T.C.

BARTIN ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI ABSORPSİYONLU BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN İLERİ EKSERJİ ANALİZİ

HAZIRLAYAN

MURAT BERTAN PARILTI

DANIŞMAN

DR. ÖĞR. ÜYESİ ABİD USTAOĞLU

BARTIN-2019

T.C.
BARTIN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI ABSORPSİYONLU BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN İLERİ EKSERJİ ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HAZIRLAYAN
Murat Bertan PARILTI

JÜRİ ÜYELERİ

Danışman	:	Dr. Öğr. Üyesi Abid USTAOĞLU	-	Bartın Üniversitesi
Üye	:	Dr. Öğr. Üyesi Bilal KURŞUNCU	-	Bartın Üniversitesi
Üye	:	Doç. Dr. Engin GEDİK	-	Karabük Üniversitesi

BARTIN-2019

KABUL VE ONAY

Murat Bertan PARILTI tarafından hazırlanan "GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI ABSORPSİYONLU BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN İLERİ EKSERJİ ANALİZİ" başlıklı bu çalışma, 06.08.2019 tarihinde yapılan savunma sınavı sonucunda oy birliği ile başarılı bulunarak jürimiz tarafından Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan	:	Dr. Öğr. Üyesi Abid USTAOĞLU (Danışman)	……
Üye	:	Dr. Öğr. Üyesi Bilal KURŞUNCU	……
Üye	:	Doç. Dr. Engin GEDİK	……

Bu tezin kabulü Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..…/..…/20… tarih ve 20…../…..-….. sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. H. Selma ÇELİKYAY
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

BEYANNAME

Bartın Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre Dr. Öğr. Üyesi Abid USTAOĞLU danışmanlığında hazırlamış olduğum "GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI ABSORPSİYONLU BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN İLERİ EKSERJİ ANALİZİ" başlıklı yüksek lisans tezimin bilimsel etik değerlere ve kurallara uygun, özgün bir çalışma olduğunu, aksinin tespit edilmesi halinde her türlü yasal yaptırımı kabul edeceğimi beyan ederim.

06.08.2019

Murat Bertan PARILTI

ÖNSÖZ

“Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu bir soğutma sisteminin ileri ekserji analizi” isimli bu çalışmanın gerçekleşmesinde, yardımını esirgemeden bana destek olan, değerli bilgileri ile bana ışık tutan ve kullandığı her kelimenin önemini hayatım boyunca unutmayacağım değerli danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Abid USTAOĞLU’na öncelikli olarak en derin saygılarımı ve teşekkürlerimi sunarım. Yüksek lisans çalışmalarımda hiçbir zaman yardımını esirgemeyen değerli hocam Mustafa ALPTEKİN’e teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca Bölüm başkanımız Prof. Dr. Mustafa Sabri GÖK’e yardımlarını esirgemediği için teşekkür ederim. Yüksek lisansım boyunca maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen canım aileme teşekkürlerimi sunarım.

Murat Bertan PARILTI

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI ABSORPSİYONLU BİR SOĞUTMA SİSTEMİNİN İLERİ EKSERJİ ANALİZİ

Murat Bertan PARILTI

Bartın Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Abid USTAOĞLU

Bartın-2019, sayfa: 66

Bu çalışmada, güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu bir soğutma sisteminin ileri ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın amacı sistem parametrelerinin sistem performansı üzerindeki etkisini incelemektir. Öncelikle farklı literatür çalışmaları incelenmiş ve uygulamada var olan sistemler hakkında araştırmalar yapılmıştır. Ayrıca çalışmada absorpsiyonlu çalışma sistemlerinin türleri ve çalışma sıvılarının çeşitliliğinden bahsedilmiştir. EES programında tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin analizini yapmak için amonyak-su akışkan çifti seçilmiştir. Amonyak soğutucu akışkan olarak seçilirken absorbent olarak amonyak-su eriyiği seçilmiştir. Termodinamiğin birinci yasası kullanılarak her bir komponent için kütle ve enerji denge eşitlikleri oluşturulmuştur. Böylece çevrimdeki her bir noktanın entalpi ve entropi değerleri hesaplanmıştır. Sistemin enerji analizi yapıldıktan sonra termodinamiğin ikinci yasasını kullanarak sistemde bulunan komponentlerin geleneksel ekserji değerleri hesaplanmıştır. Sistemin soğutma performansı (COP), ekserji verimi ve her bir komponentin ekserji yıkımları bulunmuştur. Geleneksel ekserji analizi daha detaylı analiz sonuçları elde etmede yetersiz kalmaktadır. Bu yüzden daha hassas sonuçlar elde etmek için ileri ekserji analizine ihtiyaç duyulmaktır. İleri ekserji analizi sayesinde sistemde bulunan komponentler arasındaki ilişkiyi ve geliştirme potansiyelleri belirlenmiştir. Sistemin toplam ekserji yıkımı 16.45 kW, soğutma performansı

0.3 ve ekserji verimi %30 olarak hesaplanmıştır. Genleşme valfi1 ve pompa en küçük kaçınılabilir ekserji yıkım oranına sahip komponentlerdir.

Anahtar Kelimeler: Absorpsiyonlu soğutma sistemi; tek etkili; amonyak-su; enerji analizi; ekserji analizi; çevrim; akışkan çifti.

Bilim Kodu: 625.04.01

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

ADVANCED EXERGY ANALYSIS OF A SOLAR ENERGY POWERED ABSORPTION REFRİGERATION SYSTEM

Murat Bertan PARILTI

Bartın University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor: Assist. Prof. Abid USTAOĞLU
Bartın-2019, pp: 66

In this study, advanced exergy analysis of an absorption cooling system based on solar energy was performed. The aim of this study is to investigate the effect of system parameters on system performance. Firstly, different literature studies have been evaluated and researches have been made about the existing systems in practice. In addition, the types of working systems with absorption and the variety of working fluids were mentioned. In the EES program, the ammonia-water fluid pair was selected to analyze single-effect absorption cooling systems. Ammonia was chosen as refrigerant and ammonia-water solution was chosen as absorbent. Using the first law of thermodynamics, the mass and energy balance equations for each component were found. Thus, enthalpy and entropy values of each point in the cycle and thermodynamic properties of fluids were calculated. After the energy analysis of the system, conventional exergy values of the components in the system were calculated by using the second law of thermodynamics. The cooling performance (COP) of the system was found. Conventional exergy analysis fails to obtain more detailed analysis results. Therefore, further exergy analysis is needed to obtain more accurate results. Further exergy analysis identified the relationship between the components in the system and their development potential. Total exergy destruction of the system was calculated as 16.45 kw, cooling performance was 0.3 and exergy efficiency was calculated as 30%. The expansion

valve1 and pump are the components with the smallest avoidable exergy destruction rate.

Keywords: Absorption refrigeration system; single effect; ammonia-water; energy analysis; exergy analysis; cycle; fluid pair.

Science Code: 625.04.01

İÇİNDEKİLER

Sayfa

KABUL VE ONAY ii
BEYANNAME iii
ÖNSÖZ iv
ÖZET v
ABSTRACT vii
İÇİNDEKİLER ix

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ xv

BÖLÜM 1 GİRİŞ 1

1.1 Çalışmanın Amacı 1
1.2 Literatür Özeti 2
1.3. Enerji 10
1.3.1 Küresel Enerji Problemleri 11
1.3.2 Yenilenebilir Enerji Kaynakları 11
1.3.2.1 Rüzgar Enerjisi 11
1.3.2.2 Jeotermal Enerjisi 12
1.3.2.3 Hidrolik Enerjisi 12
1.3.2.4 Hidrojen Enerjisi 12
1.3.2.5 Dalga Enerjisi 12
1.3.2.6 Biyokütle Enerjisi 13
1.3.2.7 Güneş Enerjisi 13
1.4 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri 13
1.5 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Türleri 14
1.5.1 Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi 14
1.5.2 Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi 14
1.5.3 Absorbsiyonlu Isı Yükselticileri 15
1.5.4 Çok Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi 16
1.5.5 GAX'lı Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi 17
1.5.6 Absorber-ısı Korunumlu Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi 18

1.5.7 Yarım Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi 18
1.5.8 Sorpsiyon-Resorpsiyon Çevrimi 19
1.5.9 Kombine Ejektör-Absorbsiyonlu Soğutma Döngüsü 19
1.5.10 Ozmotik-Membran Absorbsiyon Çevrimi 20
1.6 Soğutucu Soğutma Sistemleri için Çalışma Sıvısı 20
1.7 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerine Ait Temel Elemanlar 21
1.7.1 Jeneratör 21
1.7.2 Kondenser (Yoğuşturucu) 21
1.7.3 Evaporatör (Buharlaştırıcı) 21
1.7.4 Absorber 21
1.7.5 Çözelti Pompası 22
1.7.6 Isı Değiştirici 22
1.7.7 Genleşme Valfi 22
1.8 Aşırı Soğutma 22
1.9 Aşırı Kızdırma 23
1.10 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Kullanılan Akışkan Çiftlerine Göre Özellikleri ve Sınıflandırılması 23
1.11 Amonyak-Sulu Sistemler 25

BÖLÜM 2 MATERYAL VE METOT 27

2.1 Tek Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi 27
2.1.1 Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi 28
2.1.1.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Enerji Analizi 28
2.1.1.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Entropi ve Ekserji Analizi 32
2.2 Soğutma Tesir Katsayısı (COP) 34
2.3 İleri Ekserji Analiz Metodu 35

BÖLÜM 3 BULGULAR VE TARTIŞMA 38

3.1 Geleneksel Ekserji Analizi Sonuçları 41
3.1.1 Kondenser Sıcaklığının Etkisi 41
3.1.2 Evaporatör Sıcaklığının Etkisi 44

3.1.3 Jeneratör Sıcaklığının Etkisi 47
3.1.4 Absorber Sıcaklığının Etkisi 49
3.2 İleri Ekserji Analizi Sonuçları 52

BÖLÜM 4 SONUÇ VE ÖNERİLER 58

KAYNAKLAR 60
ÖZGEÇMİŞ 65

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil No | **Sayfa No**

1.1: Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi 15
1.2: Absorbsiyonlu Isı Yükselticileri 16
1.3: Çok Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi 16
1.4: GAX'lı Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi 17
1.5: Absorber-ısı Korunumlu Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi 18
1.6: Yarım Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi 19
1.7: Kombine Buhar Absorbsiyon Sıkıştırma Çevrimi 19
1.8: Ozmotik-Membran Absorbsiyon Çevrimi 20
2.1: Tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevrimi 27
3.1: Geliş açısı-güç üretimi arasındaki ilişki 40
3.2: Geliş açısı-termal verim arasındaki ilişki 41
3.3: Kondenser sıcaklığı ile ekserji verimi değişimi 42
3.4: Kondenser sıcaklığı ile komponentlerdeki ekserji yıkımlarının değişimi 42
3.5: Kondenser sıcaklığı ile gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımımlarının değişimi 43
3.6: Kondenser sıcaklığı ile COP değişimi 44
3.7: Evaporatör sıcaklığı ile ekserji verimi değişimi 44
3.8: Evaporatör sıcaklığı ile komponentlerdeki ekserji yıkımlarının değişimi 45
3.9: Evaporatör sıcaklığı ile gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımlarının değişimi 46
3.10: Evaporatör sıcaklığı ile COP değişimi 46
3.11: Jeneratör sıcaklığı ile gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımımlarının değişimi 47
3.12: Jeneratör sıcaklığı ile COP değişimi 48
3.13: Jeneratör sıcaklığı ile ekserji verimi değişimi 48
3.14: Jeneratör sıcaklığı ile komponentlerdeki ekserji yıkımlarının değişimi 49
3.15: Absorber sıcaklığı ile ekserji verimi değişimi 50
3.16: Absorber sıcaklığı ile komponentlerdeki ekserji yıkımlarının değişimi 50
3.17: Absorber sıcaklığı ile gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımımlarının değişimi 51

3.18: Absorber sıcaklığı ile COP değişimi 52
3.19: Komponentlerin ekserji yıkımlarının yüzde dağılımları 53
3.20: Komponentlerin kaçınılabilir ekserji yıkımlarının yüzde dağılımları 54
3.21: Komponentlerin kaçınılamaz ekserji yıkımlarının yüzde dağılımları 54
3.22: Komponentlerin içsel ekserji yıkımlarının yüzde dağılımları 55
3.23: Komponentlerin dışsal ekserji yıkımlarının yüzde dağılımları 56
3.24: Komponentlerin kaçınılabilir ve kaçınılamaz ekserji yıkım oranlarının dağılımları 56
3.25: Komponentlerin içsel ve dışsal ekserji yıkım oranlarının dağılımları 57

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo No **Sayfa No**

1.1: Üzerinde çalışma yapılan akışkan çiftleri 24
2.1: Sisteme giriş parametreleri 30
2.2: Gerçek, kaçınılamaz ve ideal şartlar altındaki değerler 37
3.1: Sistemin gerçek şartlar altındaki termodinamik özellikleri 38
3.2: Sistemin ideal şartlar altındaki termodinamik özellikleri 40
3.3: Sistemin kaçınılamaz şartlar altındaki termodinamik özellikleri 40
3.4: İdeal, kaçınılamaz ve gerçek çevrimlerin güç ve çevrimleri 52
3.5: Kaçınılabilir-kaçınılamaz ve içsel-dışsal ekserji yıkımları 53

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

AK	:	Aşırı kızdırma
AS	:	Aşırı soğutma
P	:	Basınç
X	:	Çözelti derişimi
S	:	Entropi
h	:	Entalpi
q	:	Kuruluk derecesi
v	:	Özgül hacim
e	:	Özgül ekserji yıkımı
s	:	Özgül entropi
T	:	Sıcaklık
COP	:	Soğutma tesir katsayısı
COP_{carnot}	:	Carnot verimi (tersinmezlik)
T_d	:	Doymuş buhar sıcaklığı
η_{ex}	:	Ekserji yıkımı
$\dot{E}x_dest$	:	Entropi üretimi
$\dot{E}x$	:	Ekserji yıkımı
$\dot{Q}$	:	Isı transferi
ε	:	Isı değiştiricinin verimi
$\dot{m}$	:	Kütlesel debi
η_P	:	Pompanın izantropik verimi

KISALTMALAR

A, ABS	:	Absorber
E, EVP	:	Evaporatör
EXP	:	Genleşme valfi
HEX	:	Isı değiştirici
G, GEN	:	Jeneratör
C, CON	:	Kondenser
Pmp		Pompa

