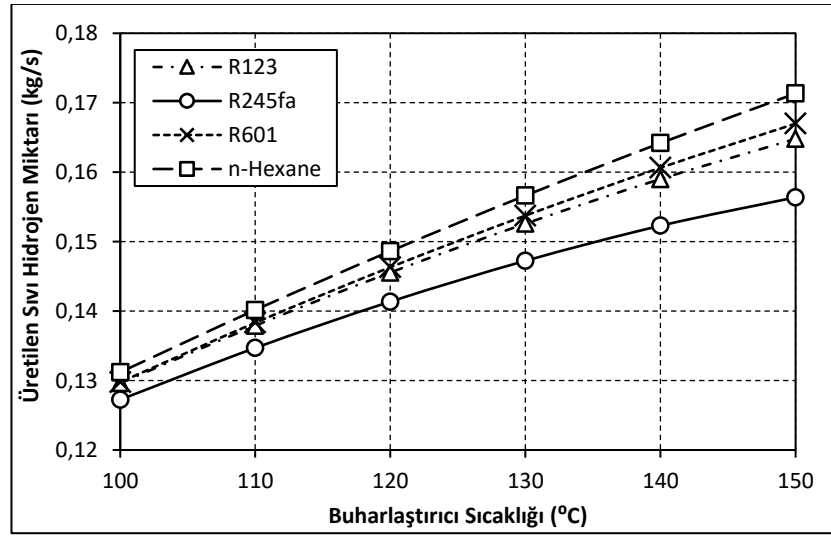
Çizelge 4.19. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 5'i oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları (devam)

Komponent	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	\dot{I} (kW)	\dot{I} (%)	$\eta_{ex,k}$
Eriyik Eşanjörü	115,66	---	15,23	0,048	14,40
Eriyik-Soğutucu Akışkan Eşanjörü	16,78	---	1,41	0,004	44,24
Soğutucu Akışkan Eşanjörü	9,94	---	0,48	0,002	2,58
Eriyik Pompası	---	0,01	0,01	0,001	7,25
Kısılma Vanası (1)	---	---	0,05	0,001	99,58
Kısılma Vanası (2)	---	---	0,00	0,000	100
Ön Soğutmalı Claude Sıvılaştırma Sistemi					
Kompresör	2756,64	2769,93	730,13	2,309	78,80
Türbin	---	126,42	603,66	1,909	17,32
Isı Eşanjörü (1)	721,07	---	641,90	2,030	35,69
Isı Eşanjörü (2)	755,76	---	873,85	2,763	57,63
Isı Eşanjörü (3)	69,07	---	35,40	0,112	85,30
Isı Eşanjörü (4)	174,54	---	297,91	0,942	72,11
Isı Eşanjörü (5)	35,55	---	94,55	0,299	71,27
Kısılma Vanası	---	---	616,92	1,951	98,60
Karışım Odası (1)	---	---	140,25	0,444	99,83
Karışım Odası (2)	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (3)	---	---	66,89	0,212	99,89
Seperatör	---	---	0,00	0,000	100

4.7. Model 6 için Analiz Sonuçları

Model 6’da sıvılaştırma çevrimi olarak ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sistemi kullanılmış ve eriyik çifti olarak ise LiBr–H₂O eriyiği kullanılan absorpsiyonlu soğutma çevrimi tercih edilmiştir.

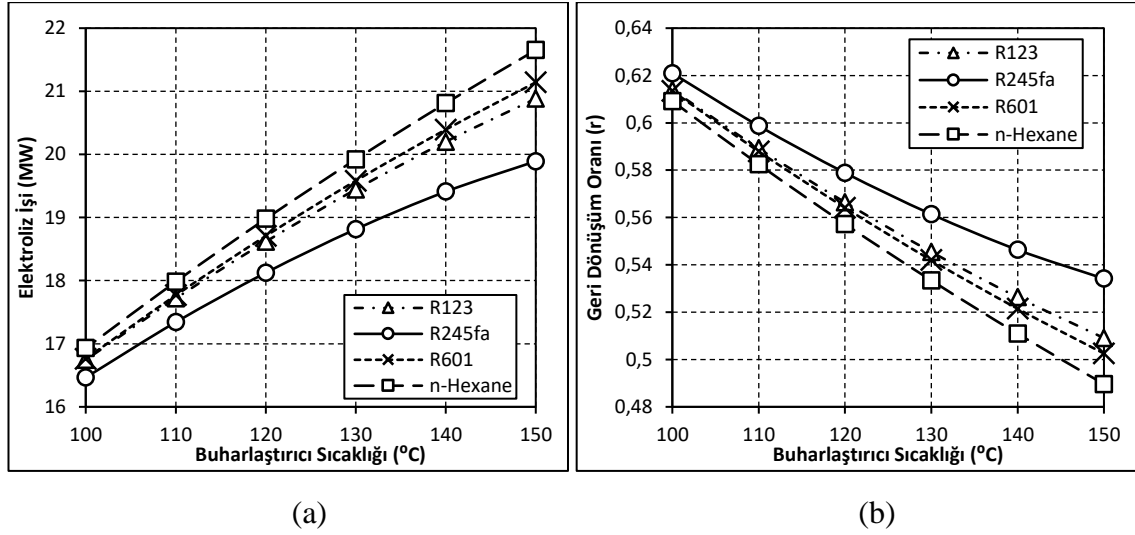
ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak Model 6’da üretilen sıvı hidrojen miktarının değişimi Şekil 4.30’da verilmiştir. n-Hexane için, buharlaştırıcı sıcaklığının üretilen sıvı hidrojen miktarı üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha fazla olmakta ve üretilen sıvı hidrojen miktarı buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak %30,59 artmaktadır. Bununla birlikte, R245fa için buharlaştırıcı sıcaklığının üretilen sıvı hidrojen miktarı üzerindeki etkisi daha düşük olmakta ve üretilen sıvı hidrojen miktarı buharlaştırıcı sıcaklığının etkisiyle %22,89 artmaktadır.



Şekil 4.30. Model 6 için ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sisteminde üretilen sıvı hidrojen miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

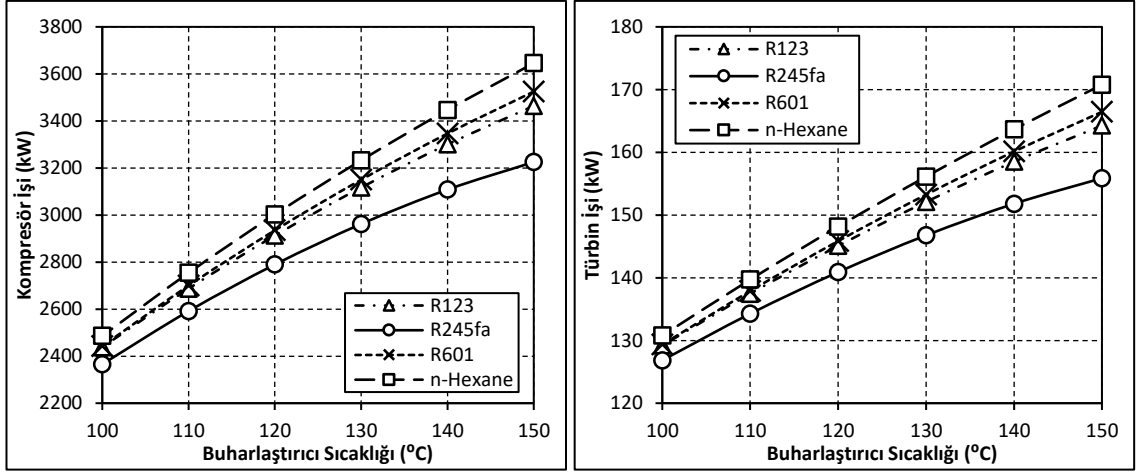
ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için buharlaştırıcı sıcaklığının artışına bağlı olarak elektroliz işinin değişimi Şekil 4.31(a)’da, elektroliz ünitesi geri dönüşüm oranının (r) değişimi ise Şekil 4.31(b)’de verilmiştir. Diğer modellere benzer şekilde, buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesiyle gerekli elektroliz işi artarken, elektroliz modülü geri dönüşüm oranı azalmaktadır.

Model 6 için, buharlaştırıcı sıcaklığının elektroliz işi ve geri dönüşüm oranı üzerindeki etkisinin en fazla olduğu akışkan n-Hexane iken, etkisinin en az olduğu akışkan ise R245fa'dır. Sabit çalışma şartlarında, buharlaştırıcı sıcaklığı, soğutucu akışkan ve hidrojen miktarına bağlı olarak elektroliz işi maksimum %27,89 artarken, elektroliz ünitesi geri dönüşüm oranı ise maksimum %19,62 oranında azalmaktadır.



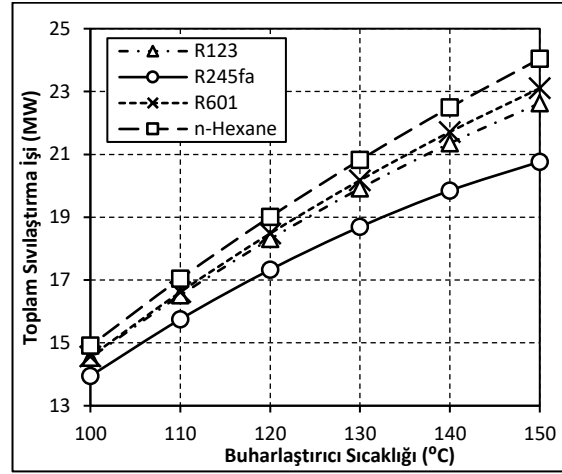
Şekil 4.31. Model 6 için (a) elektroliz işinin ve (b) elektroliz modülü geri dönüşüm oranının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

ORC sisteminde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar için, buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sistemindeki kompresör işinin değişimi Şekil 4.32(a)'da, elde edilen türbin işinin değişimi Şekil 4.32(b)'de ve toplam sıvılaştırma işinin değişimi ise Şekil 4.32(c)'de verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının kompresör, türbin ve toplam sıvılaştırma işi üzerindeki etkisinin en fazla olduğu akışkan n-Hexane'dir ve n-Hexane için, buharlaştırıcı sıcaklığındaki artışa bağlı olarak kompresör işi %46,64, türbin işi %30,59 ve toplam sıvılaştırma işi ise %61,24 artmaktadır. Bununla birlikte, R245fa için buharlaştırıcı sıcaklığının kompresör, türbin ve toplam sıvılaştırma işi üzerindeki etkisi diğer akışkanlara göre daha az olmakta ve kompresör işi %36,32, türbin işi %22,89 ve toplam sıvılaştırma işi ise %48,88 artmaktadır.



(a)

(b)



(c)

Şekil 4.32. Model 6 için ön soğutmalı Heylandt sıvılaştırma sisteminde (a) kompresör işinin, (b) türbin işinin ve (c) toplam sıvılaştırma işinin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

150°C buharlaştırıcı sıcaklığı için, soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda Model 6'yı oluşturan tüm noktaların termodinamik özellikleri Çizelge 4.20'de, Model 6'yı oluşturan tüm komponentlerin enerji ve ekserji performansları ise Çizelge 4.21'de verilmiştir.

Çizelge 4.20. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 6'nın termodinamik özellikleri

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
ORC Sistemi							
1	160,00	735,693	447,941	599,41	1,5450	146,59	65662,86
2	98,82	24,998	447,941	496,04	1,5947	28,66	12839,40
2a	48,07	24,998	447,941	400,65	1,3193	13,98	6264,02
3	30,00	24,998	447,941	11,71	0,0393	0,28	124,49
4	30,34	735,693	447,941	13,07	0,0402	1,37	615,45
4a	70,75	735,693	447,941	108,46	0,3352	10,28	4605,33
ss ₁	20,00	101,325	4164,972	83,93	0,2962	0,00	0,00
ss ₂	30,00	101,325	4164,972	125,76	0,4365	0,70	2905,70
Yüksek Sıcaklık Elektroliz Sistemi							
1	200,00	1200	2,200	2815,36	6,5890	886,69	3103,10
2	727,27	1200	2,200	3985,05	8,2520	1568,86	4603,88
3	880,63	1200	2,200	4346,66	8,5882	1831,94	5182,65
4	980,75	1200	2,200	4591,02	8,7912	2016,77	5589,28
5	200,00	1200	0,800	2815,36	6,5890	886,69	1128,40
6	278,06	1200	0,800	2997,05	6,9450	964,01	1190,26
7	485,43	1200	0,800	3444,74	7,6347	1209,53	1386,68
8	813,94	1200	0,800	4187,52	8,4461	1714,45	1790,61
9	936,99	1200	3,000	4483,42	8,7039	1934,77	7375,76
10 _{H₂}	1000,00	15000	0,17133	18491,38	54,0887	14350,69	22523,11
10 _{H₂O}	1000,00	15000	1,46889	4597,68	7,6350	2362,38	4239,51
11 _{H₂}	915,82	15000	0,17133	17191,94	53,0328	13360,78	22353,50
11 _{H₂O}	915,82	15000	1,46889	4382,41	7,4601	2198,39	3998,62
11a _{H₂}	919,85	8000	0,17133	17191,94	55,6714	12587,28	22220,98
11a _{H₂O}	905,69	8000	1,46889	4382,41	7,7469	2114,31	3875,11
12 _{H₂}	911,62	8000	0,17133	17065,66	55,5652	12492,14	22204,68
12 _{H₂O}	911,62	8000	1,46889	4397,14	7,7594	2125,38	3891,38
13 _{H₂}	783,09	8000	0,17133	15110,10	53,8183	11048,68	21957,37
13 _{H₂O}	783,09	8000	1,46889	4081,83	7,4777	1892,64	3549,50
13a _{H₂}	786,01	3000	0,17133	15110,10	57,9012	9851,78	21752,30
13a _{H₂O}	772,76	3000	1,46889	4081,83	7,9257	1761,32	3356,60
14 _{H₂}	778,42	3000	0,17133	14995,53	57,7926	9769,03	21738,12
14 _{H₂O}	778,42	3000	1,46889	4095,19	7,9384	1770,94	3370,74

Çizelge 4.20. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 6'nın termofiziksel özellikleri (devam)

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
15 _{H₂}	339,34	3000	0,17133	8507,66	49,8184	5618,82	21027,06
15 _{H₂O}	339,34	3000	1,46889	3089,41	6,7009	1127,93	2426,23
16	1000,00	15000	1,35974	1014,78	0,1632	967,02	1483,59
17	595,48	15000	1,35974	569,30	-0,2583	645,11	1045,88
18	596,89	8000	1,35974	569,30	-0,0899	595,76	978,77
19	340,22	8000	1,35974	299,60	-0,4572	433,71	758,43
20	338,91	3000	1,35974	299,60	-0,1989	357,99	655,47
21	230,34	3000	1,35974	192,19	-0,3939	306,75	585,79
22	20,00	101,325	1,53111	83,93	0,2962	0,00	76,49
23	20,10	1200	1,53111	85,40	0,2974	1,10	78,17
24	188,00	1200	3,000	1556,25	3,8595	427,75	2143,89
25	200,00	1200	3,000	2815,36	6,5890	886,69	4231,50
26	339,34	3000	1,46889	3089,41	6,7009	1127,93	2426,23
27	320,37	1200	1,46889	3089,41	7,1065	1009,04	2251,59
H ₁	339,34	3000	0,17133	8507,66	49,8184	5618,82	21027,06
H ₂	340,94	101,325	0,17133	5807,66	63,8305	1511,19	20323,65
H ₃	98,03	101,325	0,17133	4982,92	56,5268	127,50	20086,58
Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (LiBr-H₂O Eriyiği için)							
1	90,00	7,381	0,25260	2668,27	8,5362	168,77	174,95
2	54,98	7,381	0,25260	2601,83	8,3439	158,73	172,42
3	40,00	7,381	0,25260	167,50	0,5723	2,64	13,29
4	30,59	7,381	0,25260	128,16	0,4447	0,69	12,79
5	10,00	1,228	0,25260	128,16	0,4553	-2,41	12,74
6	10,00	1,228	0,25260	2518,89	8,8986	-86,85	110,38
7	31,00	1,228	0,25260	2558,23	9,0326	-86,80	110,40
8	40,00	1,228	2,16819	94,05	0,2461	24,90	1958,87
9	43,81	1,228	2,16819	101,79	0,2708	25,42	1960,00
10	43,81	7,381	2,16819	101,80	0,2708	25,42	1960,00
11	74,30	7,381	2,16819	155,14	0,4487	26,60	1962,56
12	90,00	7,381	1,91559	224,40	0,4917	83,24	1932,02
13	57,67	7,381	1,91559	164,02	0,3175	73,95	1914,23
14	57,67	1,228	1,91559	164,02	0,3175	73,95	1914,23
ss ₃	20,00	101,325	5,654	83,93	0,2962	0,00	282,48
ss ₄	46,00	101,325	5,654	192,68	0,6516	4,56	308,24

Çizelge 4.20. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 6'nın termofiziksel özellikleri (devam)

Nokta	T (°C)	P (kPa)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	e_{fiz} (kJ/kg)	\dot{E}^* (kW)
ss ₅	20,00	101,325	18,084	83,93	0,2962	0,00	903,45
ss ₆	30,00	101,325	18,084	125,76	0,4365	0,70	916,07
Ön Soğutmalı Heylandt Sıvılaştırma Sistemi							
1	-50,63	101,325	0,74853	2865,14	49,2512	142,55	87768,20
2	-49,43	18000	0,74853	2934,68	27,6767	6536,67	92554,39
3	-125,54	18000	0,74853	1849,28	21,7541	7187,49	93041,54
4	-195,79	18000	0,74853	867,35	12,7133	8855,85	94290,36
4a	-195,79	18000	0,37426	867,35	12,7133	8855,85	47145,18
5	-237,03	18000	0,37426	325,53	2,8856	11195,03	48020,65
6	-245,46	18000	0,37426	243,28	0,3032	11869,82	48273,20
7	-252,78	101,325	0,37426	243,28	11,9439	8457,35	46996,04
8	-239,09	101,325	0,20293	600,36	27,7490	4181,14	24614,51
9	-250,31	101,325	0,57720	477,61	23,3688	5342,47	70680,43
10	-217,40	101,325	0,57720	828,94	32,9462	2886,18	69262,66
11	-97,15	101,325	0,57720	2236,51	46,0850	442,11	67851,95
12	-252,78	101,325	0,37426	411,06	20,1805	6210,56	46155,14
f	-252,78	101,325	0,17133	0,001913	0,00009282	11715,39	22071,93
g	-252,78	101,325	0,20293	448,68	22,0276	5706,71	24924,10
e	-195,79	18000	0,37426	867,35	12,7133	8855,85	47145,18
N _{sıvı}	-195,79	101,325	3,246	-122,02	2,8342	741,69	2491,07
N _{gaz}	-170,79	101,325	3,246	104,41	5,7146	123,73	485,07
Jeotermal Akışkan							
jeo ₁	240,00	600	180,000	2935,46	7,1399	845,30	152154,79**
jeo ₂	158,86	600	180,000	1713,70	4,3458	442,62	131313,41***
jeo ₃	158,86	600	180,000	1710,34	4,3380	441,55	130982,11
jeo ₄	240,00	1300	1,799	2907,16	6,7406	934,04	2622,85
jeo ₅	190,00	1300	1,799	807,62	2,2358	155,10	368,92

*ORC sisteminde toplam ekserji akımı hesaplanırken kimyasal ekserji ihmal edilmiş, yüksek sıcaklıklı elektroliz, absorpsiyonlu soğutma ve sıvılaştırma sistemlerinde ise kimyasal ekserji dikkate alınmıştır.

**jeo₁ noktası için toplam ekserji akımı hesaplanırken kimyasal ekserji ihmal edilmiştir.

***jeo₂ noktası için verilen ekserji akımı toplam ekserji akımıdır. Ancak ORC sistemindeki ekserji hesaplamalarında kimyasal ekserji ihmal edilmiştir. jeo₂ noktasının fiziksel ekserjisi 79672,22 kW olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.21. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 6'yı oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları

Komponent	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	\dot{I} (kW)	\dot{I} (%)	$\eta_{ex,k}$
ORC Sistemi					
Buharlaştırıcı	219917,31	---	11425,05	34,702	84,24
Türbin	---	46302,56	6520,89	19,806	87,66
Yoğuşturucu	174223,46	---	3233,83	9,822	47,33
Pompa	---	608,72	117,76	0,358	80,65
Isı Eşanjörü	42728,85	---	2585,50	7,853	60,68
Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi					
Elektroliz Ünitesi	---	21653,16	782,71	2,377	96,39
Isı Eşanjörü (1)	2573,32	---	154,80	0,470	90,65
Isı Eşanjörü (2)	145,35	---	7,82	0,024	88,78
Isı Eşanjörü (3)	795,54	---	10,42	0,032	98,23
Isı Eşanjörü (4)	358,15	---	23,92	0,073	89,14
Isı Eşanjörü (5)	537,59	---	3,86	0,012	99,06
Isı Eşanjörü (6)	594,23	---	33,78	0,103	92,28
Giriş Eşanjörü	3777,33	---	166,31	0,505	92,62
Pompa	---	2,25	0,56	0,002	74,99
Seperatör	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (1)	---	---	185,88	0,565	92,02
Karışım Odası (2)	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (3)	---	---	4,13	0,013	99,94
Karışım Odası (4)	---	---	0,03	0,001	99,99
Karışım Odası (5)	---	---	0,04	0,001	99,99
Kısılma Vanası (1)	---	---	102,97	0,313	86,42
Kısılma Vanası (2)	---	---	67,11	0,204	93,58
Kısılma Vanası (3)	---	---	256,04	0,778	99,03
Kısılma Vanası (4)	---	---	397,97	1,209	98,44
Kısılma Vanası (5)	---	---	174,64	0,530	92,80
Kısılma Vanası (6)	---	---	703,76	2,138	96,65
Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (LiBr-H₂O Eriyiği için)					
Kaynatıcı	767,49	---	186,89	0,568	43,59
Yoğuşturucu	614,91	---	133,38	0,405	16,19
Buharlaştırıcı	603,90	---	139,42	0,423	41,19
Absorber	756,48	---	53,13	0,161	19,19

Çizelge 4.21. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, n-Hexane için Model 6'yı oluşturan komponentlerin enerji ve ekserji performansları (devam)

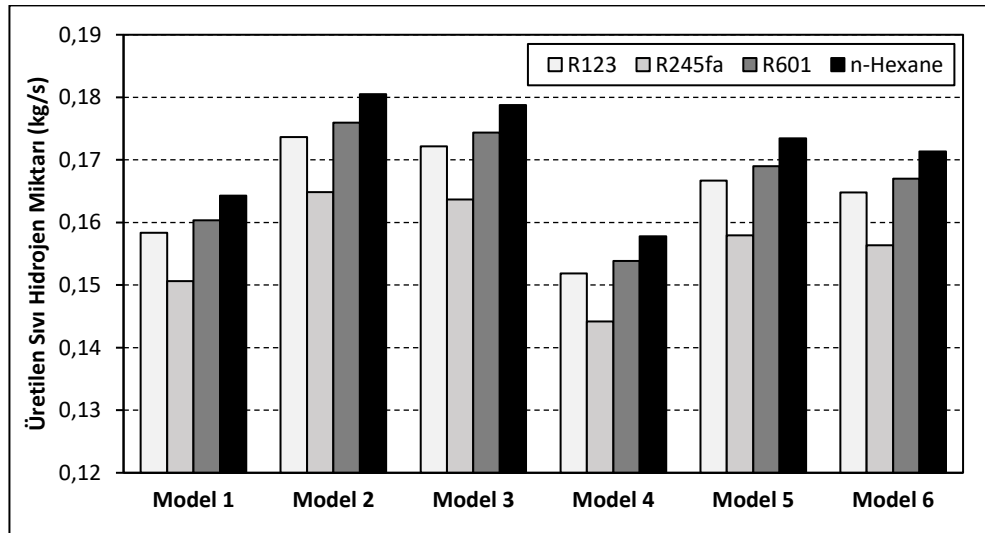
Komponent	\dot{Q} (kW)	\dot{W} (kW)	\dot{I} (kW)	\dot{I} (%)	$\eta_{ex,k}$
Eriyik Eşanjörü	115,66	---	15,23	0,046	14,40
Eriyik-Soğutucu Akışkan Eşanjörü	16,78	---	1,41	0,004	44,24
Soğutucu Akışkan Eşanjörü	9,94	---	0,48	0,001	2,58
Eriyik Pompası	---	0,01	0,01	0,001	7,25
Kısılma Vanası (1)	---	---	0,05	0,001	99,58
Kısılma Vanası (2)	---	---	0,00	0,000	100
Ön Soğutmalı Heylandt Sıvılaştırma Sistemi					
Kompresör	3593,51	3645,61	797,32	2,422	83,34
Türbin	---	170,77	819,26	2,488	17,25
Isı Eşanjörü (1)	812,45	---	923,56	2,805	34,53
Isı Eşanjörü (2)	735,01	---	757,19	2,300	62,25
Isı Eşanjörü (3)	202,79	---	542,30	1,647	61,75
Isı Eşanjörü (4)	30,78	---	57,04	0,173	81,58
Kısılma Vanası	---	---	1277,17	3,879	97,35
Karışım Odası (1)	---	---	170,33	0,517	99,81
Karışım Odası (2)	---	---	0,00	0,000	100
Karışım Odası (3)	---	---	89,22	0,271	99,87
Seperatör	---	---	0,00	0,000	100