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Çalışmanın Amacı

Son yıllarda soğutma teknolojisi bünyesinde yapılan yenilikler sayesinde çok önemli mesafeler alınmıştır fakat enerjiye artan talep beraberinde küresel ısınma gibi birçok çevre problemlerini de gündeme getirmiştir. Enerji maliyetlerinin artması neticesinde absorpsiyonlu soğutma sistemlerine olan rağbeti arttırmıştır. Ayrıca artan bu enerji ihtiyacını yüksek maliyetli geleneksel yakıtlar veya elektrik enerjisi yerine güneş, atık ısı olarak endüstriyel atıklar, jeotermal enerji, buhar veya doğal yer altı sıcak su kaynakları gibi yenilenebilir temiz enerji kaynakları kullanılmaktadır. Soğutma teknolojisinde absorpsiyonlu soğutma sistemleri yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımına verilecek örneklerden biridir. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri her ne kadar farklı komponentler içerse de temel çalışma prensibi buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemlerine genel olarak benzerdir. Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemlerinde bulunan kompresörün yerini absorpsiyonlu soğutma çevriminde absorber, jeneratör, genleşme valfi ve pompa yer almaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin ekonomik ve verim açısından klasik soğutma sistemlerine göre alternatif olarak tercih edilmelerinde birtakım avantajları vardır. Bu avantajlar arasında absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarıyla çalışabilmesi en önemli avantajları arasında gösterilir. Ayrıca sessiz çalışması, uzun ömürlü olması, kullanılan akışkan çiftlerinin ozon tabakasına zarar vermemeleri, ayrıca başlangıçta yatırım maliyetlerinin yüksek olmasına rağmen bakım gerektirmemesi ve kolay kolay arızalanmaması sistemi avantajlı kılan etkenler arasındadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri birçok çeşit altında sınıflandırılmaktadır ve bunlar birincil jeneratörün ısı giriş yöntemine ve çevrimin tek veya çok kademeli olmasına göre adlandırılmaktadır. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde 80-130˚C giriş aralığındaki sıcaklığın ısısı ile çalışmaktadır ve soğutma performans katsayısı (COP) 0.7-0.8 değerlerindedir. Bu sistemlerde düz güneş kollektörleri ile maksimum 110-120 ˚C aralığında kızgın su eldesi mümkün olmaktadır. Bu problem yoğunlaştırıcı güneş kollektörleri ile çözülmüştür. Soğutma sistemleri ve güç çevrimleri ile ilgili birçok enerji ve geleneksel ekserji analizi yapılmıştır. Fakat ileri ekserji analizi son yıllarda gelişmiştir. Geliştirme potansiyellerini

belirlemek ve komponentler arasındaki ilişkiyi belirlemek için geleneksel ekserji analizi yeterli değildir bu yüzden ileri ekserji analizine gerek duyulmuştur. Soğutma sistemleriyle ilgili olarak buhar sıkıştırmalı,ejektör ve absorpsiyonlu soğutma sistemiyle alakalı literatürde ileri ekserjiyle ilgili sınırlı çalışma vardır. Ülkemizde de absorpsiyonlu soğutmanın ileri ekserji analizini içeren herhangi bir tez çalışması bulunmamaktadır. Bu çalışmada buhar sıkıştırmalı güneş enerjisi kaynaklı bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin geleneksel ve ileri ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Evaporatör, kondenser, absorber ve jeneratör sıcaklıklarının COP, ekserji verimi ve ekserji yıkımı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Bunun yanında ileri ekserji analizi gerçekleştirilerek her bir komponentin geliştirme potansiyeli ve sistem komponentleri arasındaki ilişki incelenmiştir. İleri ekserji analizi kaçınılamaz-kaçınılabilir, içsel-dışsal kısımlar olmak üzere iki kısma ayrılmıştır. Bu çalışmada, absorpsiyonlu soğutma sisteminde akışkan çifti olarak amonyak-su çifti seçilmiştir.

1.2 Literatür Özeti

Chougui vd. (2014), bir endüstriyel deterjan üreten fabrikada tek etkili (LiBr/H2O) absorpsiyonlu soğutmanın enerji analizini yaptı. 90°C ‘den daha düşük sıcaklıktaki jeneratör sıcaklıklarında sistemin COP sinde artış görülürken bu değerin üstüne çıkıldığında azalmaya başlamaktadır.

Garousi vd. (2013), NH_3-H_2O ve LiBr-H_2O akışkan çiftlerine alternatif olarak amonyak-tuz çiftlerini (amonyak/ lityum nitrat ve amonyak/ sodyum tiyosiyanat) termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarıyla analiz yaparak daha yüksek COP değeri elde ettiler. Soğutma uygulamalarında 0˚C altındaki sıcaklıklar için özellikle iyi bir alternatif oluşturmaktadır. Ayrıca bu sistemlerde soğutucu buharın saflaştırılması gerekmemektedir. Analiz sonuçları düşük jeneratör sıcaklıkları için amonyak/ lityum nitrat çevriminin daha iyi performansa sahipken, yüksek jeneratör sıcaklıkları için ise amonyak/ sodyum tiyosiyanat çevriminin daha iyi performansa sahip olduğunu göstermiştir. Amonyak/ lityum nitrat çevrimi daha düşük jeneratör sıcaklıklarında çalışıyor olması onu bu özelliğiyle güneş enerjisi gibi düşük ısı kaynaklarının kullanımına daha uygun yapmaktadır. Amonyak/ sodyum tiyosiyanat çevrimi için sirkülasyon oranı amonyak/ lityum nitrat çevriminden daha yüksektir. Artan jeneratör ve evaporatör sıcaklıkları ve azalan absorplayıcı ve kondenser sıcaklıkları sirkülasyon oranını azaltır. Jeneratör sıcaklığındaki artış kristalizasyonun oluşumunu

artırıyor. Ayrıca, kondenser sıcaklığındaki artış ve çözelti ısı değiştiricisinin verimindeki artış düşük sıcaklıklarda kristalizasyonun oluşmasını sağlıyor.

Bhaumik vd. (2016), küçük kapasiteli tek etkili lityum bromür absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi araştırmasını yapmışlardır. Maryami vd. (2017) yarım etkili ve üçlü etkili LiBr/su absorpsiyonlu soğutma sistemleri arasında ekserji analizi kıyaslaması yapmışlardır. Yarım etkiliden üçlü etkili sistemlere doğru COP ve ekserji verimi artış göstermiştir.

Dehua vd. (2015), termodinamiğin ilk yasasını kullanarak yeni bir çift etkili hava soğutmalı adyabatik olmayan amonyak/tuz absorpsiyonlu soğutma sisteminin analizini yaptılar. Sistemde aracı akışkan olarak amonyak/ lityum nitrat ve amonyak/ sodyum tiyosiyanat çiftleri kullanılarak çalışma gerçekleştirildi. Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemin parametrik analizi sonucu soğutma amacı için yüksek ısı kaynağı olarak atık ısı enerjisi kullanıldı. Çift etkili sistemlerde COP değeri tek etkili sistemlere göre daha yüksek elde edildi ve çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemleri yüksek sıcaklıktaki atık ısı enerjisi için daha elverişli olduğu belirlendi.

Esa vd. (2017), güneş enerjili lityum bromür/su absorpsiyonlu soğutma sistemini düz plakalı kollektörle bütünleştirerek ekserji analizini yaptılar. Kondenser ve evaporatörde oluşan ısı yükleri ve ekserji kayıpları jeneratör ve absorplayıcıdakine göre daha azdır. Bunun sebebi jeneratör ve absorplayıcıdaki ısı ve çözelti karışımı ile birlikte tersinmezliklerdir. Jeneratöre giriş sıcaklığındaki artış COP deki artışa sebep olur ve sonra sabitleşerek azalışa neden olur. Soğutma kapasitesi jeneratör sıcaklığıyla artarken, ekserjik soğutma azalmaktadır. Sistemin ekserji kaybı azalması ve çözelti ısı değiştirişinin veriminin artması absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansını geliştirdi. Ekserji analizi sonuçları güneş kollektörü ve jeneratörün yüksek sıcaklık farkından dolayı tersinmezliğin iki ana kaynağı olduğunu göstermiştir.

Adewusi vd. (2003), termodinamiğin ikinci yasasını kullanarak tek aşamalı ve çift aşamalı amonyak su çiftli absorpsiyonlu soğutma çiftinin termodinamik analizini yaptılar. Her bir bileşenin entropisi, tüm bileşenlerin toplam entropisi ve absorpsiyonlu soğutma sisteminin COP si EES yazılım programı kullanılarak hesaplandı. İki aşamalı için entropi üretimi tek aşamalıdan daha iyi olmuştur. Ayrıca iki aşamalının verimi daha az olmuştur.

Kaynakli vd. (2015), farklı ısı kaynaklarında çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizini yaptılar. Akışkan çifti olarak lityum bromür çiftini kullanarak tüm sistemin çalışma sıcaklıklarının etkisini araştırdılar. Isı kaynaklarının sıcaklıkları arttığı zaman ekserji yıkımı da artmaktadır. Yüksek basınçlı jeneratörün ekserji yıkımı arttıkça kondenser ve absorplayıcının da sıcaklığı artmaktadır.

Haresh vd. (2016), tek etkili lityum bromür su absorpsiyonlu soğutma sisteminin MATLAB yazılım programı kullanılarak ekserji analizini yaptılar. Jeneratörün çıkış sıcaklığının artmasıyla COP de artarak sabitleniyor fakat kondenser çıkış sıcaklığı arttıkça COP de azalma eğilimi görünüyor. COP daha düşük kondenser ve jeneratör çıkış sıcaklıklarında daha yüksek fakat kondenser ve jeneratör çıkış sıcaklıkları arttıkça COP zengin çözelti konsantrasyonunun azalmasından dolayı yavaş yavaş azalıyor ve jeneratör ve absorplayıcıda ısı yükü ile dolaşım oranı artıyor.

Nahla vd. (2015), yeni bir çift etkili hibrit absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerine enerji ve ekserji analizi yaptılar. Jeneratör sıcaklığındaki artış hem hibrit hem de gerçek sistemlerde COP nin yükselmesine sebep oluyor. Fakat daha yüksek jeneratör sıcaklıklarında COP eğimi düzleşiyor. Hibrit çevrim için daha düşük jeneratör sıcaklıklarında COP nin maksimum değeri oluşuyor. Yoğunlaşma sıcaklığının artışı hibrit sistemin COP sindeki azalışa neden oluyor. Yoğunlaşma sıcaklığı arttıkça ekserji verimi azalmaktadır. Mustapha vd. (2015), lityum bromür-su tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans analizini gerçekleştirdiler. Çalışmada Matlab programı kullanılarak termodinamik analizler yapıldı. Analiz sonuçları COP si arttıkça evaporatör ve jeneratör sıcaklıklarıda artmakta iken absorplayıcı ve kondenser sıcaklıkları arttıkça azalmakta olduğunu gösterdi. Jeneratör sıcaklığı 92°C'de olduğunda sistemin COP si 0.77 maksimum değere ulaştı.

Bhargav vd. (2016), lityum bromür-su absorpsiyonlu soğutma sisteminde ideal performans için jeneratör sıcaklığının termodinamik değerlendirilmesini yaptılar. Analiz sonuçları sistemin minimum jeneratör sıcaklığı absorpsiyonlayıcı ve kondenser sıcaklığını artırırken evaporatör sıcaklığını azalttığını göstermiştir. Ayrıca sistemin COP si jeneratör sıcaklığıyla arttığı ve sistemin ekserji yıkımı artan jeneratör sıcaklığıyla hızlıca arttığı gözlemlenmiştir. İdeal jeneratör sıcaklığı kondenser sıcaklığıyla artarken evaporatör sıcaklığıyla azalmaktadır. Evangelos vd. (2016), güneş absorpsiyonlu soğutma sisteminde lityum klorür su ve lityum bromür su akışkan çiftleri arasında enerji ve ekserji analizi kıyaslaması

yapmışlardır. Çalışmanın amacı güneş absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde geleneksel lityum bromür-su akışkan çiftlerine alternatif yeni bir akışkan çifti oluşturmak. Lityum klorür-su absorpsiyonlu soğutma sisteminde kristalizasyon tehlikesi daha büyüktür. Lityum klorür akışkan çifti tüm durumlarda daha iyi ekserji verimi vermesiyle daha iyi performans sağlamıştır. Sistemin analizinde EES programı kullanılarak termodinamik analizler yapılmıştır.

Wang vd. (2015), yüksek verimli güneş soğutma sistemi için tasarlanmış LiBr-su emme soğutucusunda değişken bir etkinin deneysel değerlendirmesini yapmışlardır. Soğutucu özellikle değişken sıcaklıklı güneş enerjisinin yüksek verimli kullanımı için tasarlanmıştır ve farklı ısı kaynağı sıcaklıklarında optimize edilmiş COP ve soğutma gücünü elde edebilir. Soğutucunun yapısı, dolaşımı ve test sistemi tanıtıldı. Analiz sonuçları COP nin 95°C'den 120°C'ye kadar üretim sıcaklığında 0.69'dan 1.08'e yükseldiğini gösterdi.

Konwar vd. (2015), lityum klorür-su absorpsiyon soğutma sisteminin ekserji analizini yaptılar. H2O-LiCl ve H2O-LiBr sistemleri arasındaki performans karşılaştırması da aynı koşullar altında sağlandı. Analiz sonuçları evaporatör sıcaklağıyla COP artarken ekserji verimi azalmaktadır ve toplam sistem tersinmezliği artmaktadır. COP ayrıca düşük kondansatör ve soğurucu sıcaklığında daha fazladır, fakat ekserji verimi daha az olur ve toplam sistem tersinmezliği artar. Bu çelişki, bu analizde bileşen sıcaklığına bağlı olarak değiştiği kabul edilen yoğunlaştırıcının, buharlaştırıcının ve soğurucunun giriş ve çıkışındaki su sıcaklıkları nedeniyle ortaya çıkmıştır.

Jatin vd. (2016), termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını kullanarak lityum klorür-su tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistenin termodinamik analizini yaptılar. Hesaplamalar EES de termodinamik teorilerden yararlanılarak matematik model oluşturuldu. Sistemde maksimum ekserji yıkımı soğurucu ve jeneratörde meydana gelirken en düşük ise pompa ve genleşme valfinde oldu. Lityum bromür su ve lityum klorür su absorpsiyonlu soğutma sistemi arasındaki performansı kıyası eşit çalışma durumlarında değerlendirildi ve lityum klorür-su akışkan çiftinin lityum bromür-su akışkan çiftine göre absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılması termodinamik açıdan daha iyi performansa sahip olduğunu göstermiştir.

Wei vd. (2014), Zn_2Cl_5/NH_3 akışkan çiftini kullanarak, $NaSCN/NH_3$ absorpsiyonlu sistemle kıyas yaparak tek etkili absorpsiyonlu sistemin termodinamik performans analizini yaptılar.

Zn_2Cl_5/NH_3 sistemin termal performansı $NaSCN/NH_3$ sisteminden daha iyidir. Yoğunlaştırıcı ve absorpsiyon sıcaklığı düşük ve jeneratör sıcaklığı yüksekken Zn_2Cl_5/NH_3 sisteminin COP si ve ekserji verimi daha yüksektir. Sonuçlar Zn_2Cl_5/NH_3 sisteminin hem soğutma hem de ısıtma uygulamalarında kullanım için uygun olduğunu gösteriyor.

Ochoa vd. (2015), $LiBr/H_2O$ akışkan çiftini kullanarak tek etkili absorpsiyonlu soğutmanın performans analizini gerçekleştirmek için bir dinamik model geliştirdiler. 95°C de sistemin COP değeri 0.61. Matlab programı kullanılarak matematiksel model gerçekleştirdiler. Yeni bir absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanacağında bu modelin kullanışlı olabileceğini önermektedirler. Yang vd. (2016), akışan çifti olarak Cu_2Cl_5/NH_3 kullanarak absorpsiyonlu soğutma sisteminin termal performansını değerlendirdiler. Sistemin termal performansı NH_3/H_2O akışkan çitli absorpsiyonlu soğutma sisteminden daha iyidir. Cu_2Cl_5/NH_3 sistemin COP si ve ekserji verimi $LiBr/H_2O$ akışkan çiftinden nispeten daha azdır.