4.8. Modellerin Termodinamik Performanslarının Karşılaştırılması

4.8.1. Kullanılan Farklı Soğutucu Akışkanlar için Performans Karşılaştırması

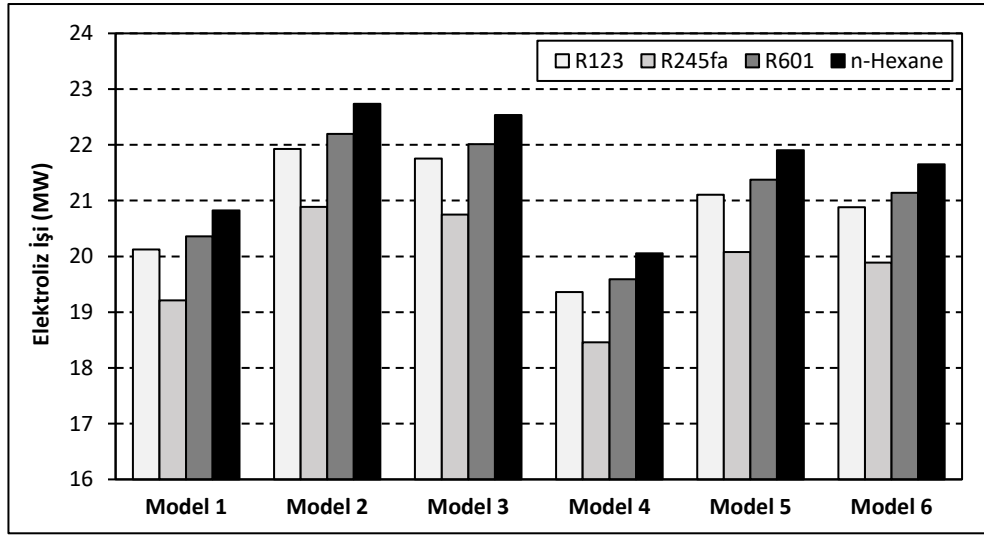
Bu çalışma kapsamında oluşturulan modellerin termodinamik performansları 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında farklı soğutucu akışkanlar için aşağıda değerlendirilmiştir.

Oluşturulan altı farklı modelden üretilen sıvı hidrojen miktarının değişimi Şekil 4.33’de farklı soğutucu akışkanlar için verilmiştir. Genel olarak her altı modelde de soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda elde edilen sıvı hidrojen miktarı diğer akışkanlara göre daha fazla iken, R245fa kullanılması durumunda ise üretilen sıvı hidrojen miktarı daha düşük olmaktadır. Tüm modeller birlikte ele alındığında, üretilen sıvı hidrojen miktarı açısından Model 2’nin daha performanslı ve kullanılabilir olduğu görülmektedir. Performans açısından Model 2’yi sırasıyla Model 3 ve Model 5 takip etmektedir. Bununla birlikte Model 4’ün performansı ise diğer modellere kıyasla daha düşüktür. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, oluşturulan modele ve kullanılan soğutucu akışkana bağlı olarak sistemden üretilen sıvı hidrojen miktarı maksimum %25,18 artmaktadır.



Şekil 4.33. Farklı modeller için üretilen sıvı hidrojen miktarının değişimi

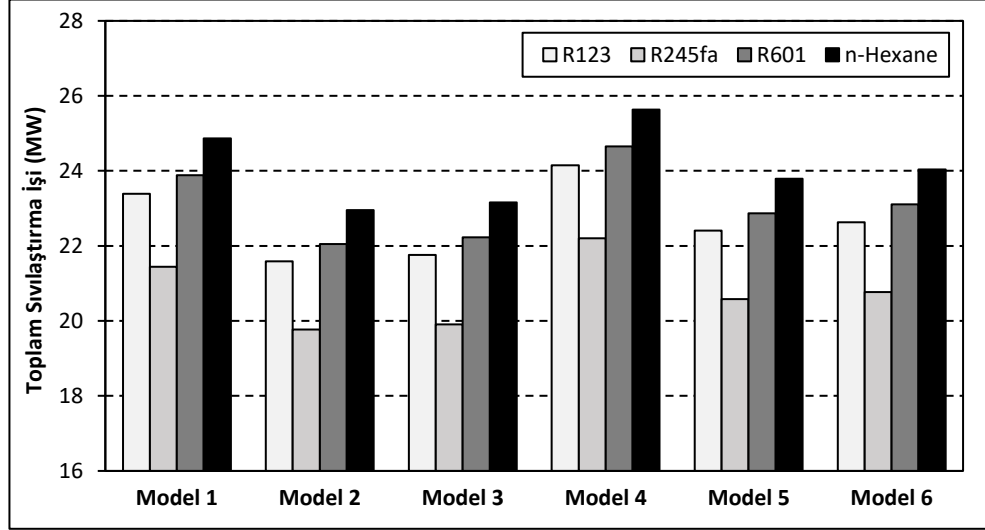
Oluşturulan modeller için gerekli olan elektroliz işinin değişimi Şekil 4.34’de farklı soğutucu akışkanlara bağlı olarak verilmiştir. Model 2’de üretilen hidrojen miktarının diğer modellere kıyasla daha fazla olması Model 2 için gerekli olan elektroliz işinin daha yüksek olmasına neden olmaktadır. Bununla birlikte Model 4’de üretilen sıvı hidrojen miktarına bağlı olarak, Model 4 için gerekli olan elektroliz işi diğer modellere göre daha düşüktür. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, oluşturulan modele ve kullanılan soğutucu akışkana bağlı olarak gerekli olan elektroliz işi maksimum %23,18 artmaktadır.



Şekil 4.34. Farklı modeller için gerekli elektroliz işinin değişimi

Altı farklı model için gerekli olan toplam sıvılaştırma işinin değişimi Şekil 4.35’de farklı soğutucu akışkanlara bağlı olarak verilmiştir. Model 1, Model 2 ve Model 3’de NH₃-H₂O eriyikli ASS kullanılmış, Model 4, Model 5 ve Model 6’da ise LiBr-H₂O eriyikli ASS tercih edilmiştir. Bu durumda kullanılan eriyik çiftine bağlı olarak Model 1, Model 2 ve Model 3 için ASS’de daha düşük sıcaklıklara soğutma yapılmakta ve sıvılaştırma sistemine giren hidrojen sıcaklığı diğer modellere göre daha düşük olmaktadır. Her ne kadar Model 1, Model 2 ve Model 3’de sıvılaştırılacak hidrojen miktarı daha fazla olsa da, sıvılaştırma sistemine giren hidrojen sıcaklığının daha düşük olması nedeniyle bu modeller için gerekli olan toplam sıvılaştırma işi genel olarak diğer modellere kıyasla daha azdır. Tüm modeller birlikte ele alındığında, toplam sıvılaştırma işi Model 4 için maksimum iken, Model 2 için minimum olmaktadır. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında,

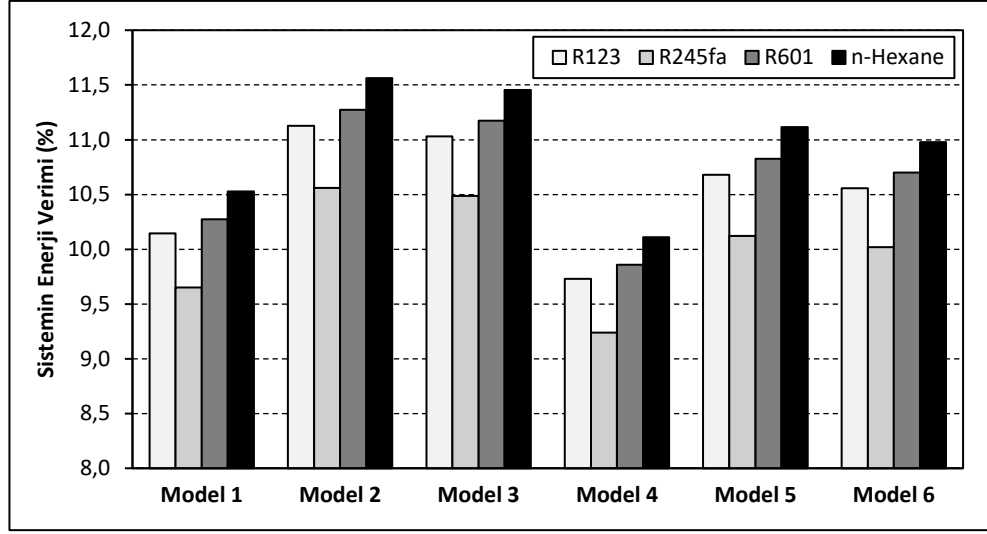
oluşturulan modele ve kullanılan soğutucu akışkana bağlı olarak gerekli olan toplam sıvılaştırma işi maksimum %29,67 artmaktadır.



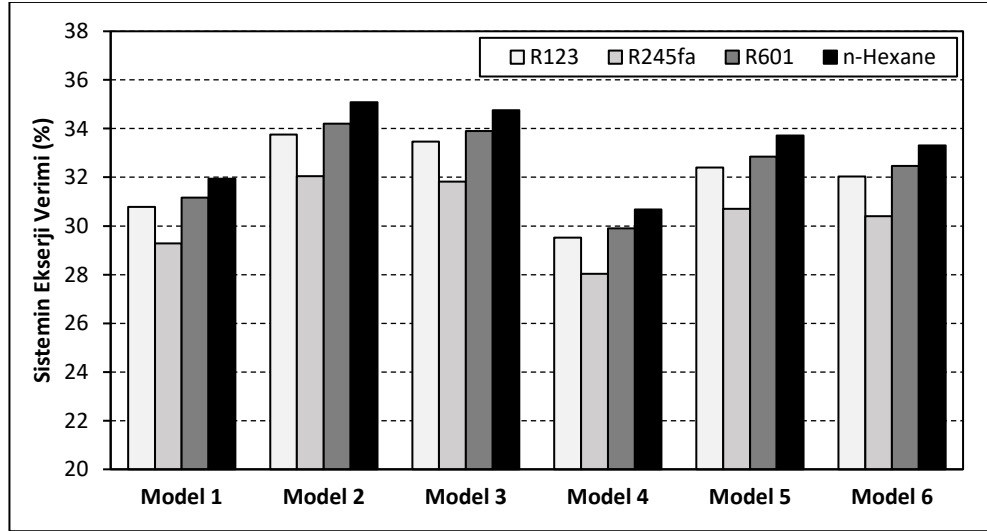
Şekil 4.35. Farklı modeller için toplam sıvılaştırma işinin değişimi

Çalışma kapsamında oluşturulan modeller için sıvı hidrojen üretim sistemi enerji veriminin değişimi Şekil 4.36’da, sistemin ekserji veriminin değişimi ise Şekil 4.37’de verilmiştir. Genel olarak her altı modelde de soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda sıvı hidrojen üretim sisteminin enerji ve ekserji verimi diğer akışkanlara göre maksimum iken, R245fa kullanılması durumunda ise sistemin enerji ve ekserji verimi en düşük olmaktadır.

Oluşturulan modeller birlikte ele alındığında, sıvı hidrojen üretim sisteminin enerji ve ekserji verimi açısından Model 2’nin termodinamik performansının diğer modellere kıyasla daha yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Termodinamik performans yönünden Model 2’yi sırasıyla Model 3 ve Model 5 takip etmektedir. Bununla birlikte Model 4 enerji ve ekserji verimi açısından oluşturulan modeller arasında termodinamik performansı en düşük model olarak belirlenmiştir. 150°C buharlaştırıcı sıcaklığında, oluşturulan modele ve kullanılan soğutucu akışkana bağlı olarak sıvı hidrojen üretim sisteminin enerji verimi %9,24 ile %11,56 arasında değişirken, ekserji verimi ise %28,03 ile %35,09 arasında değişmektedir.