Pilatowsky vd. (2001), yoğunlaştırıcı ve emme sıcaklığı 25 °C ve 35 °C arasında olan ve evaporatör sıcaklıkları -10 °C ve 10 °C arasında değişen monometilamin suyu karışımı çalışma sıvısı ile bir absorpsiyonlu soğutma sistemini araştırdılar. Döngü, amonyak-su emme döngüsüne göre önemli bir avantaj olarak sunulan ılımlı basınçlarda çalıştırıldı.
Chekir vd. (2011), tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma makinesi çalışmalarında bütan oktan karışımı çalışan bir akışkan kullandı ve desorber sıcaklığı 150°C olduğunda 0.36 COP elde etti. Ayrıca daha sonra makine tasarımının bir modifikasyonunu önerdiler, redresör desorbere girmeden önce zayıf çözelti ile soğuttular. Bu oldukça önemsiz modifikasyon, ayırma işlemi için sıcaklık seviyesinin önemli ölçüde azalmasına neden oldu ve COP, 0.59'a yükseldi.

Xu vd. (2013), 110°C-140°C ısı kaynağı sıcaklık aralığının, tek etkili su-LiBr emme makinesinin çalışması için çok yüksek olduğunu ve çift etkili makinenin çalışması için düşük olduğunu belirtti. Bu nedenle, bir dizi üç jeneratör ve 85°C ila 150°C arasında değişen ısı kaynağı sıcaklıkları ile çalışan bir yüksek basınç absorber içeren değişken bir etki döngüsü önerdiler, bu da 0,75 ila 1,25 arasında COP değerlerine neden oldu.
Sirwan vd. (2013), kondenser arasına bir flaş tankı eklendiğini gösterdiler ve bir ejektör absorpsiyonlu soğutma makinesinin buharlaştırıcısı, üretilen soğutma etkisinin arttırılmasına katkıda bulunabilir. Sozen vd. (2004), güneş enerjili ejektör emme sistemleri kullanma olasılığını araştırdı ve bu teknolojinin Türkiye'de soğutma uygulamalarında yılda 8-9 ay

boyunca etkili bir şekilde kullanılabileceği sonucuna varıldı.

Sencan vd. (2005), soğutma veya ısıtma modlarında kullanılan bir su-LiBr emme makinesinin ekserji analizini gerçekleştirmiş ve emme ve desorberin ekserji kayıplarının çoğunu yoğunlaştırdığını gözlemlemiştir. Ayrıca, ısı kaynağı sıcaklığı arttığında, COP nin biraz arttığını, ancak ekserji verimliliğinin kötüleştiğini de not ettiler. Yari ve diğ. (2011), bir jeneratör absorber ısı eşanjörü (GAX) emme soğutma makinesi üzerinde parametrik bir çalışma yürütmüş ve desorber sıcaklığı 400 ile 440 K arasında değiştiğinde, ekserji verimliliğinin yaklaşık %75 arttığını, COP nin ise sadece %5 arttığını gözlemlemiştir. Desorber ve absorber, tek bir birim olarak simüle edildi ve araştırılan ısı kaynağı sıcaklık değişim aralığının üst ucundaki döngünün toplam ekserji yıkımının yaklaşık %65'ine katkıda bulundu.

Klasik enerji analizi, ana enerji kaybının sistemde nerede gerçekleştiği ve sistem enerji verimliliğini artırmak için hangi komponentin en önemli olduğu konusunda bilgi sağlayamaz. Öte yandan, ekserji analizi, tersinmezlik kaybının nerede ve nasıl gerçekleştiğini ve nasıl iyileştirileceğini gösterecektir. Bir termodinamik sistemin ekserji incelemesi için iki yöntem vardır: geleneksel ve ileri ekserji analizi. İlki için birçok çalışma yapılmıştır ancak ikincisi için sınırlı çalışma bulunmaktadır.

Mohammadi (2019), yeniden sıkıştırma süper kritik CO2 döngüsünün ileri ekserji analizini gerçekleştiridiler. Toplam kaçınılabilir ekserji yıkım oranına dayanarak, sistemin maksimum iyileştirme potansiyeli 106.855 MW'tır (toplam ekserji tahribatının yaklaşık% 50'si) ve bu kaçınılabilir değerin % 34,59'u içsel ve % 65,41'i dışsaldır. Ayrıca, genel sistem performansını iyileştirmek için, geleneksel ekserji analizi tarafından elde edilen komponentlerin öncelik sırasının, ileri ekserji analizi ile elde edilenden farklı olduğu ortaya çıkmıştır. Sonuçlar ayrıca, reaktörün en yüksek ekserji yıkımına rağmen en az gelişme potansiyeline sahip olduğunu göstermektedir.

Zhao vd. (2019), R290'lı ev tipi bir buzdolabı için paralel ve seri sıkıştırma ejeksiyonlu hibrit soğutma sisteminin geleneksel ve gelişmiş ekserji analizini yaptılar. İleri ekserji analizinden elde edilen sonuçlar kompresörün kaçınılabilir ekserji yıkım oranının en büyük olduğu gözlenmiştir ve paralel sistem için bu oran %42,76 ve seri sistem için %41,28 olarak bulunmuştur. Kompresör ve ejektörün içsel kaçınılabilir ekserji yıkım oranları, her iki

sistemdeki dışsal kısımdan daha büyüktür ve bu da kendi verimlerini geliştirmelerinin en önemli olduğunu göstermektedir.

Liu vd. (2019), yeni bir transkritik sıkıştırılmış karbondioksit enerji depolama sisteminin geleneksel ve gelişmiş ekserji analizini yapmışlardır. Sonuçlar, komponentler arasındaki etkileşimlerin karmaşık olduğunu göstermektedir. İlk kompresör, toplam kaçınılabilir ekserji yıkımının %22.55'lik kısmını ve toplam ekserji yıkımının % 11.91'ini oluşturması nedeniyle en yüksek gelişme potansiyeline sahip komponenttir.

Morosuk vd. (2009), farklı çalışma sıvılarını (R125, R134a, R22, R500, R407C and R717) kullanarak buhar sıkıştırmalı soğutma makinelerinin ileri ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Kullandıkları sıvıların ileri ekserji analizindeki etkilerini incelemek için yalnızca bu çalışmayı yapmışlardır çünkü kullandıkları çalışma sıvılarından bazıları ileride kullanım için elverişli değildir.

Petrakopoulou vd. (2012), geleneksel ve ileri ekserji analizi kullanarak kombine çevrim enerji santralinin analizini değerlendirmişlerdir. Kombine çevrim enerji santralinin ekserji yıkımının çoğu kaçınılamaz ekserji yıkımı olduğunu belirlemişlerdir. En yüksek ekserji yıkımı kompresörde meydana gelmiştir. Bu komponentin içsel ekserji yıkımının yüzde oranı yaklaşık olarak %87, kaçınılamaz ekserji yıkım oranı %68 olduğunu hesaplamışlardır.

Morosuk vd. (2012), bir Voorhee'nin sıkıştırma işlemi kullanılarak bir soğutma makinesinin geleneksel ekserji analizi ve ileri ekserji analizini gerçekleştirmişlerdir. Voorhees'in sıkıştırma işlemini kullanan bir soğutma sistemine ileri ekserjetik analiz yöntemi kullanmıştır. Geleneksel ekserji analiz sonuçları kondansatörün en büyük ekserji yıkımına sahip olduğundan dolayı önemli bir komponent olduğunu göstermesine rağmen, evaporatörün en yüksek kaçınılabilir ekserji yıkımına sahip olması öne çıkmaktadır.

Bai vd. (2016), geleneksel ve ileri ekserji analiz yöntemlerini kullanarak modifiye ejektörlü otomatik kaskadlı dondurucu sistemi üzerine teorik bir araştırma yapmışlardır En yüksek gelişme potansiyeline sahip komponentlerin sırasıyla kompresör, kondansatör, evaporatör ve ejektör olduğunu gözlemlediler.

Chen vd. (2015), R245fa için geleneksel ve ileri ekserji analiz yöntemleri yardımıyla ejektör

soğutma çevriminin kapsamlı bir çalışmasını gerçekleştirmiştir. Her bir komponentin içsel-dışsal ve kaçınılabilir-kaçınılamaz ekserji yıkımını belirlediler. Ejektör, kondenser ve jeneratörün sırasıyla en yüksek gelişme potansiyeline sahip olduğunu buldular.

Gong vd. (2014), absorpsiyonlu soğutma sistemi için ileri ekserji metodunu kullanarak parametrik bir çalışma yaptılar. Ekserji yıkımının çoğu, desorber ve absorber komponentlerinde meydana gelmiştir. Bu komponentlerin ekserji yıkımları içseldir. Yani, komponentlerin ekserji yıkımları içsel tersinmezliklerinden kaynaklanmıştır.

Erbay vd. (2014), gıda kurutmada kullanılan bir toprak kaynaklı ısı pompası (GSHP) kurutucusu için ileri ekserji analizi gerçekleştirmiştir. Çevrimdeki tersinmezliklerin detaylı analizini belirlemek için içsel-dışsal ve kaçınılabilir-kaçınılamaz ekserji yıkım seviyeleri hesaplanmıştır. Sonuçlar, en önemli komponentin kondenser olduğunu göstermiştir. Tüm sistem için tersinmezliklerin kaçınılabilir kısmının daha baskın olduğu gözlenmiştir. Ayrıca, kondenser ve evaporatör dışındaki diğer sistem komponentlerinin tersinmezlikleri temel olarak içsel çalışma koşullarından etkilenir.

Chen (2017), ejektör soğutma sisteminin R600, R600a, R601a, R1233zd ve R1234ze çalışma akışkanları ile geleneksel ekserji ve ileri ekserji analizini değerlendirmişlerdir. Bu akışkanların sistemdeki performans ve çalışma özellikleri karşılaştırılmıştır. Ejektör verimlerinin sistem performansı üzerinde önemli bir etkisi vardır çünkü ejektör verimliliğindeki 0.1 artış, sistem ekserji verimliliğinin % 1.38'den % 10.33'e yükselmesine neden olabilir. Kapsamlı karşılaştırmalarla, R1233zd genel olarak diğer dört adaydan daha yüksek sistem performansına sahiptir, bu nedenle ejektör soğutma sistemi için iyi çalışma sıvısı olarak önerilir.

Hepbasli (2017), buz pateni pisti soğutma sisteminin gelişmiş eksergoekonomik analiz yöntemi ile performans değerlendirmesini yapmışlardır. Buz pateni pisti soğutma sistemi 300 kW soğutma yüküne sahiptir ve soğutucu olarak amonyak seçilmiştir. Sistemin toplam ekserji yıkımının %47,15'inin kaçınılabilir olduğu, sistemin toplam ekerji yıkımının %22,89'unun dışsal olduğu tespit edilmiştir. %18’lik içsel mevcut ekserji yıkım yatırım maliyeti oranına sahip evaporatör ve %64,3’lik içsel mevcut ekserji yıkım maliyet oranına sahip kondenser, buz pateni soğutma sistemindeki en önemli iki komponenttir.

Ahmadi (2019), termodinamik ve termo-ekonomik bakış açısıyla yeni güneş kaynaklı kombine soğutma, ısıtma ve güç (CCHP) sistemi önerilmiş ve değerlendirilmiştir. Güneş enerjili bir trijenerasyon enerji sisteminin ileri ekerji, eksergo-ekonomik ve eksergo-çevresel analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca, ileri ekserji analizinin sonuçları, 7.3 kW'lık içsel ekserji yıkım oranının 5.26 kW'lık kısmının kaçınılmaz olduğunu göstermektedir. Depolama tankının en büyük ekserji yıkım oranına ve eksergo-ekonomik analizlere dayanarak en yüksek ekserji yıkım maliyetine sahiptir. Türbin, en büyük kaçınılabilir ve kaçınılmaz içsel yatırım maliyeti oranlarına sahiptir.

Soğutma sistemleri ve güç çevrimleri ile ilgili birçok enerji ve geleneksel ekserji analizi yapılmıştır. Fakat ileri ekserji analizi son yıllarda gelişmiştir. Geliştirme potansiyellerini belirlemek ve komponentler arasındaki ilişkiyi belirlemek için geleneksel ekserji analizi yeterli değildir bu yüzden ileri ekserji analizine gerek duyulmuştur. Soğutma sistemleriyle ilgili olarak buhar sıkıştırmalı,ejektör ve absorpsiyonlu soğutma sistemiyle alakalı literatürde ileri ekserjiyle ilgili sınırlı çalışma vardır. Ülkemizde de absorpsiyonlu soğutmanın ileri ekserji analizini içeren herhangi bir tez çalışması bulunmamaktadır. Bu çalışmada buhar sıkıştırmalı güneş enerjisi kaynaklı bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin geleneksel ve ileri ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Evaporatör, kondenser, absorber ve jeneratör sıcaklıklarının COP, ekserji verimi ve ekserji yıkımı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Bunun yanında ileri ekserji analizi gerçekleştirilerek her bir komponentin geliştirme potansiyeli ve sistem komponentleri arasındaki ilişki incelenmiştir. İleri ekserji analizi kaçınılamaz-kaçınılabilir, içsel-dışsal kısımlar olmak üzere iki kısma ayrılmıştır. Bu çalışmada, absorpsiyonlu soğutma sisteminde akışkan çifti olarak amonyak-su çifti seçilmiştir.

1.3. Enerji

Enerjinin tanımını sistemin iş yapabilme gücü olarak yapılabilir. Dolayısıyla sistemlerin (canlıların) çalışmalarında enerjiye gereksinim duymaktadırlar. Oluşumlarına ve dönüşümlerine göre enerjiyi farklı başlıklar altında gruplara ayırabiliriz. Enerjiye dönüşümlerine göre birincil ve ikincil enerji kaynakları olmak üzere ikiye ayrılır (Köse, 2002). Birincil enerjiler taş kömürü, linyit, ham petrol, doğalgaz, hidrolik, jeotermal, güneş olup dönüşüm geçirerek kullanılmaktadır. Oluşumlarına göre enerji kaynaklarının sınıflandırılması geleneksel (yenilenemeyen) ve yenilenebilir enerji olarak ayrılmaktadır.

1.3.1 Küresel Enerji Problemleri

Sanayileşme, teknolojik gelişmeler, nüfus artışı gibi faktörlerden dolayı günümüzde enerjiye olan talep artmaktadır. Bu sebeplerden dolayı enerji tüm dünyada en önemli problem olarak görülmektedir. Enerji problemi artık yerel olmaktan çıkarak global bir sorun haline gelip uluslararası politikaları yönlendirmeye başlamıştır. Günümüzde kullanılmakta olan enerjinin yaklaşık %90'ını geleneksel enerji kaynakları (yenilenemeyen) dediğimiz fosil kaynaklı enerji grubu oluşturmaktadır. Kömür, petrol, doğalgaz, uranyum (nükleer enerji) gibi fosil kaynaklı enerjiler yenilenebilir enerji kaynakları gibi temiz ve tükenmez enerji kaynakları değildir. Bu kaynaklar bir gün elbette tükeneceği bilinmektedir. Günümüzde fosil kaynaklı enerjiyle çalışan bu kadar çok teknolojik uygulamalar varken bu enerji kaynaklarının bir gün tükeneceği düşünüldüğünde ülkeler bu krizden başta ekonomik olarak çok etkileneceklerdir. Küresel enerji sorununun ekonomik etkilerinin yanında çevreye verdiği zararlardan dolayı da çevresel problemlere neden olmaktadır. Günümüzde yaşanılan çevresel kirlenmenin birçoğu fosil yakıtlardan kaynaklanmaktadır. Fosil yakıtların kullanımı sonucu çıkan zararlı gazlar hem insan sağlına zarar verirken hem de çevre kirliliğine yol açmaktadır. Bu çevresel kirlik kendini küresel ısınma adını verdiğimiz suların ısınarak kirlenmesi, asit yağmurlarının görülmesi, ozon tabakasının delinmesi, sera gazı etkisi gibi başlıca çevresel problemler altında karşımıza çıkmaktadır.

1.3.2 Yenilenebilir Enerji Kaynakları

Geleneksel fosil kaynaklı enerji grubunda yaşanılan zaman zaman sıkıntılar (petrol krizleri, karbon emisyonları, ülkelerin enerjide dışa bağımlılığı, çevresel ve politik sorunlar) sebebiyle bilim adamları bu yenilenemeyen enerji grubuna alternatif olacak yeni enerji kaynakları arayışına yönelmişleridir. Bu enerji kaynakları güneş, rüzgar, jeotermal, hidrolik, hidrojen, biyokütle ve dalga enerjileri gibi doğada sonsuz kaynaklı(tükenmez) olarak bulunup temiz, güvenilir yenilenebilir enerji (kendini yenileyebilir) kaynaklarıdır.

1.3.2.1 Rüzgar Enerjisi

Enerjisini güneşten alan ısıl potansiyel farklara sahip hava kütlelerinin, soğuk ve yüksek basınç noktalarından sıcak ve alçak basınç noktalarına hareket etmeleri sonucu ısı enerjisinin kinetik enerjiye dönüştüğü hava hareketine rüzgar adı verilir (Özgener 2002). Rüzgar

enerjisi, rüzgar türbinleri yardımıyla hareket halindeki havanın kinetik enerjisinin elektrik üretimi için kullanılmasıdır.

1.3.2.2 Jeotermal Enerji

Yerküre içindeki içsel enerjinin yeryüzüne yakın derinliklerde sıcak su veya buharın kendiliğinden ortaya çıkması veya sondaj çalışmasıyla ortaya çıkarılmasıdır. Jeotermal kaynaklardan elektrik üretimi ve ısı üretimi olarak yararlanılmaktadır. Elde edilen ısı konutların ısıtılması, sera ısıtılması ve kaplıca turizminde kullanılmaktadır.

1.3.2.3 Hidrolik Enerjisi

Suyun potansiyel enerjisinin kinetik enerjiye dönüşümü sonucu elde edilir. Barajlarda biriken suların yükseltisinden dolayı bir potansiyel enerjiye sahip olur. Barajlarda depo edilen suyun türbinlerden geçerek bünyesinde var olan potansiyel enerjisini kinetik enerjiye dönüştürmüş olur. Böylece suyun hidrolik gücünden elektrik üretimi elde edilmiş olur.

1.3.2.4 Hidrojen Enerjisi

Hidrojen renksiz kokusuz olup doğada serbest halde bulunmamaktadır. Genellikle bileşik halinde su olarak en çok bulunur. Hidrojen evrenin temel enerji kaynağı olup evrendeki yıldızların termonükleer tepkimeye vermiş oldukları ısının yakıtıdır. Hidrojenden enerji sağlanırken su, fosil yakıtlar ve biyokütle gibi çeşitli enerji kaynaklarından yararlanılmaktadır. Hidrojenden enerji elde edilmesi sonucu sera etkisini artıracak zararlı gazlar çevreye salınmaz.

1.3.2.5 Dalga Enerjisi

Deniz veya okyanuslarda gerek rüzgar gerekse med-cezir gibi olaylardan dolayı oluşan sudaki salınım hareketlerine karşılık vermek için dalgaya karşı yapılar oluşturulur. Bu yapılarla dalgaların önü kesilerek dalgalardan mekanik enerji üretilmiş olunur. Böylece dalgalardan oluşan mekanik enerji elektrik üretiminde kullanılır.

1.3.2.6 Biyokütle Enerjisi

Biyokütle enerji kaynakları bitkisel (tarım ve orman atıkları ve kalıntıları) veya kanalizasyon atıkları, şehir çöplerinden oluşan katı atıklar ve çiftlik hayvan gübreleri gibi işlemden geçmiş karbon içeren çok geniş bir yenilenebilir enerji kaynağıdır. Biyokütleden enerji üretimi biyokütlenin yakılmasıyla, sıvı biyo yakıt üretimi ve biyogaz üretimiyle gerçekleşmektedir.

1.3.2.7 Güneş Enerjisi

Güneş enerjisi temiz, tükenmez ve bereketli bir yenilenebilir enerji kaynağıdır. Güneş enerjisi rüzgar, dalga ve hidroelektrik gibi birçok enerji kaynağının temelini oluşturmaktadır. Güneşten gezegenimize yılda yaklaşık 173 milyar MW lık enerji gelmektedir. Fakat güneşten gelen bu enerjinin bir kısmı yansıyarak uzaya geri dönerken bir kısmı ise atmosfer tarafından soğurulmaktadır. Bu yüzden yeryüzünde bir kısmı soğurulmaktadır. Güneş enerjisini fotovoltaik (aynalar, yoğunlaştırıcılar ve fotovoltaik hücreler) uygulamalarla elektrik enerjisinden yararlanırken güneş enerji toplayıcı (kolektör) uygulamalarla da ısı yönünden yararlanılmaktadır.

1.4 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri

Absorpsiyon prensibi ilk defa Michael Faraday tarafından amonyağı yoğuşturma çalışmaları sırasında keşfedilmiştir. Bir soğutma çevrimi olarak uygulanması daha sonra gerçekleşmiştir. Absorbsiyonlu soğutma uygulamaları mekanik soğutma uygulamalarına göre maliyet bakımından güneş enerjisi, jeotermal enerji ve atık ısı gibi düşük ısı kaynakları kullanarak ekonomik bakımdan kullanışlı teknolojik uygulamalardır. Bu çevrimlerde soğutucu akışkanın bir ikinci akışkan içinde absorberde soğurulduğu bir absorbe işlemdir. Bu sistemleri buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimleriyle kıyaslarsak kompresörün yerini farklı sistem almıştır ve bu sistem aynı çalışma prensibiyle soğutucu akışkanın basıncını arttırır. Bu sistemlerin kompresör kullanılmaması sebebiyle sahip olduğu avantajlar vardır. Bu avantajlar arasında sistemin daha sessiz olması, daha az bakım gerektirmesi ve pompaya verilen küçük bir enerji dışında ek bir enerji gerektirmemesidir. Bu avantajlara ek olarak absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin önemli bir üstünlüğü ise çevriminde buhar yerine sıvı sıkıştırılmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma uygulamalarında gerekli olan iş çok küçüktür. Ayrıca çevrim için dış kaynaktan ısıya ihtiyaç duyulmaktadır. Çevrimin birinci yasa

termodinamik çözümlemesi yapılırken iş ihmal edilir, bunun sebebi ısıtıcıda çevrime sağlanan ısıdan çok küçüktür. Buhar sıkıştırmalı mekanik sistemlerde çevrimi çalıştıran enerji elektrikken; absorbsiyonlu soğutma uygulamalarında ısıdır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin hacimlerinin büyük olması, kompleks ve maliyetli olması ise bu sistemlerin dezavantajlarıdır. Ancak maliyeti düşük bir ısı kaynağı (100˚C-200˚C) kullanıldığı zaman ekonomik olabilmektedir. Absorpsiyonlu soğutma teknolojilerinin endüstri uygulamalarında kullanıldığı görülmektedir.

1.5 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Türleri

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri kullanıldığı yere ve koşullara göre çeşitlilik göstermektedir. Bunlar; tek etkili absorbsiyonlu soğutma sistemi, çift etkili absorbsiyonlu soğutma sistemi, absorbsiyonlu ısı yükselticileri, çok kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemi, GAX'lı absorbsiyonlu soğutma çevrimi, GAX'lı absorbsiyonlu soğutma çevrimi, yarım kademeli absorbsiyonlu soğutma çevrimi, kombine buhar absorbsiyon sıkıştırma çevrimi, sorpsiyon-resorpsiyon çevrimi, çift döngülü absorbsiyonlu soğutma sistemi, kombine ejektör-absorbsiyonlu soğutma döngüsü, ozmotik-membran absorbsiyon çevrimi, difüzyon absorbsiyonlu soğutma çevrimi

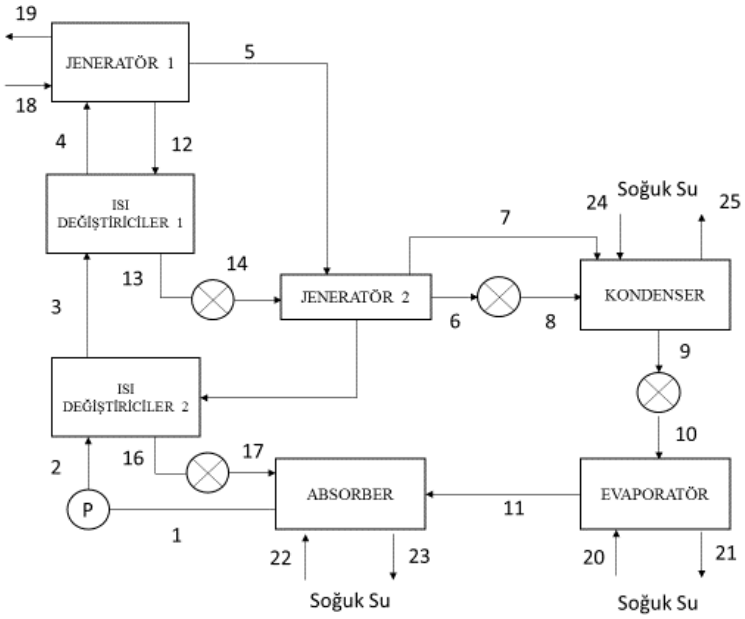
1.5.1 Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Bu çevrimlerde tek jeneratör kullanıldığı için sisteme tek jeneratörlü denilmektedir. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemleri genellikle atık buhar, sıcak su gibi düşük ısılı işletmelerin bulunduğu çevrimler için uygulanmaktadır. Bu sitemlerde düşük enerji kullanıldığından dolayı içsel ayrıştırma ve sıkıştırma işlemleri tek bir jeneratörle gerçekleştirilir. Düşük enerji kullanıldığından sistemin performans katsayısı küçük olmaktadır.

1.5.2 Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

Çift etkili absorbsiyonlu soğutma sistemleri tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerine göre daha yüksek basınç ve sıcaklık aralığında çalışmaktadır. Bu sebepten dolayı çevrimde iki jeneratör kullanılmaktadır. İki jeneratör kullanılmasından dolayı çift etkili absorpsiyonlu soğutma adını almıştır. Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde iki jeneratör

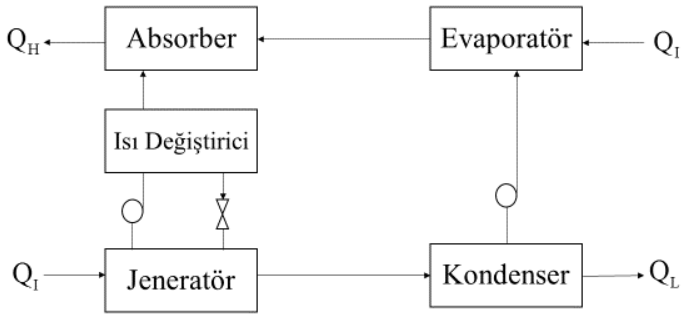
kullanımıyla soğutma gücünün artırılarak etkinlik katsayısının iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde çevrim üç farklı basınç (yüksek basınç, orta basınç ve düşük basınç) aralığında çalışmaktadır. Sistem elemanlarını iki jeneratör, kondenser, evaparatör, absorber ve iki ısı değiştirici sistem elemanlarını oluşturmaktadır. Şekil 2' de çevrimde birinci jeneratör yüksek basınçta, ikinci jeneratör ve kondenser orta basınçta çalışırken, evaparatör ve absorber ise düşük basınçta çalışmaktadır.



Şekil 1.1 Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

1.5.3 Absorbsiyonlu Isı Yükselticileri

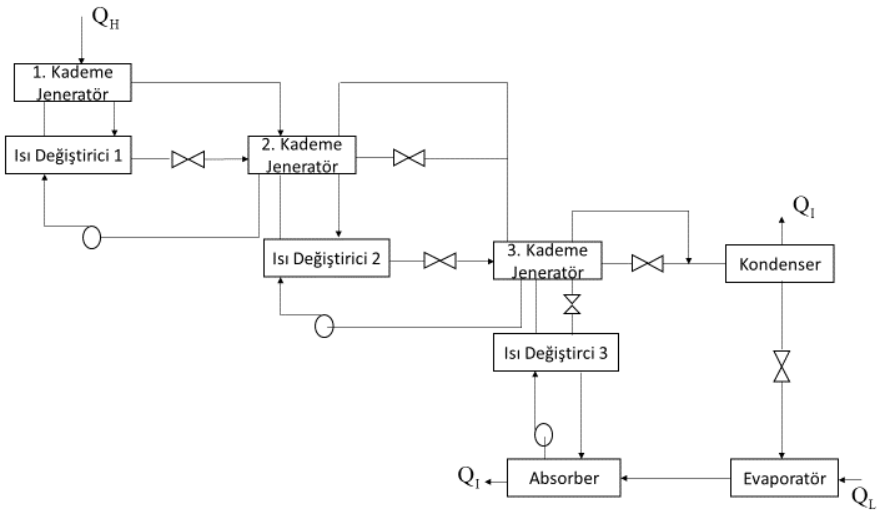
Absorpsiyonlu ısı yükselticileri tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimine benzer elemanlara sahiptir fakat bu çevrimde kondenserle evaporatör arasında genleşme valfi yerine pompa yer alması çevrimi tek etkili absorpsiyonlu çevrimden farklı kılmıştır. Absorpsiyonlu ısı yükselticilerinde sistem tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki sistemle aynı çalışma prensibiyle çalışmaktadır



Şekil 1.2 Absorbsiyonlu Isı Yükselticileri

1.5.4 Çok Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

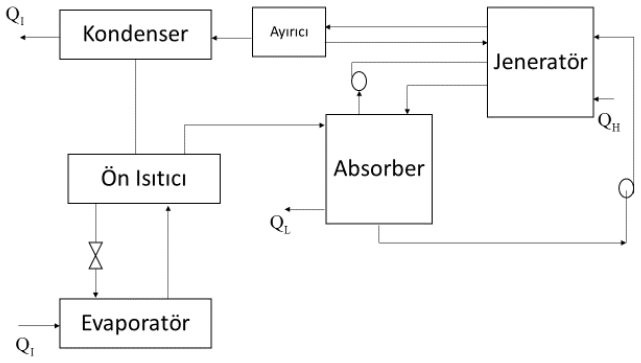
Çok kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemleri yüksek sıcaklıktaki ısı kaynaklarını kullanarak sistemin performansını artırmaktır. Çok kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde amaç yüksek sıcaklıktaki bir kademeden dışarı verilen ısıyı düşük sıcaklıktaki bir kademede ısı girdisi olarak kullanabilmektir. Çok kademeli absorsiyonlu soğutma sistemlerinin çift kademeli, üç kademeli ve dört kademeli absorbsiyon çevrimi gibi farklı tipleri mevcuttur. Ayrıca burada dikkat çeken konu soğutma tesir katsayısının artmasıyla kademe artışının orantılı olmadığıdır ve kademe sayısının artması ile soğutma katsayısının, tek kademeli çevrimin soğutma katsayısı kadar yüksek olmayacağı çıkan sonuçtur. Ayrıca kademe sayısının artmasıyla orantılı olarak sistemin karmaşıklığı da artmaktadır. Bu sebepten çok kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde çift kademeli çevrimleri ekonomik açıdan en elverişlidir.