Şekil 4.36. Farklı modeller için sıvı hidrojen üretim sistemi enerji veriminin değişimi



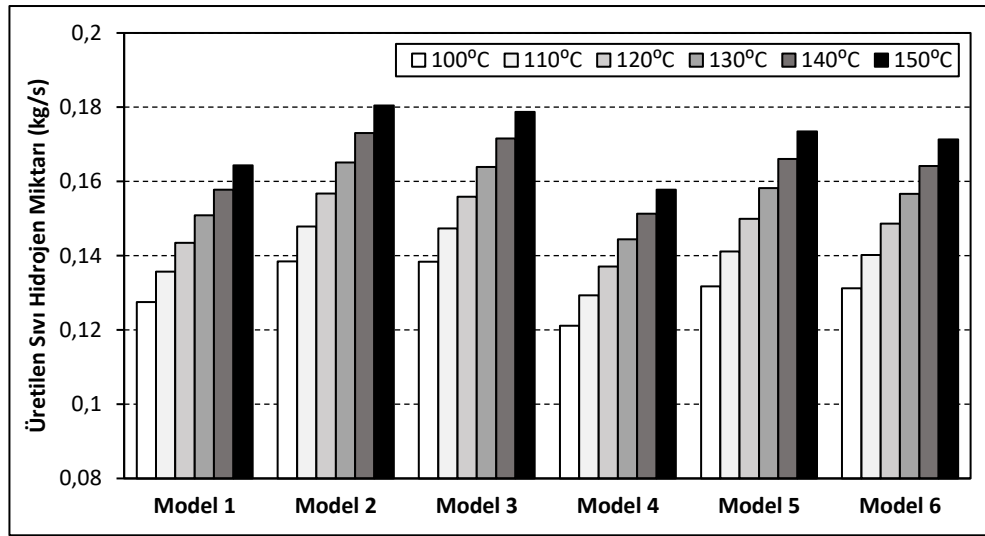
Şekil 4.37. Farklı modeller için sıvı hidrojen üretim sistemi ekserji veriminin değişimi

4.8.2. Farklı Buharlaştırıcı Sıcaklıkları için Performans Karşılaştırması

Oluşturulan modellerde soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda, farklı buharlaştırıcı sıcaklıkları için modellerin termodinamik performansı aşağıda değerlendirilmiştir.

Bu çalışma kapsamında oluşturulan altı farklı modelden üretilen sıvı hidrojen miktarının değişimi Şekil 4.38'de farklı buharlaştırıcı sıcaklıkları için verilmiştir. Genel olarak

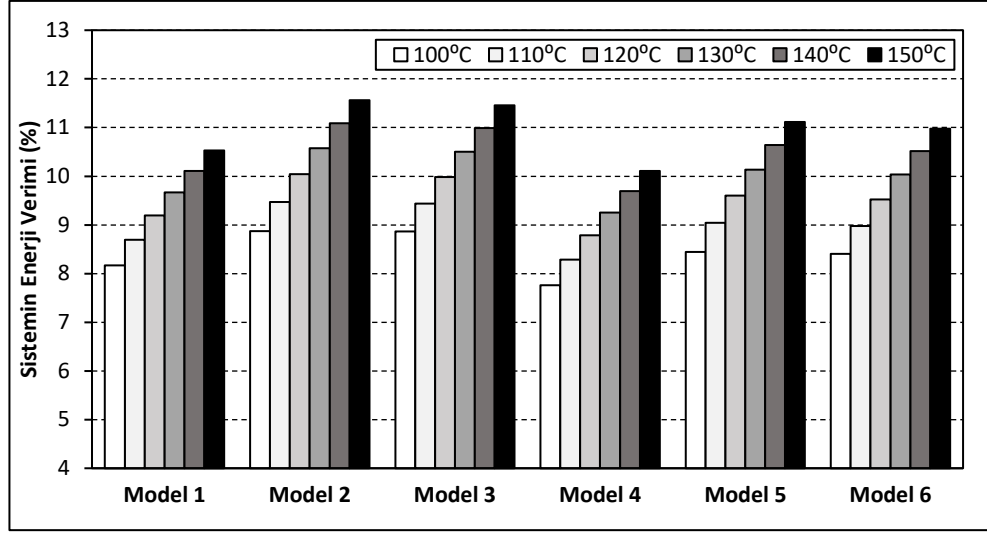
buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesiyle, her altı modelden de elde edilen hidrojen miktarı artmaktadır. Oluşturulan modeller birlikte ele alındığında, incelenen buharlaştırıcı sıcaklık aralığı (100-150°C) için sıvı hidrojen üretimi açısından Model 2 diğer modellere kıyasla daha performanslı olmaktadır. Bununla birlikte Model 4 hidrojen üretimi açısından en düşük performansa sahip model olarak belirlenmiştir. Soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda, buharlaştırıcı sıcaklığı ve oluşturulan modele bağlı olarak üretilen sıvı hidrojen miktarı maksimum %49,01 artmaktadır.



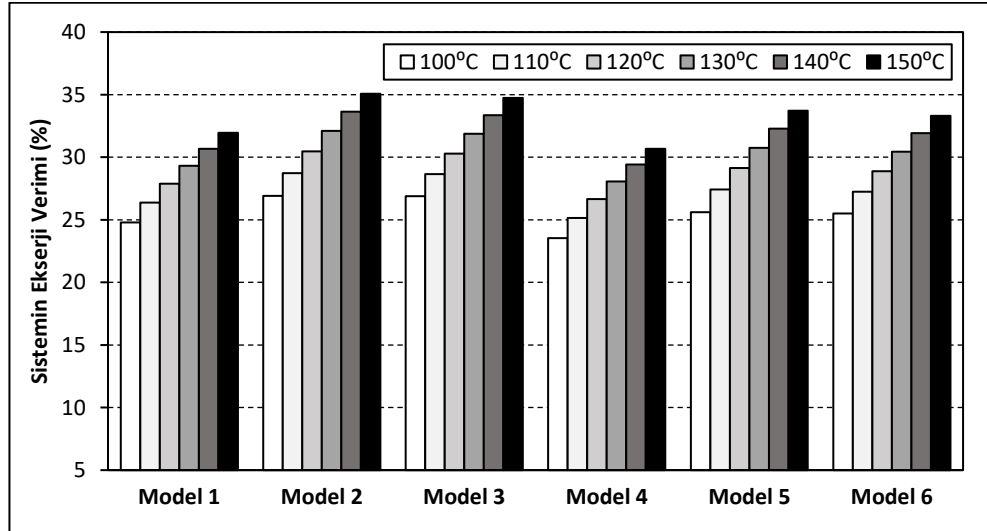
Şekil 4.38. Farklı modeller için üretilen sıvı hidrojen miktarının buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

Buharlaştırıcı sıcaklıkları dikkate alınarak, çalışma kapsamında oluşturulan modeller için sıvı hidrojen üretim sistemi enerji veriminin değişimi Şekil 4.39'da, sistemin ekserji veriminin değişimi ise Şekil 4.40'da verilmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesi, sıvı hidrojen üretim sisteminin enerji ve ekserji verimini arttırarak sistemin termodinamik performansının yükselmesini sağlamaktadır.

Soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda, buharlaştırıcı sıcaklığı ve oluşturulan modele bağlı olarak sıvı hidrojen üretim sisteminin enerji verimi %7,76'dan %11,56'ya yükselirken, sistemin ekserji verimi ise %23,55'den %35,09'a artmaktadır.



Şekil 4.39. Farklı modeller için sıvı hidrojen üretim sistemi enerji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi



Şekil 4.40. Farklı modeller için sıvı hidrojen üretim sistemi ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi

4.9. Eksergoekonomik Analiz Sonuçları

Önceki bölümlerde yapılan enerji ve ekserji analizleri dikkate alınarak, diğer modellere kıyasla termodinamik performansı daha yüksek olan Model 2'nin eksergoekonomik analizleri 150°C buharlaştırıcı sıcaklığı ve n-Hexane için gerçekleştirilmiş ve komponentlerin eksergoekonomik performansları bu bölümde değerlendirilmiştir.

Sıvı hidrojen üretim sistemini oluşturan komponentlerin satın alma, ilk yatırım, bakım, onarım ve işletme maliyetleri ile toplam yatırım maliyeti Çizelge 4.22'de verilmiştir. Komponentlerin satın alma maliyetleri için, Çizelge 3.2, Çizelge 3.5, Çizelge 3.7 ve Çizelge 3.9'da verilen satın alma maliyet denklemlerinden yararlanılmıştır. Bu çalışma kapsamında oluşturulan sıvı hidrojen üretim sisteminin yıllık toplam çalışma süresi 7884 saat olarak belirlenmiş ve sistemin ekonomik ömrü 25 yıl olarak kabul edilmiştir (Bejan ve ark. 1996, Balli ve ark. 2008, Abuşoğlu ve ark. 2013). Ayrıca ekonomik analizler için kullanılacak olan bileşik faiz oranı %12 olarak alınmıştır.

Sıvı hidrojen üretim sistemini oluşturan komponentler arasında elektroliz ünitesi 441,206 USD/h ile en yüksek yatırım maliyetine sahip komponent olmaktadır. Elektroliz ünitesini 290,966 USD/h yatırım maliyeti ile ORC türbini takip etmektedir. Bununla birlikte absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan eriyik pompası ise 0,021 USD/h yatırım maliyeti ile en düşük yatırım maliyetine sahip komponent olmaktadır.

Çizelge 4.22. Sıvı hidrojen üretim sistemini oluşturan komponentlerin satın alma, ilk yatırım, bakım, onarım, işletme ve toplam yatırım maliyetleri

Komponent	Satın Alma Maliyeti (USD)	İlk Yatırım Maliyeti (USD/h)	Bakım, Onarım ve İşletme Maliyeti (USD/h)	Toplam Yatırım Maliyeti (USD/h)
ORC Sistemi				
Buharlaştırıcı	897 218	14,510	2,902	17,412
Türbin	14 993 305	242,472	48,494	290,966
Yoğuşturucu	794 199	12,844	2,569	15,413
Pompa	189 125	3,059	0,612	3,671
Isı Eşanjörü	657 535	10,634	2,127	12,761

Çizelge 4.22. Sıvı hidrojen üretim sistemini oluşturan komponentlerin satın alma, ilk yatırım, bakım, onarım, işletme ve toplam yatırım maliyetleri (devam)

Komponent	Satın Alma Maliyeti (USD)	İlk Yatırım Maliyeti (USD/h)	Bakım, Onarım ve İşletme Maliyeti (USD/h)	Toplam Yatırım Maliyeti (USD/h)
Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi				
Elektroliz Ünitesi	22 735 079	367,671	73,534	441,206
Isı Eşanjörü (1)	59 182	0,9571	0,1914	1,1485
Isı Eşanjörü (2)	42 378	0,6853	0,1371	0,8224
Isı Eşanjörü (3)	52 454	0,8483	0,1697	1,018
Isı Eşanjörü (4)	42 778	0,6918	0,1384	0,8302
Isı Eşanjörü (5)	53 462	0,8646	0,1729	1,0375
Isı Eşanjörü (6)	42 642	0,6896	0,1379	0,8275
Giriş Eşanjörü	175 788	2,8429	0,5686	3,4115
Pompa	2 231	0,03609	0,007217	0,043307
Seperatör	21 557	0,3486	0,06972	0,41832
Karışım Odası (1)	17 241	0,2788	0,05577	0,33457
Karışım Odası (2)	29 478	0,4767	0,09535	0,57205
Karışım Odası (3)	53 299	0,862	0,1724	1,0344
Karışım Odası (4)	18 858	0,305	0,061	0,366
Karışım Odası (5)	28 713	0,4643	0,09287	0,55717
Kısılma Vanası (1)	2 500	0,040	0,008	0,049
Kısılma Vanası (2)	2 500	0,040	0,008	0,049
Kısılma Vanası (3)	2 500	0,040	0,008	0,049
Kısılma Vanası (4)	2 500	0,040	0,008	0,049
Kısılma Vanası (5)	2 500	0,040	0,008	0,049
Kısılma Vanası (6)	2 500	0,040	0,008	0,049
Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (NH₃-H₂O Eriyiği için)				
Kaynatıcı	6 777	0,110	0,022	0,132
Yoğuşturucu	7 123	0,115	0,023	0,138
Buharlaştırıcı	36 238	0,586	0,117	0,703
Absorber	43 270	0,700	0,140	0,840
Eriyik Eşanjörü	75 988	1,229	0,246	1,475
Eriyik-Soğutucu Akışkan Eşanjörü	42 869	0,693	0,139	0,832
Soğutucu Akışkan Eşanjörü	42 860	0,693	0,139	0,832
Eriyik Pompası	1 058	0,017	0,003	0,021

Çizelge 4.22. Sıvı hidrojen üretim sistemini oluşturan komponentlerin satın alma, ilk yatırım, bakım, onarım, işletme ve toplam yatırım maliyetleri (devam)

Komponent	Satın Alma Maliyeti (USD)	İlk Yatırım Maliyeti (USD/h)	Bakım, Onarım ve İşletme Maliyeti (USD/h)	Toplam Yatırım Maliyeti (USD/h)
Kısılma Vanası (1)	2 500	0,040	0,008	0,049
Kısılma Vanası (2)	2 500	0,040	0,008	0,049
Ön Soğutmalı Claude Sıvılaştırma Sistemi				
Kompresör	1 286 383	20,803	4,161	24,964
Türbin	184 488	2,984	0,597	3,581
Isı Eşanjörü (1)	47 178	0,763	0,153	0,916
Isı Eşanjörü (2)	58 035	0,939	0,188	1,126
Isı Eşanjörü (3)	45 481	0,736	0,147	0,883
Isı Eşanjörü (4)	49 242	0,796	0,159	0,956
Isı Eşanjörü (5)	43 015	0,696	0,139	0,835
Kısılma Vanası	7 500	0,121	0,024	0,146
Karışım Odası (1)	80 879	1,308	0,262	1,570
Karışım Odası (2)	9 602	0,155	0,031	0,186
Karışım Odası (3)	31 568	0,511	0,102	0,613
Seperatör	15 850	0,256	0,051	0,308

Model 2’de kullanılan ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sistemindeki ön soğutma işlemi için 4 826 793 USD toplam satın alma maliyeti hesaplanmıştır. Model 2 için oluşturulan sıvı hidrojen üretim sisteminin toplam maliyetleri Çizelge 4.23’de verilmiştir.