Şekil 1.3 Çok Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi

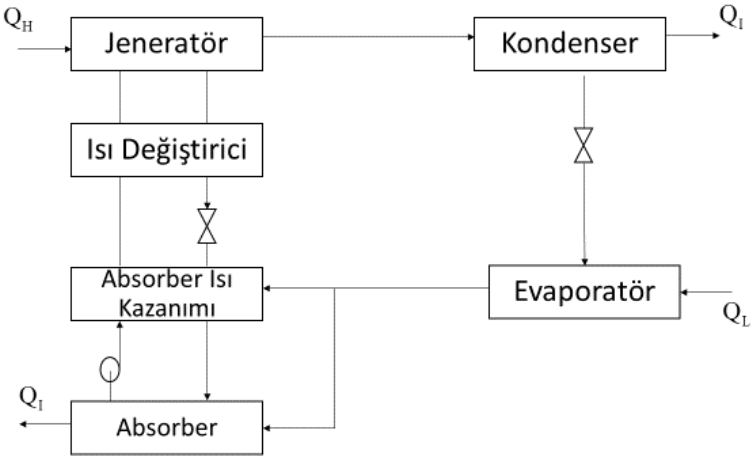
1.5.5 GAX'lı Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi

GAX (Generator Absorber Heat Exchanger) jeneratör absorber ısı değiştiricisi fikri ilk kez 1911 yılında Altenkirch ve Tenchkoff tarafından atılmıştır (Çelik, 2007). Sistemin çevrimi birbirine paralel olarak çalışan iki tek kademeli dögüden oluşmaktadır. Aslında iki aşamalı çift kademeli döngüyü basitleştirmiş olur. Döngüde absorber ve jeneratör ters akışlı ısı jeneratörü gibi düşünebiliriz. Absorberde jeneratörden gelen zayıf soğutucu çözelti ie evaporatörden gelen buhar fazındaki soğutucu akışkan üst kısımdan girermektedir. Burada absorpsiyon işlemi sırasında ısı oluşmaktadır ve üretilen bu yüksek sıcaklıktaki ısı üst kısımdan dışarı verilerek uzaklaştırılır böylece soğutucu buharının emme kabiliyeti korunmuş olur. Jeneratörden gelen zayıf soğutucu çözelti buharı emildikten sonra çevreye ısı vererek soğumuş olur ve jeneratöre doğru güçlü soğutucu çözelti olarak ilerler. Jeneratörde absorberin üst kısmından dışarı verilen ısı ile ısıtılarak biraz daha kurutulmuş olur. Absorber ve jeneratör arasındaki ısı transferinin gerçekleşebilmesi için ek bir ikincil sıvı bulunmaktadır. Tek kademeli bir absorpsiyonlu sistemin jeneratör absorber ısı değiştiricisi (GAX) kullanılarak, iki aşamalı çift kademeli absorpsiyon sisteminin soğutma performansı kadar bir performans yakalanabilir.



Şekil 1.4 GAX'lı Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi

1.5.6 Absorber-ısı Korunumlu Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi

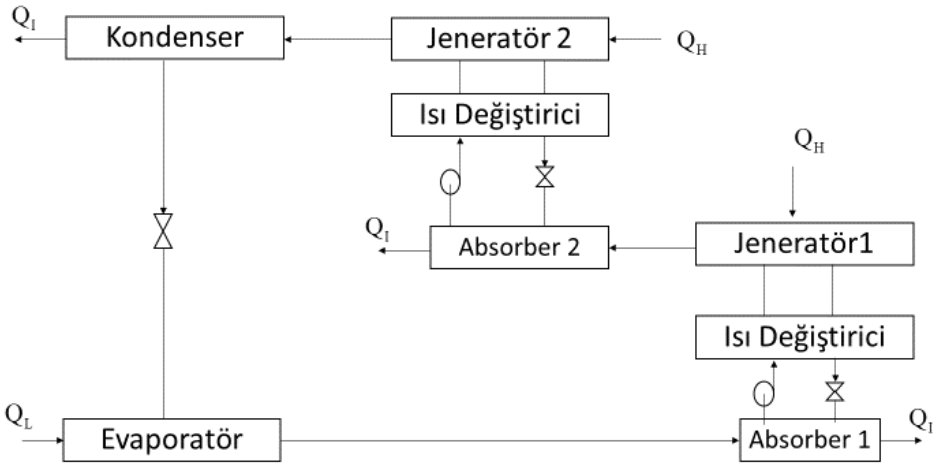


Şekil 1.5 Absorber-ısı Korunumlu Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi

Sistemin soğutma performansının artırımında eriyik ısı eşanjörünün kullanımının önemi büyüktür. Absorber-ısı korunumlu absorpsiyonlu soğutma sisteminde de GAX çevrimdeki gibi absorber iki kısma ayrılmaktadır. Absorberden gelen güçlü soğutucu çözelti jeneratörden gelen sıcak çözeltiden ısı çekerek jeneratöre girmeden önce ısıtılarak böylece güçlü çözeltinin sıcaklığı artırılmış olur. Bu çevrimde jeneratöre giden ısı girdisinin azalması sonucu soğutma performansı artmış olur.

1.5.7 Yarım Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi

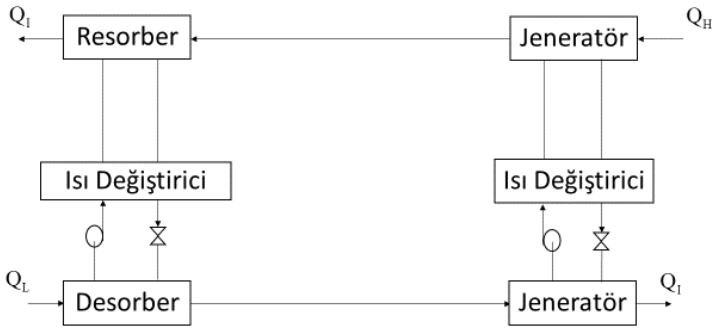
Şekil 7'de yarım kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik diyagramı gösterilmiştir. Bu sistemlerde düşük sıcaklıkta bir ısı kaynağının kullanıldığı uygulamalardır. Çevrimdeki ısı akış yönlerinin farklı olması dışında amonyak su akışkan çiftinin kullanıldığı çift etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin aynısıdır. Çevrimde kaynaktan gelen yüksek sıcaklıktaki ısı her iki jeneratöre girer. Yarım kademeli absorpsiyon soğutma çevrimi için farklı basınç düzeylerinde çalışan iki tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemidir diyebiliriz.



Şekil 1.6 Yarım Kademeli Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi

1.5.8 Sorpsiyon-Resorpsiyon Çevrimi

Sorpsiyon-resorpsiyon çevrimi ilk kez Altenkirch tarafından 1913 yılında öne sürülmüştür. Sorpsiyon-resorpsiyon çevriminde iki solüsyon devresi yer alır.



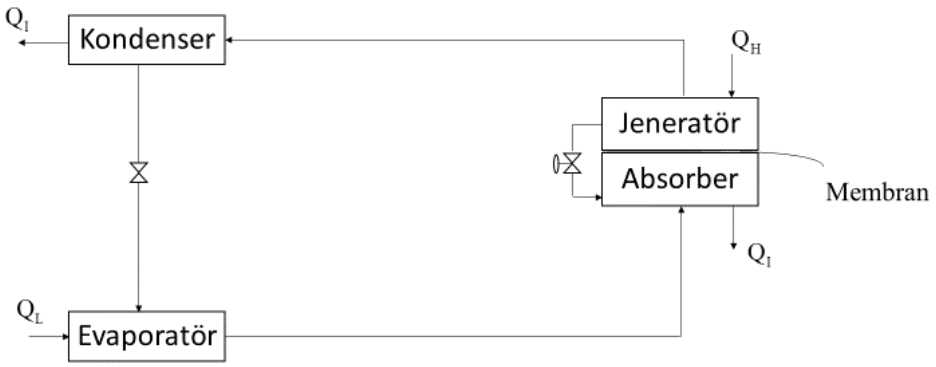
Şekil 1.7 Kombine Buhar Absorbsiyon Sıkıştırma Çevrimi

1.5.9 Kombine Ejektör-Absorbsiyonlu Soğutma Döngüsü

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde soğutma tesir katsayısını artırmak için ejektör kullanılmaktadır. Kombine ejektör-absorpsiyonlu soğutma sistemi çift etkili absorpsiyon sisteminde olduğu gibi iki kademeli kademe jeneratör kullanılmakadır. Sistemin soğutma performansı tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemine göre daha yüksektir. Bunun sebebi buhar soğutucunun bir kısmının bir soğutma etkisi meydana getirmeden doğrudan absorbere girmesidir.

1.5.10 Ozmotik-Membran Absorbsiyon Çevrimi

Absorber ve jeneratör arasındaki ozmotik membran zengin soğutucu çözelti ile fakir soğutucu çözeltiyi birbirinden ayırmaktadır. Sistemde kullanılan membranın ozmotik olması sadece bir soğurucunun geçmesine olanak veriyor. Bu sayede ozmotik membran mekanik bir pompa işlevi göreretken absorberden çıkan soğutucuyu difüze ederek jeneratöre gönderir.



Şekil 1.8 Ozmotik-Membran Absorbsiyon Çevrimi

1.6 Soğutucu Soğutma Sistemleri için Çalışma Sıvısı

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde sistemin performansının belirlenmesinde akışkan çiftlerinin seçimi çok önemlidir. Akışkan çiftlerinin kimyasal ve termodinamik özellikleri bu önemi belirlemektedir. Çevri karışımın kimyasal olarak toksik olmayan, stabil ve patlayıcı özellikte olmamalıdır. Bunlara ek olarak kaynama derecesinin büyük olması gerekir, soğutucu akışkanın absorber içinde yüksek konsantrasyona ve buharlaşma ısısına sahiptir. Absorbent madde ve soğutucu akışkanın aşındırıcı çevre dostu ve düşük maliyetli olmalıdır. Termal iletkenlik, viskozite ve difüzyon katsayısı gibi ısı ve kütle transferini etkileyen taşıma özelliklerinin uygun olması gerekir. Çalışmalarda birçok akışkan çiftleri kullanılmaktadır. Literatürde takriben 40 soğutucu akışkan bileşiği ve 200 absorber bileşik olduğu bilinmektedir (Marcriss, 1988). Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde en yaygın akışkan çifti olarak lityum bromür-su ve amonyak-su akışkan çiftleri kullanılmaktadır. Amonyak bünyesinde sahip olduğu yüksek duyulur bir buharlaşma ısısına sahip olup çevrimin verimli çalışmasında etkilidir. Amonyağın donma noktasının -77 °C olmasından dolayı düşük sıcaklıkta avantaja sahiptir. Amonyak-su akışkan çifti ekonomik olup aynı zamanda çevre dostudur.

1.7 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerine Ait Temel Elemanlar

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde sekiz eleman kullanılmıştır. Bunlar; Jeneratör, kondenser, genleşme valfi 1 ve 2, evaporatör, absorber, ısı değiştirici ve pompadır.

1.7.1 Jeneratör

Jeneratör çevrimde soğutucu akışkanı tekrar kullanılmasında görev alarak sistemin çalışmasında sürekliliği sağlar. Jeneratörün yapısı iç içe geçmiş iki borudan oluşmaktadır ve çözelti karışımı iç kısmındaki boru içerisinde dolaşmaktadır. Jeneratörün dış kısmında ise ısı kaynağı bulunur. Bu ısı kaynağı sıcak buhar, yağ veya yanma gazlarıdır. Isı değiştiricisinden gelen zengin eriyiğe ısı kaynağından ısı verilerek amonyak-su akışkan çiftindeki amonyağın saf amonyak kızgın buharı (soğutucu akışkan) olarak ayrılması sağlanır. Daha sonra ısı değiştiriciye doğru zayıf eriyik absorbere döner. Jeneratörden çevreye bir miktar ısı geçişi olmaktadır. Ancak bu ısı geçişi ihmal edilir.

1.7.2 Kondenser (Yoğuşturucu)

Jeneratörden gelen saf amonyak kızgın buharının ısısını vererek sıvı hale geldiği elemandır. Kondenser çevreden aldığı soğuk suyu borularda dolaştırarak soğutucu akışkan kızgın buharı yoğuşma gizli ısısını bırakarak sıvı fazına geçip kondenser tabanında birikmiş olur.

1.7.3 Evaporatör (Buharlaştırıcı)

Düşük basınçta bulunan sıvı fazındaki amonyağın çevresinden ısı çekerek akışkanın kızgın buhar fazına geçtiği elemandır. Bu işlem evaporatörde bulunan boru demetlerinde gerçekleşir. Soğutucu akışkanın amacı boru demeti içerisinde dolaştırılan suyun soğuması için kullanılır. Böylece burada soğutma işlemi gerçekleşmiş olur.

1.7.4 Absorber

Jeneratörden gelen amonyakça zayıf çözeltinin soğutucu akışkanda çözünmesini sağlayan elemandır. Absorbere gelen güçlü çözelti (absorbent madde) ile karşılaşarak soğurulmasıdır.

1.7.5 Çözelti Pompası

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kompresörün eksikliğini gidermek için pompa kullanılmaktadır. Çevrimde pompa kulanılmasında ki amaç absorberden çıkan eriyiğin basıncını yükselterek jeneratöre doğru göndermektir. Bu işlemi yaparken de çok düşük bir iş harcanır.

1.7.6 Isı Değiştirici

Isı değiştiricisinde jeneratörden dönen zayıf çözelti önceden bir miktar ısısını burada bırakmıştır. Absorberde bulunan güçlü çözeltiyi pompa ile pompalandıktan sonra ısı değiştiricisine ulaşır. Isı değiştiricide bulunan ısı ile absorberden gelen güçlü çözeltinin sıcaklığı artırılarak jeneratöre gönderilir. Jeneratörden çıkan zayıf çözeltinin sıcaklığı güçlü çözeltinin sıcaklığından daha fazladır. Isı değiştiriciyle bu iki çözelti karışımı arasında ısı alışverişi gerçekleşmiş olur. Bu şekilde süreklilik tamamlanır.

1.7.7 Genleşme Valfi

Buharlaşma sıcaklığı akışkanın doyma basıncıyla ilişkilidir ve buharlaştırıcı basıncına göre değişmektedir. Sistem yüksek ve alçak basınç olmak üzere iki farklı aralıkta çalışmaktadır. Genleşme valfleri akışkanın akışını kısarak basıncında değişim yapmaktadır. Genleşme valfinin basıncı düşürmedeki amacı soğutucu akışkanın düşük sıcaklıkta buharlaşmasını sağlamaktır. Genleşme valfi akışkanın basıncını düşürürken aynı zamanda sıcaklığını da düşürmüş olur.

1.8 Aşırı Soğutma

Aşırı soğutma ile çevrimde soğutma kapasitesini ve verimi artırmak amaçlanır. Kondenserde kaynama noktasındaki saf amonyak buharının kaynama noktası altında soğurulması işlemidir. Yani kaynama noktasında bulunan soğutucu akışkandan bir miktar duyulur ısının soğurulmasıdır. Bu işlem sonucunda sıvı-buhar fazında bulanan akışkanın sıvılaşma miktarında artma gözlenir. Bu sayede daha düşük sıcaklıkta daha fazla buharın sıvılaşma işlemi gerçekleşmiş olur. Bu sonuç birim kondenser hacminde birim zamanda sıvılaşan soğutucu miktarındaki artış bize soğutma kapasitesi ve verimin arttığını göstermektedir.

Böylece sistemde birim soğutma için harcanan iş miktarındaki azalma enerji tasarrufu sağlamış olur.

1.9 Aşırı Kızdırma

Bir akışkanın buhar haline geldikten sonra (kaynama noktasında) buhara eklenen gizli ısı miktarıdır. Yani evaporatörden çıkan kızgın amonyak buharının sıcaklığındaki artışı belirtir. Aşırı kızdırma çevrimin verimini ve maksimum çevrim kapasitesi açısından önem taşımaktadır.

1.10 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Kullanılan Akışkan Çiftlerine Göre Özellikleri ve Sınıflandırılması

Absorpsiyonlu soğutma uygulamalarında iki akışkan çifti çevrimde dolaşmaktadır. Absorbentte dolaşan akışkanlar jeneratörde buharlaştıktan sonra çevrimde dolaşan soğutucu akışkan ve absorbentte soğurma işlemi yapan absorbent maddeden oluşmaktadır. Literatürde birçok akışkan çifti bulunup bunların bazıları pratiğe uygulanmaya başlanmıştır. Bazılarıyla ilgi çalışmalar devam etmektedir. Birçok akışkan çifti olmasına rağmen içlerinde en yaygın olarak kullanılan ammonyak-su ve lityum bromür-su akışkan çiftleridir. Tablo 1.1 literatürde bulunan bazı akışkan çiftlerini göstermektedir.

Tablo 1.1 Üzerinde çalışma yapılan akışkan çiftleri

Soğutucu Akışkan	Absorbent
Amonyak	Stronsiyumklorür (SrCl2)
Amonyak	Kalsiyumklorür (CaCl2)
Amonyak	Trietanol amin
Amonyak	Heptanol
Amonyak	Gliserol
Amonyak	Silikon yağ
Amonyak	Lidyum bromid (LiBr2)
Amonyak	Çinko bromid (ZnBr)
Amonyak	Lidyum nitrat (LiNO3)
Amonyak	Sodyumtiosiyanat (NaSCN)
Amonyak	Lidyumtiosiyanat (LiSCN)
Amonyak	N Metil 2 pirrolidon (NMP)
Amonyak	Metil ε kaprolactan (MCL)
Amonyak	Dimetil metil fosfonat (DMMP)
Amonyak	Tetraetilen glikol dimetil eter (DMETEG)
Amonyak	Dimetil formamid (DMF)
Su	Lidyum bromür (LiBr)
Metil amin	Su
Metil klorid	Tetraetil glikol
R 12	Siklohexanon
R 12	Dimetilasitamid
R 21	Dimetil etil ester
R 22	Siklohexanon
R 22	Dimetil formamid
R 22	Dimetil asit amid

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde akışkan çiftlerinde uçuculuk oranı, basınç, kimyasal çekicilik, katı faz olmaması, kararlılık, korozyon, gizli ısı, viskozite, güvenlik gibi özelliklere sahip olması gerekir.

Uçuculuk oranı: Akışkan çiftlerinde soğutucu akışkanın karışım eriyiğinden daha uçucu

olması akışkan çiftlerinin kolay ayrılmasını sağlayarak ayırma maliyeti ve ısı ihtiyacını azaltır.

Basınç: Basıncın ne yüksek seviyede ne de düşük seviyede olması istenir. Bunun sebebi yüksek basınçlar ekipmanların kalın cidarlı olmasını gerektirir. Düşük basınçlar ise soğutucu buhar akışkanın buhar basıncını düşürmek için başka ekipmanlara ihtiyacı gerektirir. Soğutucunun fiziksel özellikleri basıncın belirlenmesinde önemlidir.

Kimyasal çekicilik: Absorbent maddenin soğutucu akışkana karşı uygun olmasıdır.
Katı faz olmaması: Çevrimde dolaşan akışkan çiftlerinin belli bir sıcaklık bölgesinin üstünde akışın kesilmesini önlemek için katı faz oluşturmaması gerekir.

Kararlılık: Çevrimde yer alan akışkan çiftlerinde mutlak kimyasal kararlılık aranır çünkü kararsızlık korozif bir madde oluşmasına yol açabilir.

Korozyon: Korozyon koruyucuların kullanılması akışkanlardan veya kararsızlıktan dolayı oluşan maddeler böyle bir oluşuma sebep olmasının önüne geçilir.

Gizli ısı: Soğutucu akışkanın gizli ısısının yüksek tutulmasının yolu çevrimde dolaşan akışkan çiftlerinin dolaşım hızının düşük tutulmasıdır. Bu şartları sağlayan bir akışkan çifti bulunmamaktadır ama uygulamalarda en yaygın amonyak-su ve lityum bromür-su akışkan çiftleri yer bulmuştur. (Alefeld ve Ziegler, 1985)

Viskozite: Akışkanlarda düşük viskozite aranır bunun sebebi ısıs ve kütle transferini artırmak ve pompalama işlemini yerine getirebilmek içindir.

Güvenlik: Kullanılacak akışkanların toksik ve yanıcı olmaması gerekir.

1.11 Amonyak-Sulu Sistemler

Akışkanların özelliklerine göre farklılıklar olsa da lityum bromürlü-su ve amonyak-sulu sistemler benzerdirler. Amonyak-su akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin 1800'lü yılların sonundan buhar sıkıştırma işlemini yapmasına kadar olan sürede buz üretimi amacıyla tasarlanmıştır. Amonyak-su akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde

çevrimde soğutucu akışkan olarak amonyak akışkanı kullanılmaktadır. Sistemin lityum bromürlü-su veya amonyak-su çevrimi olduğunu sistemde dolaşan suyun rolü belirlemektedir. Amonyak-sulu çevrimlerinde amonyağın soğutucu akışkan olarak en önemli özelliklerinden biri düşük soğutma sıcaklıklarını sistem için uygun kılmasıdır. Bu sistemelerde soğutma tesir katsayıları yaklaşık 0.5'tir. Bu sistemlerde buhar basıncının yüksek olması daha küçük çaplı boruların ve ısı değiştiricilerin kullanılmasına olanak sağlar. Jeneratörde üretilen buharda bir miktarda olsa içerisinde su bulundurur. Bu su, evaporatörün evaporatörde biriken suyu uzaklaştırması için sıcaklığını artırması ve basıncının düşmesine neden olur. Sonuç olarak absorber koşullarına olumsuz etkisi oluşur. Bu suyun fazlalığını azaltmak için reflikasyon kolonu veya deflakmatör kullanılabilmektedir. Bu yapılar sayesinde suyun evaporatörde birikmesine engel olunarak suyun sistem performansına olan zararlı etkilerinden korunmuş olunur.

Avantajları;

Amonyak-su akışkan çiftinin molekül ağırlığının düşüktür, kimyasal kararlılığa sahiptir, maliyeti düşük olup kolay elde edilebilir. Amonyağın sıcaklığı ve kritik basıncı yüksektir. Ayrıca amonyağın donma sıcaklığı düşük olduğundan soğutma uygulamalarında tercih edilmesini sağlamıştır. Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksektir.

Dezavantajları;

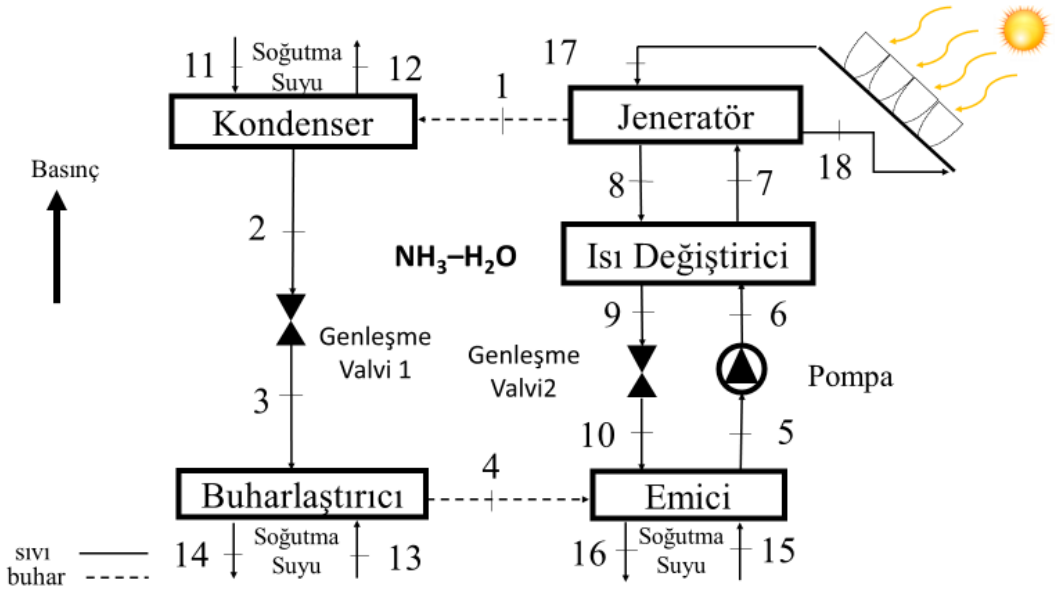
Amonyağın toksik ve yanıcı özelliğinin bulunması. Absorbent madde (soğurulan karışım) jeneratör çıkışında soğutucu akışkanla birlikte buharlaştığından dolayı bir miktar birlikte bulunabilmektedirler bunu gidermek için zenginleştirme kolonuna gereksinim duyulmuştur.

BÖLÜM 2

MATERYAL VE METOT

2.1 Tek Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

Şekil 2.2 basit bir soğurma soğutma çevrimini gösterir. Bir absorber, bir pompa, bir jeneratör, bir kondansatör, bir ısı değiştirici, iki basınç düşürme valfı ve bir buharlaştırıcı olmak üzere sekiz bileşene sahiptir.



Şekil 2.1 Tek etkili absorbsiyonlu soğutma çevrimi

Çözelti pompası alçak basınç bölümünden yüksek basınç bölümüne geçişi sağlarken, genleşme valfi ve kısılma vanaları ise sistemin yüksek basınçtan alçak basınca uygun biçimde geçmesini sağlar. Amonyak-su akışkan çiftleri sistemde çalışma sıvıları olarak seçilir. Bu döngüde, Amonyak ve su sırasıyla soğutucu ve absorber olarak kullanılır. Soğutucu madde (saf amonyak akışkanı) 1, 2, 3 ve 4 numaralı noktalara gönderildiğinde, çözelti 5, 6, 7 (zengin çözelti akışkanı) ve 8, 9 ve 10 (zayıf çözelti akışkanı) numaralı noktalara gönderilir.

Çevrimde amonyak-su akışkan çifti aşağıdaki şekilde bir dolaşıma sahiptir;

1-2: Jeneratördeki zengin çözelti bazı dış kaynaklar tarafından kaynatılır. Isıtma işlemi sırasında, çözeltiden kondansatöre yüksek basınçta kızgın saf amonyak buharı kondensere

gönderilir. Kondenserde yoğuşturulduktan sonra aşırı soğutma yapılır.
2-3: Kondenserden çıkan amonyak sıvısı genleşme valfinde genişletilip, basıncı ve sıcaklığı düşürülerek evaporatöre gönderilir.
3-4: Evaporatöre gelen amonyak sıvısı çevreden ısı çekerek buharlaşarak absorbere yönlendirilir ve evaporatör çıkışında aşırı kızdırma yapılır.
4-5: Zayıf çözelti absorberde bulunan soğutucu akışkanı emerek absorbe ederek yeni bir çözelti oluşturur. Böylece pompaya zengin bir çözelti olarak girer. İşlem sırasında oluşan atık ısı çevreden gelen soğutma suyuyla ortamdan uzaklaştırılır.
5-6: Çözelti eriyik pompası zengin çözeltiyi ısı değiştiriciye pompalar.
6-7: Zengin çözelti ısı değiştiricide ön ısıtmadan geçerek jeneratöre ulaşır.
7-1: Jeneratöre ulaşan zengin çözelti güneş enerjisi gibi çeşitli kaynaklardan sağlanan ısıtma suyuyla kaynatılarak amonyak-su akışkan çiftinden amonyağın (soğutucu akışkanın) buharlaşması sağlayarak kızgın saf amonyak buharı halinde kondensere yönelerek soğutma çevrimini tekrar başlatmış olur.
7-8: Zayıf çözelti (absorbent) soğutucu akışkandan ayrıldıktan sonra ısı değiştiriciye ulaşır.
8-9: Üzerindeki ısının bir kısmını ısı değiştiricide yayarak, ısı ve basıncının düştüğü genleşme vanasına doğru akar.
9-10: Zayıf çözelti absorbere ulaşır ve böylece döngü tamamlanır.

2.1.1 Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Enerji ve Ekserji Analizi

Termodinamiğin birinci yasasını kullanarak sistemin enerji ve kütle dengeleri hesaplanmıştır. Termodinamiğin ikinci yasasını kullanarak sistemde bulunan komponentlerin geleneksel ekserji yıkımları hesaplanmıştır.

Çevrimin analizi esnasında akışın sürekli akış ve sabit debide olduğu kabulü yapılmıştır. Ayrıca basınç ve sürtünme kayıpları ile ısı kayıpları ve kazançları ihmal edilmiştir.

2.1.1.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Enerji Analizi

Sistemin geleneksel ekserji analizi yapılmadan önce termodinamiğin birinci yasasından (enerji dengeleri) yararlanarak çevrimin tüm noktalarındaki entalpi ve entropi değerleri hesaplanmıştır.