Çizelge 4.23. Model 2 için oluşturulan sıvı hidrojen üretim sisteminin toplam maliyetleri

Ön soğutma Sistemi Toplam Satın Alma Maliyeti	4 826 793 USD
Tüm Sistemin Satın Alma Maliyeti	47 868 737 USD
Tüm Sistemin Bakım, Onarım ve İşletme Maliyeti	9 573 747 USD
Tüm Sistemin Toplam Maliyeti	57 442 484 USD

Model 2’yi oluşturan noktalardaki ekserji akımı, birim ekserji ve ekserji maliyetleri Çizelge 4.24’de verilmiştir. Çizelge 4.24 incelendiğinde, birim ekserji maliyeti en yüksek olan noktanın 21,307 USD/GJ ile sıvılaştırma sisteminde ön soğutma amacıyla kullanılan (2) numaralı eşanjörün azot girişi/çıkışı olduğu belirlenmiştir. Isı eşanjörünü 16,273

USD/GJ ile ASS'deki kaynatıcı girişi (11) takip etmektedir. Birim ekserji maliyeti sıfır olan çevre şartlarındaki su dışında, en düşük birim ekserji maliyetine sahip nokta ise elektroliz sistemindeki pompa çıkışı (23) olarak tespit edilmiştir.

Çalışma kapsamında jeotermal akışkanın birim ekserji maliyeti 1,373 USD/GJ (Kordlar ve Mahmoudi 2017, Yılmaz 2018) olarak kabul edilmiş ve şebekeden satın alınan elektriğin güncel birim fiyatı dikkate alınarak elektrik birim ekserji maliyeti ise 22,375 USD/GJ olarak belirlenmiştir. Elektroliz ve absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan pompalarda gerekli olan elektrik şebekeden sağlanmıştır. Bu çalışma kapsamında Model 2 için ORC sisteminde üretilen elektriğin birim ekserji maliyeti 3,899 USD/GJ olarak hesaplanmıştır.

Elektroliz sistemine çevre şartlarında ve sıfır birim ekserji maliyetiyle giren elektroliz suyu sistemde ayrıştıktan sonra hidrojen 9,528 USD/GJ birim ekserji maliyetiyle sistemi terk etmektedir. Elektroliz sistemine giren ve çıkan akışkan arasındaki birim ekserji maliyet farkının yüksek olmasının temel nedeni ise elektroliz sisteminin yüksek yatırım maliyetine sahip olmasıdır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi yardımıyla soğutulduktan sonra 9,860 USD/GJ birim ekserji maliyetiyle ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sistemine giren gaz fazındaki hidrojen, sıvılaştırma sistemini 11,277 USD/GJ birim ekserji maliyetiyle sıvı fazda terk etmektedir. Ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sistemindeki türbinden elde edilen elektriğin birim ekserji maliyeti 70,912 USD/GJ olarak hesaplanmıştır. Elde edilen bu maliyet, şebekeden satın alınan elektrik birim ekserji maliyetinin yaklaşık üç katıdır. Bu nedenle ön soğutmalı Claude sıvılaştırma sisteminin elektrik üretimi amacıyla kullanımı ekserji maliyeti açısından uygun olmamaktadır.

Model 2 için sıvı hidrojen üretim sistemi değerlendirildiğinde, 1,373 USD/GJ birim ekserji maliyetine sahip jeotermal akışkandan yararlanılarak 11,277 USD/GJ birim ekserji maliyetine sahip sıvı hidrojen elde edilmiştir.

Çizelge 4.24. Model 2'yi oluşturan noktalardaki ekserji akımı, birim ekserji ve ekserji maliyetleri

Nokta	\dot{E} (kW)	c (USD/GJ)	\dot{C} (USD/h)
ORC Sistemi			
1	65662,86	1,888	446,297
2	12839,40	1,888	87,267
2a	6264,02	1,888	42,575
3	124,49	1,888	0,846
4	615,45	5,895	13,061
4a	4605,33	4,252	70,495
ss ₁	0,00	0,000	0,000
ss ₂	2905,70	5,462	57,135
jeo ₁	152154,79	1,373	752,071
jeo ₂ *	79672,22	1,373	393,804
Türbin	46302,56	3,899	649,921
Pompa	608,72	3,899	8,544
Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi			
1	3103,10	6,223	69,518
2	4589,73	7,674	126,798
3	5171,65	7,939	147,808
4	5587,27	8,097	162,864
5	1128,40	6,223	25,279
6	1206,01	6,845	29,718
7	1431,84	7,661	39,490
8	1829,97	8,279	54,541
9	7414,46	8,184	218,448
10	27730,65	9,281	926,525
11	27310,96	9,281	912,503
11a	27054,73	9,370	912,610
12	27054,70	9,373	912,901
13	26462,14	9,373	892,907
13a	26064,00	9,517	892,984
14	26063,96	9,523	893,545
15	24426,61	9,523	837,413
16	1562,92	9,281	52,220
17	1137,18	9,281	37,995
18	1066,51	9,909	38,045

Çizelge 4.24. Model 2'yi oluşturan noktalardaki ekserji akımı, birim ekserji ve ekserji maliyetleri (devam)

Nokta	\dot{E} (kW)	c (USD/GJ)	\dot{C} (USD/h)
19	815,95	9,909	29,107
20	707,46	11,448	29,156
21	619,64	11,448	25,537
22	80,58	0,000	0,000
23	82,35	0,789	0,234
24	2048,11	10,700	78,893
25	4231,50	6,185	94,219
26	2282,18	9,528	78,281
27	2117,54	10,280	78,366
H ₁	22144,43	9,528	759,572
jeo ₄	2805,41	1,373	13,867
jeo ₅	394,60	1,373	1,950
Elektroliz Ünitesi	22735,08	3,899	319,119
Pompa	2,37	22,375	0,191
Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (NH₃-H₂O Eriyiği için)			
1	11771,18	16,013	678,571
2	11759,30	16,013	677,886
3	11550,78	16,013	665,865
4	11550,20	16,013	665,832
5	11547,41	16,018	665,879
6	11633,11	16,131	675,553
7	11629,95	16,145	675,956
8	60521,04	16,2387	3538,019
9	60526,40	16,24	3538,616
10	60532,66	16,242	3539,417
11	60673,13	16,273	3554,402
12	49212,68	16,258	2880,359
13	48999,81	16,258	2867,900
14	48999,81	16,2583	2867,953
H ₂	21403,25	9,860	759,730
H ₃	21150,69	9,860	750,765
ss ₃	316,02	0,000	0,000
ss ₄	344,83	9,795	12,159

Çizelge 4.24. Model 2'yi oluşturan noktalardaki ekserji akımı, birim ekserji ve ekserji maliyetleri (devam)

Nokta	\dot{E} (kW)	c (USD/GJ)	\dot{C} (USD/h)
ss ₅	1974,36	0,000	0,000
ss ₆	2001,93	0,9984	7,195
jeo ₂ *	131313,41	1,373	649,056
jeo ₃	130404,98	1,373	644,566
Pompa	10,32	22,375	0,831
Ön Soğutmalı Claude Sıvılaştırma Sistemi			
1	84418,59	10,818	3287,665
2	88002,81	10,579	3351,534
3	88395,28	10,661	3392,576
4	89580,96	10,996	3546,116
5	89794,70	11,003	3556,840
5a	44897,35	11,004	1778,582
6	45698,67	11,087	1823,980
7	45942,69	11,117	1838,682
8	45300,80	11,275	1838,760
9	21706,42	11,277	881,220
10	44137,73	11,004	1748,490
11	65774,55	11,108	2630,245
12	64663,26	11,108	2585,806
13	64412,70	11,108	2575,786
14	63402,96	11,108	2535,408
e	44897,35	11,004	1778,582
f	23251,99	11,277	943,966
g	22048,82	11,277	895,120
N _{sıvı}	2463,26	21,307	188,945
N _{gaz}	479,65	21,307	36,792
Kompresör	2753,59	3,899	38,650
Türbin	131,53	70,912	33,578

*ORC sisteminde kimyasal ekserji ihmal edildiği için bu sistemde verilen jeo₂ noktasının ekserji akımını fiziksel ekserji oluşturmaktadır. Ancak diğer sistemlerde kimyasal ekserji dikkate alındığı için absorpsiyonlu soğutma sisteminde verilen jeo₂ noktasının ekserji akımını fiziksel ve kimyasal ekserji oluşturmaktadır.

Model 2 için sıvı hidrojen üretim sistemini oluşturan komponentlerin ekserjiye bağlı yakıt ve ürün maliyetleri, ekserji yıkımları ve ekserji yıkım maliyetleri, bağlı maliyet farkları

ve eksergoekonomik faktörleri Çizelge 4.25’de verilmiştir. Çalışma kapsamında, sıvı hidrojen üretim sisteminde ekserji yıkım maliyeti en yüksek olan komponentin 61,206 USD/h maliyet ile Claude sıvılaştırma sistemindeki (2) numaralı eşanjör olduğu belirlenmiştir. Isı eşanjörünü sırasıyla 56,472 USD/h ve 44,321 USD/h ekserji yıkım maliyetleri ile ORC sistemindeki buharlaştırıcı ve türbin takip etmektedir.

Eksergoekonomik performans parametreleri dikkate alındığında, sıvı hidrojen üretim sisteminde bağıl maliyet farkı en yüksek olan komponentin %632,07 ile ASS’de kullanılan yoğunlaştırıcı olduğu belirlenmiştir. Yoğunlaştırıcıyı sırasıyla %544,42 ve %381,71 bağıl maliyet farkları ile sıvılaştırma sistemindeki türbin ve ASS’deki absorber takip etmektedir. Bu komponentlerin bağıl maliyet farklarının düşürülmesi için komponentlerin termodinamik performansları iyileştirilmeli ve yatırım maliyetleri azaltılmalıdır.

Çalışma kapsamında Model 2 için, yüksek sıcaklıklı elektroliz sisteminde kullanılan seperatörün, (2) numaralı karışım odasının, ASS’de kullanılan (2) numaralı kısılma vanasının, sıvılaştırma sisteminde kullanılan seperatör ve (2) numaralı karışım odasının eksergoekonomik faktörü %100 olarak belirlenmiştir. Bu komponentleri sırasıyla %99,77, %99,70 ve %97,35 eksergoekonomik faktör ile elektroliz sistemindeki (5) ve (4) numaralı karışım odaları ve elektroliz ünitesi takip etmektedir. Yüksek eksergoekonomik faktöre sahip bu komponentlerdeki ekserji yıkım maliyeti yatırım maliyetine oranla çok düşüktür veya hiç yoktur. Bu komponentlerin yatırım maliyetleri düşürülerek toplam yatırım maliyetinden tasarruf edilmesi söz konusudur.

Bununla birlikte, sıvı hidrojen üretim sistemini oluşturan komponentlerden genel olarak elektroliz sistemindeki kısılma vanalarının eksergoekonomik faktörü düşüktür. Bu komponentler dışında, %1,32 ile ASS’deki yoğunlaştırıcı, %1,81 ile sıvılaştırma sistemindeki (2) numaralı eşanjör ve %3,58 ile sıvılaştırma sistemindeki (1) numaralı eşanjör eksergoekonomik faktörü düşük olan diğer komponentlerdir. Bu komponentlerin ekserji verimi açısından termodinamik performansı iyileştirilmeli veya bu durum söz konusu değilse bu komponentler yerine daha düşük maliyetli komponentler tercih edilmelidir.

Eksergoekonomik analizler kapsamında bağıl maliyet farkı ve eksergoekonomik faktör birlikte ele alındığında, öncelikli olarak ASS’de kullanılan yoğunlaştırıcı ve absorberin, sıvılaştırma sisteminde kullanılan türbinin termodinamik performansının iyileştirilmesi, elektroliz sistemindeki elektroliz ünitesinin ise yatırım maliyetinin azaltılması önerilmektedir.

Çizelge 4.25. Model 2’yi oluşturan komponentler için eksergoekonomik analiz sonuçları

Komponent	c_F (USD/GJ)	c_P (USD/GJ)	\dot{i} (kW)	\dot{C}_D (USD/h)	r (%)	f (%)
ORC Sistemi						
Buharlaştırıcı	1,373	1,710	11425,05	56,472	24,52	23,57
Türbin	1,888	3,899	6520,89	44,321	106,52	86,78
Yoğuşturucu	1,888	5,462	3233,83	21,980	189,30	41,22
Pompa	3,899	6,911	117,76	1,653	77,25	68,95
Isı Eşanjörü	1,888	3,999	2585,50	17,573	111,79	42,07
Yüksek Sıcaklıklı Elektroliz Sistemi						
Elektroliz Ünitesi	3,899	9,653	855,97	12,015	147,57	97,35
Isı Eşanjörü (1)	9,523	10,703	150,72	5,167	12,39	18,19
Isı Eşanjörü (2)	11,448	15,889	10,21	0,421	38,79	66,14
Isı Eşanjörü (3)	9,373	10,029	10,64	0,359	7,00	73,93
Isı Eşanjörü (4)	9,909	12,019	24,72	0,882	21,29	48,49
Isı Eşanjörü (5)	9,281	10,063	4,07	0,136	8,43	88,41
Isı Eşanjörü (6)	9,281	10,502	27,61	0,922	13,15	47,29
Giriş Eşanjörü	1,373	1,950	227,41	1,124	42,01	75,22
Pompa	22,375	36,615	0,59	0,048	63,64	47,59
Seperatör	9,523	9,528	0,00	0,000	0,05	100,00
Karışım Odası (1)	9,925	10,700	151,79	5,423	7,81	5,81
Karışım Odası (2)	6,185	6,223	0,00	0,000	0,61	100,00
Karışım Odası (3)	8,142	8,184	2,78	0,082	0,52	92,69
Karışım Odası (4)	9,370	9,373	0,03	0,001	0,03	99,70
Karışım Odası (5)	9,517	9,523	0,04	0,001	0,06	99,77
Kısılma Vanası (1)	9,909	11,448	108,50	3,870	15,53	1,24
Kısılma Vanası (2)	9,281	9,909	70,67	2,361	6,77	2,01
Kısılma Vanası (3)	9,281	9,370	256,22	8,561	0,96	0,56
Kısılma Vanası (4)	9,373	9,517	398,15	1,435	1,54	0,36
Kısılma Vanası (5)	9,528	10,280	164,64	5,647	7,89	0,85

Çizelge 4.25. Model 2’yi oluşturan komponentler için eksergoekonomik analiz sonuçları (devam)

Komponent	c_F (USD/GJ)	c_P (USD/GJ)	\dot{i} (kW)	\dot{C}_D (USD/h)	r (%)	f (%)
Kısılma Vanası (6)	9,528	9,860	741,18	25,423	3,48	0,19
Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (NH₃-H₂O Eriyiği için)						
Kaynatıcı	1,373	4,048	597,70	2,954	194,84	4,26
Yoğuşturucu	16,013	117,226	179,71	10,360	632,07	1,32
Buharlaştırıcı	9,860	31,357	166,86	5,923	218,02	10,61
Absorber	15,049	72,494	81,15	4,397	381,71	16,04
Eriyik Eşanjörü	16,258	16,337	72,41	4,238	0,49	25,82
Eriyik-Soğutucu Akışkan Eşanjörü	16,013	30,899	6,51	0,375	92,97	68,92
Soğutucu Akışkan Eşanjörü	16,013	35,394	3,74	0,216	121,03	79,42
Eriyik Pompası	22,375	35,576	4,05	0,327	59,00	5,92
Kısılma Vanası (1)	16,013	16,018	2,79	0,161	0,03	23,16
Kısılma Vanası (2)	16,240	16,242	0,00	0,000	0,01	100,00
Ön Soğutmalı Claude Sıvılaştırma Sistemi						
Kompresör	3,899	4,950	631,97	8,871	26,95	73,78
Türbin	11,004	70,912	628,09	24,881	544,42	12,58
Isı Eşanjörü (1)	11,108	29,048	617,27	24,684	161,50	3,58
Isı Eşanjörü (2)	21,307	35,971	797,94	61,206	68,82	1,81
Isı Eşanjörü (3)	11,108	13,937	36,83	1,473	25,47	37,47
Isı Eşanjörü (4)	11,108	15,737	309,97	12,395	41,68	7,16
Isı Eşanjörü (5)	11,277	16,735	98,38	3,994	48,40	17,29
Kısılma Vanası	11,117	11,275	641,88	25,689	1,42	0,56
Karışım Odası (1)	10,796	10,818	135,05	5,249	0,21	23,02
Karışım Odası (2)	11,003	11,004	0,00	0,000	0,01	100,00
Karışım Odası (3)	11,094	11,108	69,60	2,780	0,13	18,06
Seperatör	11,275	11,277	0,00	0,000	0,02	100,00

5. SONUÇ

Bu tez çalışmasında, sıvı hidrojen üretimi için geliştirilen jeotermal enerji kaynaklı ve alt modül olarak sırasıyla ORC sistemi, yüksek sıcaklıklı elektroliz sistemi, absorpsiyonlu soğutma sistemi ve hidrojen sıvılaştırma sisteminden oluşan kapsamlı bir sistem modellenmiş, modellenen sistemin termodinamik optimizasyonu ve eksergoekonomik analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, sıvı hidrojen üretimi için modellenen sistemin termodinamik performansı ORC sistemlerinde kullanılan farklı soğutucu akışkanlar (R123, R245fa, R601, n-Hexane) için farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında (100°C-150°C) incelenmiştir.

Sistemin alt modüllerinden absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan eriyik çiftinin (NH₃-H₂O, LiBr-H₂O) sistem performansına ve üretilen hidrojen miktarına olan etkisi araştırılmıştır. Hidrojen sıvılaştırma sistemleri olarak ise ön soğutmalı Linde-Hampson çevrimi, ön soğutmalı Claude çevrimi ve ön soğutmalı Heylandt çevriminin performansı değerlendirilmiştir. Bu kapsamda incelenen sıvılaştırma çevrimleri ve absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan eriyik çiftleri dikkate alınarak hidrojen üretim sistemi için altı farklı model oluşturulmuştur. Oluşturulan altı farklı modelin enerji ve ekserji analizleri gerçekleştirilmiş, termodinamik performansları karşılaştırılmıştır. Elde edilen enerji ve ekserji analizleri sonucunda optimum çalışma şartları ve modeli belirlenmiştir. Son olarak belirlenen optimum çalışma şartları için eksergoekonomik analizler gerçekleştirilmiş ve modellenen sistemi oluşturan komponentlerin eksergoekonomik performansları değerlendirilmiştir. Tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçlar aşağıda sunulmuştur:

- ORC sisteminde kullanılan buharlaştırıcının çalışma sıcaklığındaki artışa bağlı olarak türbinde üretilen elektrik işi artmış ve bağlı olarak sistemin hidrojen üretim performansı yükselmiştir. Sabit çalışma şartlarında kullanılan soğutucu akışkana bağlı olarak, buharlaştırıcı sıcaklığının 100°C'den 150°C'ye yükselmesiyle türbinden elde edilen elektrik işi maksimum %44,48 oranında artarken, tüm sistemden elde edilen sıvı hidrojen miktarı ise modele ve soğutucu akışkana bağlı olarak maksimum %49,01 oranında artmıştır.

- ORC sisteminde soğutucu akışkan olarak n-Hexane kullanılması durumunda sistemin termodinamik performansının ve hidrojen üretim miktarının daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Bununla birlikte soğutucu akışkan olarak R245fa tercih edilmesi durumunda ise sistemin performansının diğer akışkanlara oranla daha düşük olduğu tespit edilmiştir.
- Sabit çalışma şartlarında, soğutucu akışkan ve buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak ORC sisteminin ısı verimi %13,83 ile %20,78 arasında değişirken, ekserji verimi ise %41,96 ile %63,04 arasında değişmiştir.
- Tüm modeller birlikte ele alındığında, Model 2'nin termodinamik performansının diğer modellere kıyasla daha yüksek olduğu ve hidrojen üretim miktarı açısından ise daha kullanılabilir olduğu belirlenmiştir. Sabit çalışma şartlarında, soğutucu akışkan ve buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak Model 2'de üretilen hidrojen miktarı maksimum 0,18049 kg/s olarak hesaplanmıştır. Yapılan analizler sonucunda Model 2'nin enerji ve ekserji verimi sırasıyla maksimum %11,56 ve %35,09 olarak belirlenmiştir.
- Model 2'yi performans açısından Model 3 ve Model 5 takip etmiştir. Bu modellerde üretilen maksimum hidrojen miktarı ise sırasıyla 0,17878 kg/s ve 0,17347 kg/s olarak hesaplanmıştır.
- Oluşturulan modeller arasında, Model 4'ün termodinamik performansının diğer modellere kıyasla daha düşük olduğu belirlenmiştir. Sabit çalışma şartlarında, soğutucu akışkan ve buharlaştırıcı sıcaklığına bağlı olarak Model 4'de üretilen hidrojen miktarı maksimum 0,15779 kg/s olarak hesaplanmıştır. Model 4'ün enerji ve ekserji verimi ise sırasıyla maksimum %10,11 ve %30,67 olarak tespit edilmiştir.
- Ön soğutmalı Claude çevriminin incelenen diğer sıvılaştırma çevrimlerine kıyasla termodinamik performansının daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Hidrojen üretim performansı dikkate alındığında, bu çevrimi sırasıyla ön soğutmalı Heylandt çevrimi ve ön soğutmalı Linde-Hampson çevrimi takip etmiştir.
- Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan eriyik çiftleri incelendiğinde, LiBr-H₂O eriyiğine kıyasla hidrojen gazının daha düşük sıcaklıklara soğutulmasını sağlayan NH₃-H₂O eriyiğinin sistemin termodinamik performansına katkısının daha fazla olduğu tespit edilmiştir.

- Yapılan enerji ve ekserji analizleri dikkate alınarak, 150°C buharlaştırıcı sıcaklığı ve n-Hexane için Model 2'nin eksergoekonomik analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma şartlarında, sıvı hidrojen üretimi için modellenen sistemin toplam satın alma maliyeti 57 442 484 USD olarak belirlenmiştir.
- Sıvı hidrojen üretim sistemini oluşturan komponentler arasında elektroliz ünitesi 441,206 USD/h ile en yüksek yatırım maliyetine sahip komponent olmuştur. Elektroliz ünitesini 290,966 USD/h yatırım maliyeti ile ORC türbini takip etmektedir.
- Model 2 için belirlenen çalışma şartları altında, 1,373 USD/GJ birim ekserji maliyetine sahip jeotermal akışkandan yararlanılarak 11,277 USD/GJ birim ekserji maliyetine sahip sıvı hidrojen elde edilmiştir.
- Sıvı hidrojen üretim sisteminde ekserji yıkım maliyeti en yüksek olan komponentin 61,206 USD/h maliyet ile Claude sıvılaştırma sistemindeki (2) numaralı eşanjör olduğu belirlenmiştir. Isı eşanjörünü sırasıyla 56,472 USD/h ve 44,321 USD/h ekserji yıkım maliyetleri ile ORC sistemindeki buharlaştırıcı ve türbin takip etmektedir.
- Yapılan eksergoekonomik analizler sonucunda, bağıl maliyet farkı ve eksergoekonomik faktör birlikte ele alındığında, öncelikli olarak absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan yoğuşturucu ve absorberin, sıvılaştırma sisteminde kullanılan türbinin termodinamik performansının iyileştirilmesi, elektroliz sistemindeki elektroliz ünitesinin ise yatırım maliyetinin düşürülmesi önerilmiştir.