Sirkülasyon hızı ile amonyak dengesi ve jeneratörde süreklilik eşitliği aşağıdaki gibi bulunabilir;

Dolaşım oranı,

$$f = \frac{m_7}{m_1} = \frac{1 - X_8}{X_7 - X_8} \quad (1)$$

m_7 : zengin çözelti akışı

m_1 : soğutucu akışkan akışı

X_7: zengin çözelti derişimi

$$m_7 = m_8 + m_1 \quad (2)$$

Açık bir sistem için genel enerji dengesi eşitliği aşağıdaki gibi açıklanabilir.

$$\dot{Q}_g + \dot{W}_g + \dot{m}(h + V^2/2 + gz)_g = \dot{Q}_ç + \dot{W}_ç + \dot{m}(h + V^2/2 + gz)_ç \quad (3)$$

Q̇, Ẇ ve $\dot{m}(h + V^2/2 + gz)$ sırasıyla ısı, iş ve kütle ile enerji transferini göstermektedir. Eşitliğinde h'nin entalpi'yi ve diğerleri sırasıyla kinetik ve potansiyel enerjiyi gösterir.

$\dot{m}$, kütle akış hızıdır.

Buna göre kütlenin korunumu ilkesinden;

$$\sum mg = \sum mç \quad (4)$$

Enerjinin korunumu ilkesinden;

$$Q\text{-}W = \sum mg\ hg - \sum mç\ hç \quad (5)$$

Tablo 2.1'de sistemde bulunan komponentlerin ve akışkanların bazı giriş parametreleri yer almaktadır.

Tablo 2.1 Sisteme giriş parametreleri

Parametereler	Değerler
Pompa izantropik verim	85%
Evaporatör sıcaklığı	5 ˚C
Kondenser sıcaklığı	45 ˚C
Jeneratör sıcaklığı	100 ˚C
Absorber sıcaklığı	45 ˚C
Havanın jeneratöre giriş sıcaklığı	277 ˚C
Soğutma suyunun kondensere giriş sıcaklığı	25 ˚C
Soğutma suyunun kondenserden çıkış sıcaklığı	30 ˚C
Suyun evaporatöre giriş sıcaklığı	30 ˚C
Suyun evaporatörden çıkış sıcaklığı	25 ˚C
Soğutma suyunun absorbere giriş sıcaklığı	20 ˚C
Soğutma suyunun absorberden çıkış sıcaklığı	25 ˚C
Aşırı soğutma ve aşırı kızdırma sıcaklığı	5 ˚C
Havanın debisi	44.5 kg/s
Isı değiştiricinin verimi	50%
Soğutma kapasitesi	20 kW
Çevre basıncı	101.325 kPa
Çevre sıcaklığı	25 ˚C

Elemanların Enerji Analizi

Aşağıdaki eşitliklerde jeneratör, kondenser, absorber, evaporator, ısı değiştirici, pompa, genleşme vanaları için enerji ve kütle denge eşitlikleri sırasıyla aşağıda belirtilmiştir.

Jeneratör için enerji dengesi eşitliği;

$$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{17} h_{17} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{18} h_{18} \quad (6)$$

$$\dot{m}_7 x_7 = \dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_1 \quad (7)$$

$$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (8)$$

$\dot{m}_7$: zayıf çözelti akışı

x_7 : zengin çözelti derişimi

x_8 : zayıf çözelti derişimi

Kondenser için enerji dengesi eşitliği;

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_{12} h_{12} \quad (9)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (10)$$

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

$$x_1 = x_2 \quad (12)$$

Absorber için enerji dengesi eşitliği;

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{15} h_{15} = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{16} h_{16} \quad (13)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10} \quad (14)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} \quad (15)$$

$$x_5 = x_7 \quad (16)$$

$$x_{10} = x_8 \quad (17)$$

Evaporatör için enerji dengesi eşitliği;

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{13} h_{13} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{14} h_{14} \quad (18)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (19)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (20)$$

$$x_3 = x_4 \quad (21)$$

Isı değiştirici için enerji dengesi eşitliği;

$$\dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9 \quad (22)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_8 \quad (23)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (24)$$

$$x_9 = x_8 \quad (25)$$

$$x_6 = x_7 \quad (26)$$

Pompa için enerji dengesi eşitliği;

$$\dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_5 h_5 + W_{pompa} \quad (27)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \quad (28)$$

$$x_5 = x_6 \quad (29)$$

Genleşme valfi1 için kütle dengesi eşitliği;

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \tag{30}$$

$$h_2 = h_3 \tag{31}$$

$$x_2 = x_3 \tag{32}$$

Genleşme valfi2 için kütle dengesi eşitliği;

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \tag{33}$$

$$h_9 = h_{10} \tag{34}$$

$$x_9 = x_{10} \tag{35}$$

2.1.1.2 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Entropi ve Ekserji Analizi

Klasik enerji analizlerinde enerji miktarı esas alınırken ekserji analizlerinde enerjinin kalitesi dikkate alınır. Ekserji analizleri kompleks termodinamik sistemlerin çözümünde yardımcı olmaktadır. Ekserji tanım olarak sistem halinin çevre şartlarına indirilerek sapmasından elde edilebilecek maksimum iş denilebilir. Termodinamiğin birinci yasasıyla ısı dengesi analizleri yaparak gerçek kayıpların bulunması güç olduğundan ekserji analizlerine başvurulur. Ekserji yıkımına neden olan başlıca kayıplar; sıcaklık farkıyla oluşan ısı transferi, sürtünme kayıpları, kontrolsüz genleşmedir.

Kütleyle giren ekserji yıkımını aşağıdaki gibi tanımlayabiliriz:

Elemanların Entropi ve Ekserji Analizi

Her bir elemanın ekserji analizini hesaplamadan önce fiziksel ekserji eşitliğini kullanarak tüm noktalardaki ekserji değerleri hesaplanmıştır. Termodinamiğin birinci yasasından yararlanılarak elde edilen entalpi ve entropi değerleri kullanılarak EES programında her bir nokta için ekserji değerleri elde edilmiştir.

Termodinamiğin ikinci yasa eşitliğini kullanarak her bir elemanın ekserji kaybı bulunur;

$$\dot{E}x_{ısı,g} + \dot{E}x_{iş,g} + \dot{E}x_{kütle,g} = \dot{E}x_{ısı,ç} + \dot{E}x_{iş,ç} + \dot{E}x_{kütle,ç} + \dot{E}x_{\text{eks yık}} \tag{36}$$

Kütle ve iş tarafından ekserji girdisi dikkate alınarak aşağıdaki eşitlikler bulunur.

$$\dot{E}x_{iş} = \dot{W} \tag{37}$$

$$\dot{E}x_{kütle} = \dot{m}\left[\left(h - h_0\right) - T_0\left(s - s_0\right)\right] \tag{38}$$

Temel ekserji kaybı eşitliğini kullanarak, ulaşılan ekserji değerleriyle her bir eleman için ayrı ayrı ekserji kaybı bulunur.
Aşağıdaki eşitliklerde jeneratör, kondenser, absorber, evaporator, ısı değiştirici, pompa, genleşme vanaları için ekserji denge eşitlikleri sırasıyla aşağıda belirtilmiştir.

Komponentlerin ekserji yıkımları için yazılan aşağıdaki her iki eşitlikte de ekserji yıkımları bulunabilir.

$\dot{E}x_k$, $\dot{S}_k$ ve $\dot{E}_k$ sırasıyla her bir noktadaki ekserji, entropi ve komponentlerin ekserji yıkımını göstermektedir.

Jeneratör için ekserji dengesi eşitliği;

$$\begin{aligned} &\dot{E}x_7 + \dot{E}x_{17} = \dot{E}x_8 + \dot{E}x_1 + \dot{E}x_{18} + \dot{E}x_{\text{eks yık,JE}} \\ &\dot{S}_7 + \dot{S}_{17} + (\dot{E}x_{\text{eks yık,JE}}/T_0) = \dot{S}_8 + \dot{S}_1 + \dot{S}_{18} \end{aligned} \tag{39}$$

Kondenser için ekserji dengesi eşitliği;

$$\begin{aligned} &\dot{E}x_1 + \dot{E}x_{11} = \dot{E}x_2 + \dot{E}x_{12} + \dot{E}x_{\text{eks yık,KO}} \\ &\dot{S}_1 + \dot{S}_{11} + \dot{E}x_{\text{eks yık,KO}} / T_0 = \dot{S}_2 + \dot{S}_{12} \end{aligned} \tag{40}$$

Absorber için ekserji dengesi eşitliği;

$$\begin{aligned} &\dot{E}x_4 + \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{15} = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_{16} + \dot{E}x_{\text{eks yık,AB}} \\ &\dot{S}_4 + \dot{S}_{10} + \dot{S}_{15} + \dot{E}x_{\text{eks yık,AB}}/T_0 = \dot{S}_5 + \dot{S}_{16} \end{aligned} \tag{41}$$

Evaporatör için ekserji dengesi eşitliği;

$$\begin{aligned} &\dot{E}x_3 + \dot{E}x_{13} = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{14} + \dot{E}x_{\text{eks yık,EV}} \\ &\dot{S}_3 + \dot{S}_{13} + \dot{E}x_{\text{eks yık,EV}}/T_0 = \dot{S}_4 + \dot{S}_{14} \end{aligned} \tag{42}$$

Isı Değiştirici için ekserji dengesi eşitliği;

$$\dot{E}x_6+\dot{E}x_8 = \dot{E}x_7+\dot{E}x_9 + \dot{E}x_{\text{eks yık,ISI DEĞ}}$$
$$\dot{S}_6 + \dot{S}_8 + (\dot{E}x_{\text{eks yık,ISI DEĞ}}/T_0)= \dot{S}_7 +\dot{S}_9 \quad (43)$$

Pompa için ekserji dengesi eşitliği;

$$\dot{E}x_5 + W_{PU} = \dot{E}x_6 + \dot{E}x_{\text{eks yık,PO}}$$
$$\dot{S}_5 + (\dot{E}x_{\text{eks yık,PO}}/T_0)= \dot{S}_6 \quad (44)$$

Genleşme valfi1 için ekserji dengesi eşitliği;

$$\dot{E}x_2 = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{\text{eks yık,GEN VALFİ1}}$$
$$\dot{S}_2 + \dot{E}x_{\text{eks yık,GEN VALFİ1}}/T_0 = \dot{S}_3 \quad (45)$$

Genleşme valfi2 için ekserji dengesi eşitliği;

$$\dot{E}x_9 = \dot{E}x_{10} + \dot{E}x_{\text{eks yık,GEN VALFİ2}}$$
$$\dot{S}_9 + (\dot{E}x_{\text{eks yık,GEN VALFİ2}}/T_0)= \dot{S}_{10} \quad (46)$$

Sistemin toplam ekserji kaybı tüm elemanlardaki ekserji kayıpların toplamıyla tanımlanabilir:

$$\dot{E}x_{\text{eks yık},top} = \sum \dot{E}x_{\text{eks yık},k} \quad (47)$$

2.2 Soğutma Tesir Katsayısı (COP)

Bir soğutma makinesi ısıl değerlendirmesi soğutma tesir katsayısıyla yapılır.

$$COP = \dot{Q}_{EV} /(\dot{Q}_{JE} + \dot{W}_{PO}) = \dot{m}_{EV}(h_4 - h_3) / (\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7) \quad (48)$$

Performans katsayısı, bir soğutma sisteminin verimliliğinin bir ifadesidir ve evaporatör tarafından üretilen soğutma kapasitesinin, jeneratörün ürettiği ısıya ve pompanın elektrik tüketimine oranı olarak tanımlanabilir.

2.3 İleri Ekserji Analiz Metodu

Geleneksel ekserji analizi, ekserji yıkım oranının önemini ve hangi bileşenin tersinmezliği olduğunu tanımlayabilir. Bununla birlikte, bileşen arasındaki etkileşimi tanımlayamaz veya gerçek iyileştirme potansiyelini öngöremez. Özellikle birçok bileşenin birbiriyle etkileşime girdiği karmaşık sistemler için sistemi geleneksel yaklaşımla optimize etmek, komponentler arasındaki etkileşimi dikkate almadan elverişli olmayabilir. Ekserji yıkımının birkaç bölüme ayrıldığı kapsamlı bir ekserji analizine gelişmiş ekserji analizi adı verilir. Bu parçalar önlenebilir-kaçınılamaz ve içsel-dışsal ekserji yıkımlarından oluşmaktadır. (Morosuk vd., 2012).

İncelenen komponentin kendisinden kaynaklanan ekserji yıkımının oluşmasına içsel ekserji yıkımı denir. Dışsal ekserji yıkımı ise incelenen komponentin diğer komponentlerle olan ilişkisinden kaynaklanan ekserji yıkımıdır. Kaçınılamaz ekserji yıkımı en iyi teknoloji uygulansa bile incelenen komponentin sahip olduğu kısıtlamalardan kaynaklanan ekserji yıkımıdır. Kaçınılabilir ekserji yıkımı ise incelenen komponentin gerçek geliştirme potansiyelidir.

Toplam ekserji yıkımının değeri, incelenen komponent için bir ekserji dengesi ile aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$\dot{E}_{\text{eks yık},k} = \dot{E}_{yakıt,k} - \dot{E}_{ürün,k} = T_0 \dot{S}_{üretim,k} = T_0 \dot{m}_k s_{üretim,k} \tag{49}$$

Ekserji verimliliği, k. komponent için aşağıdaki eşitliklerle hesaplanabilir.

$$\in_k = \dot{E}_{ürün,k} / \dot{E}_{yakıt,k} = 1 - \dot{E}_{\text{eks yık},k} / \dot{E}_{yakıt,k} \tag{50}$$

Soğutucu soğutma sisteminin her bir k. bileşeni için çalışmasından kaynaklanan ekserji yıkımı, içsel ekserji yıkımı $\dot{E}^{İÇ}_{\text{eks yık},k}$ olarak adlandırılırken, k. bileşeninde meydana gelen ancak diğer döngü bileşenlerinin çalışmasından kaynaklanan ekserji yıkımına dışsal ekserji yıkımı $\dot{E}^{DIŞ}_{\text{eks yık},k}$ olarak adlandırılır. İncelenen komponentin içsel ekserji yıkımı bulunurken diğer komponentler tersinir (ideal durum) kabul edilerek incelen komponentin tersinmezliği (gerçek durum) bulunur. Komponentlerin içsel ekserji yıkımları hesaplandıktan sonra komponentlerin geleneksel ekserji yıkımıyla içsel ekserji yıkımları arasındaki fark dışsal ekserji yıkımını vermektedir.

$$\dot{E}_{\text{eks yık},k} = \dot{E}^{İÇ}_{\text{eks yık},k} + \dot{E}^{DIŞ}_{\text{eks yık},k} \quad (51)$$

İleri ekserji analizi ayrıca her döngü komponentindeki tersinmezliği önlenebilir $\dot{E}^{ÖN}_{\text{eks yık},k}$ veya kaçınılamaz olarak sınıflandırır $\dot{E}^{KAÇ}_{\text{eks yık},k}$. İncelenen komponentin kaçınılabilir ekserji yıkımı bulunurken komponentin ideal ve gerçek durumları arasındaki fark geliştirme potansiyelini (kaçınılabilir) verir. Komponentlerin kaçınılabilir ekserji yıkımları hesaplandıktan sonra komponentlerin geleneksel ekserji yıkımıyla kaçınılabilir ekserji yıkımları arasındaki fark kaçınılamaz ekserji yıkımını vermektedir.

$$\dot{E}_{\text{eks yık},k} = \dot{E}^{KAÇ}_{\text{eks yık},k} + \dot{E}^{ÖN}_{\text{eks yık},k} \quad (52)$$

Kaçınılamaz ekserji yıkımını bulmak için, herbir komponent dışlanmış ve sistemden ayrı olarak değerlendirilmelidir. Birim ürün ekserji başına ekserji yıkım oranı $(\dot{E}_{\text{eks yık},k} / \dot{E}_{ürün,k})^{KAÇ}$, sistemin yüksek verim ve düşük kayıplarla çalıştığını varsayarak tespit edilebilir.