KAYNAKLAR

- Abed, A.M., Alghoul, M.A., Sirawn, R., Al-Shamani, A.N., Sopian, K. 2015.** Performance enhancement of ejector-absorption cooling cycle by re-arrangement of solution streamlines and adding RHE. *Applied Thermal Engineering*, 77: 65-75.
- Abuşoğlu, A., Demir, S., Kanoğlu, M. 2013.** Biyogaz beslemeli gaz motorlu bir kojenerasyon sisteminin termoekonomik analizi. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 33: 9-21.
- Ahmadi, M.H., Mehrpooya, M., Pourfayaz, F. 2016.** Exergoeconomic analysis and multi objective optimization of performance of a Carbon dioxide power cycle driven by geothermal Energy with liquefied natural gas as its heat sink. *Energy Conversion and Management*, 119: 422-434.
- Akrami, E., Chitsaz, A., Nami, H., Mahmoudi, S.M.S. 2017.** Energetic and exergoeconomic assessment of a multi-generation energy system based on indirect use of geothermal energy. *Energy*, 124: 625-639.
- Aljundi, I.H. 2011.** Effect of dry hydrocarbons and critical point temperature on the efficiencies of organic Rankine cycle. *Renewable Energy*, 36: 1196-1202.
- Aman, J., Ting, D.S.K., Henshaw, P. 2014.** Residential solar air conditioning: Energy and exergy analyses of an ammonia-water absorption cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 62: 424-432.
- Aneke, M., Agnew, B., Underwood, C., Menkiti, M. 2012.** Thermodynamic analysis of alternative refrigeration cycles driven from waste heat in a food processing application. *International Journal of Refrigeration*, 35: 1349-1358.
- Ansarinassab, H., Mehrpooya, M., Sadeghzadeh, M. 2019.** An exergy-based investigation on hydrogen liquefaction plant-exergy, exergoeconomic, and exergoenvironmental analyses. *Journal of Cleaner Production*, 210: 530-541.
- Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Yamankaradeniz, N., Kaynakli, O. 2018.** Investigation of parameters affecting Organic Rankine Cycle efficiency by using Taguchi and ANOVA methods. *Applied Thermal Engineering*, 145: 221-228.
- Bademlioglu, A.H., Yamankaradeniz, R., Kaynakli, O. 2019a.** Exergy analysis of the Organic Rankine Cycle based on the pinch point temperature difference. *Journal of Thermal Engineering*, 5: 157-165.
- Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Yamankaradeniz, N., Kaynakli, O. 2019b.** A Parametric Analysis of the Performance of Organic Rankine Cycle with Heat Recovery Exchanger and Its Statistical Evaluation. *Journal of Thermal Science and Technology*, 39(2): 121-135.
- Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Kaynakli, O. 2020.** Multi-objective optimization of parameters affecting Organic Rankine Cycle performance characteristics with Taguchi-Grey Relational Analysis. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 117: 109483.

- Balli, O., Aras, H., Hepbasli, A. 2008.** Exergoeconomic analysis of a combined heat and power (CHP) system. *International Journal of Energy Research*, 32: 273-289.
- Balta, M.T., Dincer, I., Hepbasli, A. 2009.** Thermodynamic assessment of geothermal energy use in hydrogen production. *International Journal of Hydrogen Energy*, 34: 2925-2939.
- Balta, M.T., Kizilkan, O., Yilmaz, F. 2016.** Energy and exergy analyses of integrated hydrogen production system using high temperature steam electrolysis. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41: 8032-8041.
- Barron, R.F. 1972.** Liquefaction cycles for cryogenics: Advances in Cryogenic Engineering, Ed.: Timmerhaus, K.D., Springer, pp: 20-36.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., Moran, M., 1996.** Thermal Design and Optimization. John Wiley & Sons, Canada, 280 pp.
- Boyaghchi, F.A., Heidarnejad, P. 2015.** Thermoeconomic assessment and multi objective optimization of a solar micro CCHP based on Organic Rankine Cycle for domestic application. *Energy Conversion and Management*, 97: 224-234.
- Bu, X.B., Li, H.S., Wang, L.B. 2013.** Performance analysis and working fluids selection of solar powered organic Rankine-vapor compression ice maker. *Solar Energy*, 95: 271-278.
- Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Arslanoglu, N., Kaynakli, O. 2019.** Performance optimization of absorption refrigeration systems using Taguchi, ANOVA and Grey Relational Analysis methods. *Journal of Cleaner Production*, 229: 874-885.
- Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Kaynakli, O. 2020.** A Modelling of Electricity Generation by Using Geothermal Assisted Organic Rankine Cycle with Internal Heat Recovery. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*. doi: 10.1080/15567036.2019.1684598. (Kabul edildi)
- Corumlu, V., Ozsoy, A., Ozturk, M. 2018.** Thermodynamic studies of a novel heat pipe evacuated tube solar collectors based integrated process for hydrogen production. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43: 1060-1070.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A. 2012.** Termodinamik, Mühendislik Yaklaşımıyla. Güven Yayınevi, Türkiye, 932 pp.
- Deethayat, T., Kiatsiriroat, T., Thawonngamyingsakul, C. 2015.** Performance analysis of an organic Rankine cycle with internal heat exchanger having zeotropic working fluid. *Case Studies in Thermal Engineering*, 6: 155-161.
- Dinçer, F., Rüstemli, S., Yılmaz, Ş., Çıngı, A. 2017.** Kilis ili için farklı yüksekliklerdeki rüzgar potansiyelinin belirlenmesi. *Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 6:12-20.

- El-Emam, R.S., Dincer, I. 2013.** Exergy and exergoeconomic analyses and optimization of geothermal organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 59: 435-444.
- Fernández-Seara, J., Sieres, J. 2006.** Ammonia-water absorption refrigeration systems with flooded evaporators. *Applied Thermal Engineering*, 26: 2236-2246.
- Fujiwara, S., Kasai, S., Yamauchi, H., Yamada, K., Makino, S., Matsunaga, K., Yoshino, M., Kameda, T., Ogawa, T., Momma, S., Hoashi, E. 2008.** Hydrogen production by high temperature electrolysis with nuclear reactor. *Progress in Nuclear Energy*, 50: 422-426.
- He, W.F., Ji, C., Han, D., Wu, Y.K., Huang, L., Zhang, X.K. 2017.** Performance analysis of the mechanical vapor compression desalination system driven by an organic Rankine cycle. *Energy*, 141: 1177-1186.
- Heberle, F., Brüggemann, D. 2015.** Thermo-economic evaluation of Organic Rankine Cycles for geothermal power generation using zeotropic mixtures. *Energies*, 8: 2097-2124.
- Ghazizade-Ahsae, H., Ameri, M., Askari, I.B. 2019.** A comparative exergo-economic analysis of four configurations of carbon dioxide direct-expansion geothermal heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 163: 114347.
- Jonsson, V.K., Gunnarsson, R.L., Arnason, B., Sigfusson T.I. 1992.** The feasibility of using geothermal energy in hydrogen production. *Geothermics*, 21: 673-681.
- Joybari, M.M., Haghghat, F. 2016.** Exergy analysis of single effect absorption refrigeration systems: The heat exchange aspect. *Energy Conversion and Management*, 126: 799-810.
- Kanoglu, M., Dincer, I., Rosen, M.A. 2007.** Geothermal energy use in hydrogen liquefaction. *International Journal of Hydrogen Energy*, 32: 4250-4257.
- Kanoglu, M., Ayanoglu, A., Abusoglu, A. 2011.** Exergoeconomic assessment of a geothermal assisted high temperature steam electrolysis system. *Energy*, 36: 4422-4433.
- Kanoglu, M., Cengel, Y.A., Dincer, I. 2012.** Efficiency Evaluation of Energy Systems. Springer, New York, USA, 176 pp.
- Kanoglu, M., Yilmaz, C., Abusoglu, A. 2016.** Geothermal energy use in absorption precooling for Claude hydrogen liquefaction cycle. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41: 11185-11200.
- Karagöl, E.T., Kavaz, İ. 2017.** Dünyada ve Türkiye’de yenilenebilir enerji. *SETA Vakfi Analiz Dergisi*, 197: 5-32.
- Karamangil, M.I., Coskun, S., Kaynakli, O., Yamankaradeniz, N. 2010.** A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14: 1969-1978.

- Kaya, T. 2015.** Jeotermal potansiyelimiz. *Mühendis ve Makina*, 664: 24-29.
- Kaynakli, O., Yamankaradeniz, R. 2003.** Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan eşanjörlerin sistemin performansına etkisi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 8: 111-120.
- Kaynakli, O., Kilic, M. 2007.** Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system. *Energy Conversion and Management*, 48: 599-607.
- Kaynakli, O., Bademlioglu, A.H., Yamankaradeniz, N., Yamankaradeniz, R. 2017.** Thermodynamic analysis of the Organic Rankine Cycle and the effect of refrigerant selection on cycle performance. *International Journal of Energy Applications and Technology*, 4: 101-108.
- Kazemi, N., Samadi, F. 2016.** Thermodynamic, economic and thermo-economic optimization of a new proposed organic Rankine cycle for energy production from geothermal resources. *Energy Conversion and Management*, 121: 391-401.
- Keshtkar, M.M., Khani, A.G. 2018.** Exergoeconomic analysis and optimization of a hybrid system based on multi-objective generation system in Iran: a case study. *Renewable Energy Focus*, 27: 1-13.
- Ketfi, O., Merzouk, M., Merzouk, N.K., El Metenan, S. 2015.** Performance of a single effect solar absorption cooling system. *Energy Procedia*, 74: 130-138.
- Kotas, T.J. 1985.** The Exergy Method of Thermal Plant Analysis. Butterworths, Great Britain, 296 pp.
- Kordlar, M.A., Mahmoudi, S.M.S. 2017.** Exergoeconomic analysis and optimization of a novel cogeneration system producing power and refrigeration. *Energy Conversion and Management*, 134: 208-220.
- Kumar, L., Hasanuzzaman, M., Rahim, N.A. 2019.** Global advancement of solar thermal energy technologies for industrial process heat and its future prospects: A review. *Energy Conversion and Management*, 195: 885-908.
- Kumar, V., Pandya, B., Patel, J., Matawala, V. 2017.** Cut-off temperature evaluation and performance comparison from energetic and exergetic perspective for NH₃-H₂O absorption refrigeration system. *Thermal Science and Engineering Progress*, 4: 97-105.
- Lazzaretto, A., Tsatsaronis, G. 2006.** SPECO: A systematic and general methodology for calculating efficiencies and costs in thermal systems. *Energy*, 31: 1257-1289.
- Li, L., Ge, Y.T., Luo, X., Tassou, S.A. 2018.** Design and dynamic investigation of low-grade power generation systems with CO₂ transcritical power cycles and R245fa organic Rankine cycles. *Thermal Science and Engineering Progress*, 8: 211-222.

- Mansilla, C., Sigurvinsson, J., Bontemps, A., Marechal, A., Werkoff, F. 2007.** Heat management for hydrogen production by high temperature steam electrolysis. *Energy*, 32: 423-430.
- Midilli, A., Ay, M., Dincer, I., Rosen, M.A. 2005.** On hydrogen and hydrogen energy strategies I: current status and needs. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 9: 255-271.
- Mingyi, L., Bo, Y., Jingming, X., Jing, C. 2008.** Thermodynamic analysis of the efficiency of high-temperature steam electrolysis system for hydrogen production. *Journal of Power Sources*, 177: 493-499.
- Modi, B., Mudgal, A., Patel, B. 2017.** Energy and exergy investigation of small capacity single effect lithium bromide absorption refrigeration system. *Energy Procedia*, 109: 203-210.
- Mohammadkhani, F., Shokati, N., Mahmoudi, S.M.S., Yari, M., Rosen, M.A. 2014.** Exergoeconomic assessment and parametric study of a Gas Turbine-Modular Helium Reactor combined with two Organic Rankine Cycles. *Energy*, 65: 533-543.
- Mokhtari, H., Hadiannasab, H., Mostafavi, M., Ahmadibeni, A., Shahriari, B. 2016.** Determination of optimum geothermal Rankine cycle parameters utilizing coaxial heat exchanger. *Energy*, 102: 260-275.
- Moloney, F., Almatrafi, E., Goswami, D.Y. 2017.** Working fluid parametric analysis for regenerative supercritical organic Rankine cycles for medium geothermal reservoir temperatures. *Energy Procedia*, 129: 599-606.
- Nandi, T.K., Sarangi, S. 1993.** Performance and optimization of hydrogen liquefaction cycles. *International Journal of Hydrogen Energy*, 18: 131-139.
- Noroozian, A., Naeimi, A., Bidi, M., Ahmadi, M.H. 2019.** Exergoeconomic comparison and optimization of organic Rankine cycle, trilateral Rankine cycle and transcritical carbon dioxide cycle for heat recovery of low-temperature geothermal water. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 233(8), 1068–1084.
- Novella, R., Dolz, V., Martín, J., Royo-Pascual, L. 2017.** Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration system used to cool down the intake air in an Internal Combustion Engine. *Applied Thermal Engineering*, 111: 257-270.
- Ouadha, A., El-Gotni, Y. 2013.** Integration of an ammonia-water absorption refrigeration system with a marine Diesel engine: A thermodynamic study. *Procedia Computer Science*, 19: 754-761.
- Ozcan, H., Dincer, I. 2016.** Thermodynamic modeling of a nuclear energy based integrated system for hydrogen production and liquefaction. *Computers and Chemical Engineering*, 90: 234-246.

Öztürk, H.H. 2008. Yenilenebilir Enerji Kaynakları ve Kullanımı. Teknik Yayınevi, Ankara, Türkiye, 376 pp.

Palacios-Bereche, R., Gonzales, R., Nebra, S.A. 2012. Exergy calculation of lithium bromide-water solution and its application in the exergetic evaluation of absorption refrigeration systems LiBr-H₂O. *International Journal of Energy Research*, 36: 166-181.

Parikhani, T., Ghaebi, H., Rostamzadeh, H. 2018. A novel geothermal combined cooling and power cycle based on the absorption power cycle: Energy, exergy and exergoeconomic analysis. *Energy*, 153: 265-277.

Quoilin, S., Declaye, S., Tchanche, B.F., Lemort, V. 2011. Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*, 31: 2885-2893.

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: 5049-5062.

Sadaghiani, M.S., Mehrpooya, M., Ansarinasab, H. 2017. Process development and exergy cost sensitivity analysis of a novel hydrogen liquefaction process. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42: 29797-29819.

Sadat, S.M.S., Lavasani, A.M., Ghaebi, H. 2019. Economic and thermodynamic evaluation of a new solid oxide fuel cell based polygeneration system. *Energy*, 175: 515-533.

Saleh, A., Mosa, M. 2014. Optimization study of a single-effect water-lithium bromide absorption refrigeration system powered by flat-plate collector in hot regions. *Energy Conversion and Management*, 87: 29-36.

Scardigno, D., Fanelli, E., Viggiano, A., Braccio, G., Magi, V. 2015. A genetic optimization of a hybrid organic Rankine plant for solar and low-grade energy sources. *Energy*, 91: 807-8015.

Shokati, N., Khanahmadzadeh, S. 2018. The effect of different combinations of ammonia-water Rankine and absorption refrigeration cycles on the exergoeconomic performance of the cogeneration cycle. *Applied Thermal Engineering*, 141: 1141-1160.

Sigurvinsson, J., Mansilla, C., Arnason, B., Bontemps, A., Marechal, A., Sigfusson, T.I., Werkoff, F. 2006. Heat transfer problems for the production of hydrogen from geothermal energy. *Energy Conversion and Management*, 47: 3543-3551.

Sigurvinsson, J., Mansilla, C., Lovera, P., Werkoff, F. 2007. Can high temperature steam electrolysis function with geothermal heat?. *International Journal of Hydrogen Energy*, 32: 1174-1182.

Tchanche, B.F., Papadakis, G., Lambrinos, G., Frangoudakis, A. 2009. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 29: 2468-2476.

- Timmerhaus, K.D., Flynn, T.M. 1989.** Cryogenic Process Engineering. Springer, New York, USA, 614 pp.
- Tozlu, A., Özahi, E., Abuşoğlu, A. 2018.** Organik Rankine çevrimi entegre edilmiş S-CO₂ kullanılan bir gaz türbin çevriminin termodinamik ve termoekonomik analizi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 33: 917-928.
- Tuğcu, A., Arslan, O., Köse, R., Yamankaradeniz, N. 2016.** Jeotermal destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik ve ekonomik analizi: Simav örneği. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 36: 143-159.
- Turton, R., Shaeiwitz, J.A., Bhattacharyya, D., Whiting, W.B. 2018.** Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes. Prentice Hall, Boston, USA, 1549 pp.
- Walker, G. 2014.** Cryocoolers, Part I: Fundamentals. Springer, New York, USA, 365 pp.
- Wang, H., Li, H., Wang, L., Bu, X. 2017.** Thermodynamic analysis of Organic Rankine Cycle with Hydrofluoroethers as working fluids. *Energy Procedia*, 105: 1889-1894.
- Wang, X., Dai, Y. 2016.** An exergoeconomic assessment of waste heat recovery from a Gas Turbine-Modular Helium Reactor using two transcritical CO₂ cycles. *Energy Conversion and Management*, 126: 561-572.
- Windmeier, C., Barron, R.F. 2013.** Cryogenic Technology: Ullman's Encyclopedia of Industrial Chemistry, Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, pp: 1-71.
- Yadav, D., Banerjee, R. 2018.** Economic assessment of hydrogen production from solar driven high-temperature steam electrolysis process. *Journal of Cleaner Production*, 183: 1131-1155.
- Yamankaradeniz, N., Bademlioglu, A.H., Kaynakli, O. 2018.** Performance assessments of Organic Rankine Cycle with internal heat exchanger based on exergetic approach. *Journal of Energy Resources Technology – Transactions of the ASME*, 140: 102001.
- Yari, M. 2010.** Exergetic analysis of various types of geothermal power plants. *Applied Thermal Engineering*, 30: 1326-1332.
- Yıldırım, E., Yeşilata, B. 2013.** Düşük sıcaklıkta ısı kaynağı kullanan bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin termoekonomik optimizasyonu. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 33: 111-117.
- Yilmaz, C. 2018.** A case study: Exergoeconomic analysis and genetic algorithm optimization of performance of a hydrogen liquefaction cycle assisted by geothermal absorption precooling cycle. *Renewable Energy*, 128: 68-80.
- Yilmaz, C., Kaska, O. 2018.** Performance analysis and optimization of a hydrogen liquefaction system assisted by geothermal absorption precooling refrigeration cycle. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43: 20203-20213.

- Yilmaz, C., Cetin, T.H., Ozturkmen, B., Kanoglu, M. 2019.** Thermodynamic performance analysis of gas liquefaction cycles for cryogenic applications. *Journal of Thermal Engineering*, 5: 62-75.
- Yilmaz, C. 2020.** Optimum energy evaluation and life cycle cost assessment of a hydrogen liquefaction system assisted by geothermal energy. *International Journal of Hydrogen Energy*, 45: 3558-3568.
- Yilmaz, F., Ozturk, M., Selbas, R. 2018.** Thermodynamic performance assessment of ocean thermal energy conversion based hydrogen production and liquefaction process. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43: 10626-10636.
- Yuksel, Y.E., Ozturk, M., Dincer, I. 2018.** Analysis and performance assessment of a combined geothermal power-based hydrogen production and liquefaction system. *International Journal of Hydrogen Energy*, 43: 10268-10280.
- Yuksel, Y.E., Ozturk, M., Dincer, I. 2019.** Energy and exergy analyses of an integrated system using waste material gasification for hydrogen production and liquefaction. *Energy Conversion and Management*, 185: 718-729.
- Zaim, A., Cavsi, H. 2018.** Türkiye'deki jeotermal enerji santrallerinin durumu. *Mühendis ve Makina*, 691: 45-58.
- Zare, V.A. 2015.** A comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants. *Energy Conversion and Management*, 105: 127-138.
- Zare, V., Mahmoudi, S.M.S. 2015.** A thermodynamic comparison between organic Rankine and Kalina cycles for waste heat recovery from the Gas Turbine-Modular Helium Reactor. *Energy*, 79: 398-406.
- Zare, V.A. 2016.** A comparative thermodynamic analysis of two tri-generation systems utilizing low-grade geothermal energy. *Energy Conversion and Management*, 118: 264-274.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ali Hüsnü BADEMLİOĞLU
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa / 1988
Yabancı Dil : İngilizce / Almanca

Eğitim Durumu

Lise : Ulubatlı Hasan Anadolu Lisesi
Lisans : Uludağ Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Bursa Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

İletişim (e-posta) : husnu.bademlioglu@btu.edu.tr

Yayımları

:

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Yamankaradeniz, N., Kaynakli, O. 2018. Investigation of parameters affecting Organic Rankine Cycle efficiency by using Taguchi and ANOVA methods. *Applied Thermal Engineering*, 145: 221-228. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.09.032.

Bademlioglu, A.H., Kaynakli, O., Yamankaradeniz, N. 2018. The effect of water vapor diffusion resistance factor of insulation materials for outer walls on condensation. *Journal of Thermal Science and Technology*, 38(2): 15-23.

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Kaynakli, O. 2018. Calculation of optimum insulation thickness using the heating degree-days method for the different cost approaches. *International Research Journal of Advanced Engineering and Science*, 3(4): 189-192. doi: 10.5281/zenodo.2539317.

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Kaynakli, Ö. 2018. Bina dış duvarlarında yoğuşma dikkate alınarak gerekli yalıtım kalınlığının belirlenmesi: Bitlis ili örnek çalışma. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 23(3): 333-340.

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Türkan, B., Kaynakli, Ö. 2018. Güneş radyasyonu hesaba katılarak optimum yalıtım kalınlığının duvar yönlerine bağlı incelenmesi. IV. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu, 18-20 Nisan 2018, Edirne-Türkiye.

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Kaynakli, F., Kaynakli, Ö. 2018. Otomobillerde kabin içi soğutma sürecinin incelenmesi ve ısı konfor açısından değerlendirilmesi. 9th International Automotive Technologies Congress, 7-8 May 2018, Bursa-Turkey.

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Yamankaradeniz, N., Kaynakli, O. 2019. A Parametric Analysis of the Performance of Organic Rankine Cycle with Heat Recovery Exchanger and Its Statistical Evaluation. *Journal of Thermal Science and Technology*, 39(2): 121-135.

Bademlioglu, A.H., Yamankaradeniz, R., Kaynakli, O. 2019. Exergy analysis of the Organic Rankine Cycle based on the pinch point temperature difference. *Journal of Thermal Engineering*, 5: 157-165. doi: 10.18186/thermal.540149.

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Kaynakli, O. 2019. The effect of environmental conditions on optimum insulation thickness by considering condensation and its statistical analysis. 22nd Congress on Thermal Science and Technology, 11-14 September 2019, Kocaeli-Turkey.

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Kaynakli, Ö. 2019. Organik Rankine çevriminin ıslak ve kuru tip akışkanlar için performans analizi. 22. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 11-14 Eylül 2019, Kocaeli-Türkiye.

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Kaynakli, O. 2020. Multi-objective optimization of parameters affecting Organic Rankine Cycle performance characteristics with Taguchi-Grey Relational Analysis. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 117: 109483. doi: 10.1016/j.rser.2019.109483.

Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Kaynakli, O. 2018. Determination of proper insulation thickness for building walls regarding economic consideration. *International Research Journal of Advanced Engineering and Science*, 3(4): 173-176. doi: 10.5281/zenodo.2539297.

Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Kaynakli, O. 2018. A study on optimum insulation thicknesses and payback periods for the use of a building during heating and cooling seasons. 3th Conference Of Interdisciplinary Research On Real Estate, 20-21 September 2018, Groningen-Holland.

Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Yamankaradeniz, N., Kaynakli, O. 2018. Effect of using dimpled tubes in car radiators into thermal performance and pressure drop characteristics. *Alternative Energy Sources, Materials and Technologies*, 14-15 May 2018, Plovdiv-Bulgaria.

Canbolat, A.S., Kaynakli, Ö., Bademlioglu, A.H., Türkan, B. 2018. İki farklı akış konfigürasyonu için otomobil radyatörlerinde ısı ve akış analizinin nümerik incelenmesi. 9th International Automotive Technologies Congress, 7-8 May 2018, Bursa-Turkey.

Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Kaynakli, Ö. 2018. Sandviç duvarlar için yalıtım kalınlığının belirlenmesinde yoğuşma faktörünün etkisi. IV. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu, 18-20 Nisan 2018, Edirne-Türkiye.

Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Kaynakli, Ö. 2019. Çatı katlarındaki ısı konforun farklı ısıtma sistemleri kullanılarak incelenmesi. 22. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 11-14 Eylül 2019, Kocaeli-Türkiye.

Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Perut, A.H., Yeter, A., Kaynakli, Ö. 2019. Bir taşıt radyatöründe ısı geçişine etki eden parametrelerin istatistiksel analizi. 22. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 11-14 Eylül 2019, Kocaeli-Türkiye.

Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Arslanoglu, N., Kaynakli, O. 2019. Performance optimization of absorption refrigeration systems using Taguchi, ANOVA and Grey Relational Analysis methods. *Journal of Cleaner Production*, 229: 874-885. doi: 10.1016/j.jclepro.2019.05.020.

Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Saka, K., Kaynakli, O. 2020. Investigation of parameters affecting the optimum thermal insulation thickness for buildings in hot and cold climates. *Thermal Science*, 24: 2891-2903. doi: 10.2298/TSCI181105068C.

Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Kaynakli, O. 2020. A Modelling of Electricity Generation by Using Geothermal Assisted Organic Rankine Cycle with Internal Heat Recovery. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*. doi: 10.1080/15567036.2019.1684598. (Kabul edildi)

Kaynakli, O., Bademlioglu, A.H., Yamankaradeniz, N., Yamankaradeniz, R. 2017. Thermodynamic analysis of the Organic Rankine Cycle and the effect of refrigerant selection on cycle performance. *International Journal of Energy Applications and Technology*, 4: 101-108.

Kaynakli, O., Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H. 2017. A study on the parameters affecting insulation thickness on external wall of buildings. *International Journal of Mechanical and Production Engineering*, 5(7): 81-84.

Kaynakli, O., Bademlioglu, A.H., Ufat, H. 2018. Determination of optimum insulation thickness for different insulation applications considering condensation. *Tehnicki Vjesnik-Technical Gazette*, 25: 32-42. doi: 10.17559/TV-20160402130509.

Yamankaradeniz, N., Bademlioglu, A.H., Kaynakli, O. 2018. Performance assessments of Organic Rankine Cycle with internal heat exchanger based on exergetic approach. *Journal of Energy Resources Technology – Transactions of the ASME*, 140: 102001-102008. doi: 10.1115/1.4040108.