Gerçek durum ürün ekserji oranını kullanarak, k. komponent için kaçınılamaz ekserji yıkımı açıklanabilir (Petrakopoulou vd., 2012).

$$\dot{E}^{KAÇ}_{\text{eks yık},k} = \dot{E}^{gerçek}_{ürün,k} (\dot{E}_{\text{eks yık},k} / \dot{E}_{ürün,k})^{KAÇ} \quad (53)$$

Ekserji yıkımının kaçınılamaz içsel-dışsal ve kaçınılabilir içsel-dışsal yıkım kısımları sırasıyla açıklanmaktadır (Morosuk vd., 2012).

$$\dot{E}^{KAÇ,İÇ}_{\text{eks yık},k} = \dot{E}^{İÇ}_{\text{eks yık},k} (\dot{E}_{\text{eks yık},k} / \dot{E}_{ürün,k})^{KAÇ} \quad (54)$$

$$\dot{E}^{KAÇ,DIŞ}_{\text{eks yık},k} = \dot{E}^{KAÇ}_{\text{eks yık},k} - \dot{E}^{KAÇ,İÇ}_{\text{eks yık},k} \quad (55)$$

$$\dot{E}^{ÖN,İÇ}_{\text{eks yık},k} = \dot{E}^{İÇ}_{\text{eks yık},k} - \dot{E}^{KAÇ,İÇ}_{\text{eks yık},k} \quad (56)$$

$$\dot{E}_{\text{eks yık},k}^{\ddot{O}N,DIŞ} = \dot{E}_{\text{eks yık},k}^{\ddot{O}N} - \dot{E}_{\text{eks yık},k}^{\ddot{O}N,İÇ} \quad (57)$$

Gelişmiş ekserji analizini değerlendirmek için, modifiye ekserji verimi şu şekilde ifade edilebilir (Morosuk vd., 2012).

$$\in_{\text{mod}ifiye} = \dot{E}_{ürün,k}(\dot{E}_{yakıt,k} - \dot{E}_{\text{eks yık},k}^{KAÇ} - \dot{E}_{\text{eks yık},k}^{\ddot{O}N,DIŞ}) \quad (58)$$

Tablo 2.2'de gerçek, kaçınılamaz ve ideal şartlardaki bazı komponent değerlerinin karşılaştırılması yapılmıştır.

Tablo 2.2 Gerçek, kaçınılamaz ve ideal şartlar altındaki değerler

Komponent	**Gerçek**	**Kaçınılamaz**	**İdeal**
Evaporatör	5 ˚C	14.5 ˚C	15 ˚C
Kondenser	45 ˚C	38.5 ˚C	38 ˚C
Gen. Valfi 1	İzentalpik	İzentalpik	İzentropik
Soğurucu	45 ˚C	38.5 ˚C	35 ˚C
Pompa	0.85	0.95	1
Gen. V. 2	İzentalpik	İzentalpik	İzentropik
Isı değiştirici	0.5	0.9	1
Jeneratör	100 ˚C	109.5 ˚C	110 ˚C

BÖLÜM 3

BULGULAR VE TARTIŞMA

Termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarından yararlanarak EES programında konvansiyonel ve komponentlerde gerçekleşen ekserji yıkımlarını daha kapsamlı incelemek için ileri ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Çevrimde on sekiz noktanın termodinamik özellikleri belirlenip sistemde bulunan sekiz komponent için ayrı ayrı ekserji yıkımları, soğutma tesir katsayıları, toplam ekserji yıkımları ve ekserji verimi gibi parametreler gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altında kıyaslanmıştır.

Tablo 3.1 sistemin gerçek şartlar altındaki termodinamik özelliklerini göstermektedir. EES programında çevrimde bulunan 18 noktanın termodinamik özellikleri termodinamiğin birinci yasasından yararlanılarak oluşturulan enerji ve kütle dengeleri ile hesaplanarak oluşturulmuştur. Bu noktalarda amonyak, soğutma su, hava veya hem amonyak hem de suyun bulunduğu çözelti (derişim) karışımları bulunmaktadır.

Tablo 3.1 Sistemin gerçek şartlar altındaki termodinamik özellikleri

Nokta	Akışkan	T(˚C)	P(kPa)	h (kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	$\dot{E}$ (kW)
1	NH_3	105	1782	1671	0.01834	5.623	25.49	0.4675
2	NH_3	40	1782	390.7	0.01834	1.643	-88.2	-1.618
3	NH_3	5	516	390.7	0.01834	1.686	-100.6	-1.845
4	NH_3	10	516	1481	0.01834	5.605	-159.2	-2.921
5	NH_3-H_2O	45	516	-37.85	0.1756	0.5116	-184.9	-32.47
6	NH_3-H_2O	45.18	1782	-36.03	0.1756	0.5125	-183.4	-32.2
7	NH_3-H_2O	72.57	1782	87.93	0.1756	0.886	-168.9	-29.65
8	NH_3-H_2O	105	1782	242.8	0.1572	1.308	-137.9	-21.69
9	NH_3-H_2O	75.09	1782	104.3	0.1572	0.9272	-164.6	-25.88
10	NH_3-H_2O	60.56	516	104.3	0.1572	0.936	-167.2	-26.28
11	H_2O	25	101.3	104.3	1.123	0.3669	0.1764	0.1981
12	H_2O	30	101.3	125.8	1.123	0.4365	0.6977	0.7834
13	H_2O	30	101.3	125.8	0.9562	0.4365	0.6977	0.6671
14	H_2O	25	101.3	104.8	0.9562	0.3669	0.1764	0.1686
15	H_2O	20	101.3	83.93	2.401	0.2962	0	0
16	H_2O	25	101.3	104.8	2.401	0.3669	0.1764	0.4235
17	Hava	277	600	554.8	44.5	6.972	223.8	9957
18	Hava	275.8	600	553.6	44.5	6.969	223.2	9932

Tablo 3.2 sistemin ideal şartlar altındaki termodinamik özelliklerini göstermektedir. EES programında çevrimde bulunan 18 noktanın termodinamik özellikleri termodinamiğin birinci yasasından yararlanılarak oluşturulan enerji dengeleri ile hesaplanarak oluşturulmuştur.

Tablo 3.2 Sistemin ideal şartlar altındaki termodinamik özellikleri

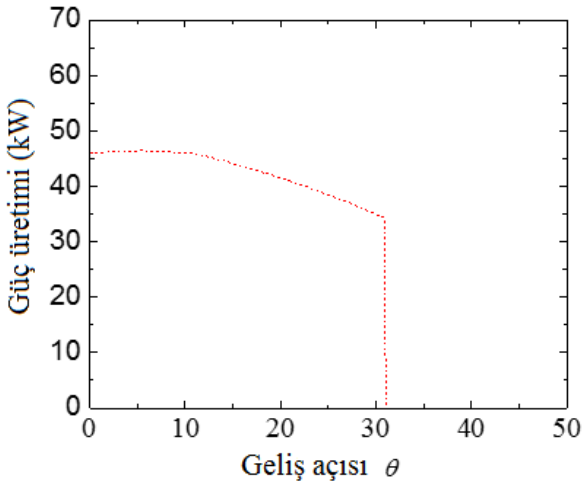
Nokta	Akışkan	T(˚C)	P(kPa)	h (kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)	s(kJ/kgK)	e(kJ/kg)	$\dot{E}$ (kW)
1	NH_3	120	1471	1720	0.01757	5.837	11.45	0.2013
2	NH_3	33	1471	356.4	0.01757	1.534	-90.53	-1.591
3	NH_3	15	728.8	352.6	0.01757	1.534	-94.32	-1.657
4	NH_3	20	728.8	1491	0.01757	5.484	-113.9	-2.001
5	NH_3-H_2O	38	728.8	-54.66	0.04092	0.4185	-174.4	-7.138
6	NH_3-H_2O	38.09	1471	-53.7	0.04092	0.4185	-173.5	-7.099
7	NH_3-H_2O	67.37	1471	153.2	0.04092	1.044	-149.9	-6.134
8	NH_3-H_2O	120	1471	336.8	0.02335	1.512	-103.6	-2.418
9	NH_3-H_2O	38.09	1471	-25.78	0.02335	0.4796	-163.5	-3.817
10	NH_3-H_2O	38.05	728.8	-26.62	0.02335	0.4796	-164.3	-3.836
11	H_2O	25	101.3	104.8	1.145	0.3669	0.1764	0.202
12	H_2O	30	101.3	125.8	1.145	0.4365	0.6977	0.799
13	H_2O	30	101.3	125.8	0.9562	0.4365	0.6977	0.6671
14	H_2O	25	101.3	104.8	0.9562	0.3669	0.1764	0.1686
15	H_2O	30	101.3	125.8	1.33	0.4365	0.6977	0.9277
16	H_2O	35	101.3	146.7	1.33	0.5049	1.553	2.064
17	Hava	277	600	554.8	44.5	6.972	223.8	9957
18	Hava	276.3	600	554.1	44.5	6.97	223.4	9942

Tablo 3.3 sistemin kaçınılamaz şartlar altındaki termodinamik özelliklerini göstermektedir. EES programında çevrimde bulunan 18 noktanın termodinamik özellikleri, termodinamiğin birinci yasasından yararlanılarak oluşturulan enerji dengeleri ile hesaplanarak oluşturulmuştur.

Tablo 3.3 Sistemin kaçınılamaz şartlar altındaki termodinamik özellikleri

Nokta	Akışkan	T(˚C)	P(kPa)	h (kJ/kg)	$\dot{m}$ (kg/s)	s(kJ/kgK)	e(kJ/kg)	$\dot{E}$ (kW)
1	NH_3	119.5	1492	1718	0.01768	5.826	12.88	0.2276
2	NH_3	33.5	1492	358.8	0.01768	1.542	-90.39	-1.598
3	NH_3	14.5	716.8	358.8	0.01768	1.557	-94.6	-1.672
4	NH_3	19.5	716.8	1490	0.01768	5.49	-116.1	-2.052
5	NH_3-H_2O	38.5	716.8	-54.59	0.04282	0.4236	-175.9	-7.532
6	NH_3-H_2O	38.63	1492	-53.42	0.04282	0.4242	-174.9	-7.489
7	NH_3-H_2O	68.28	1492	136.7	0.04282	0.9989	-153.3	-6.564
8	NH_3-H_2O	119.5	1492	332.9	0.02515	1.505	-105.4	-2.649
9	NH_3-H_2O	46.72	1492	9.26	0.02515	0.5945	-162.1	-4.077
10	NH_3-H_2O	46.87	716.8	9.26	0.02515	0.5973	-162.9	-4.097
11	H_2O	25	101.3	104.8	1.148	0.3669	0.1764	0.2025
12	H_2O	30	101.3	125.8	1.148	0.4365	0.6977	0.8012
13	H_2O	30	101.3	125.8	0.9562	0.4365	0.6977	0.6671
14	H_2O	25	101.3	104.8	0.9562	0.3669	0.1764	0.1686
15	H_2O	20	101.3	83.93	1.382	0.2962	0	0
16	H_2O	25	101.3	104.8	1.382	0.3669	0.1764	0.2438
17	Hava	277	600	554.8	44.5	6.972	223.8	9957
18	Hava	276.3	600	554	44.5	6.97	223.4	9942

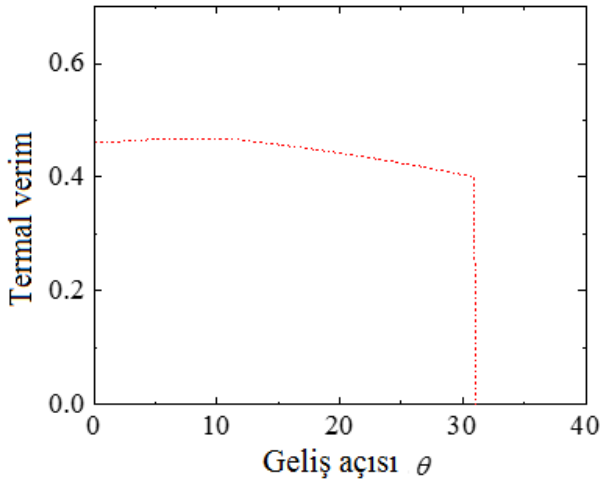
Şekil 3.1 geliş açısının güç üretimi üzerindeki etkisini göstermektedir. Geliş açısı arttıkça tüm yoğunlaştırıcılarda güç üretiminin azaldığı görülmüştür. Ortalama güç üretimi ile sıcaklık belirlendikten sonra akış çıkış sıcaklığı (277˚C) için analizler yapıldı. Geliş açısı 31˚C'den sonra absorber bölgesine gelmediği için bu sıcaklıktan sonraki aralıklarda güç üretimindeki değişim sonlanmıştır.



Şekil 3.9 Geliş açısı-güç üretimi arasındaki ilişki

Şekil 3.2 geliş açısının termal verim üzerindeki etkisini göstermektedir. Geliş açısı arttıkça

tüm yoğunlaştırıcılarda termal verimin azaldığı görülmüştür. Geliş açısı 31˚C'den sonra absorber bölgesine gelmediği için bu sıcaklıktan sonraki aralıklarda termal verimdeki değişim sonlanmıştır.



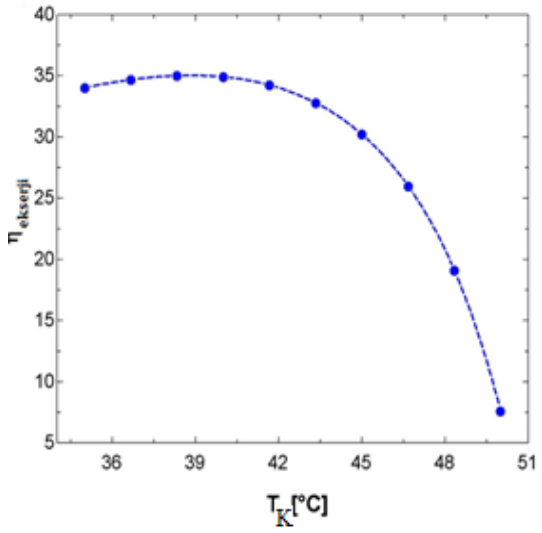
Şekil 3.2 Geliş açısı-termal verim arasındaki ilişki

3.1 Geleneksel Ekserji Analizi Sonuçları

Termodinamiğin ikinci yasası kullanılarak çevrimde bulunan komponentlerin geleneksel ekserji yıkımı belirlenmiştir. Sistem komponentlerinin sistem parametreleri üzerindeki etkisi incelenmiştir.

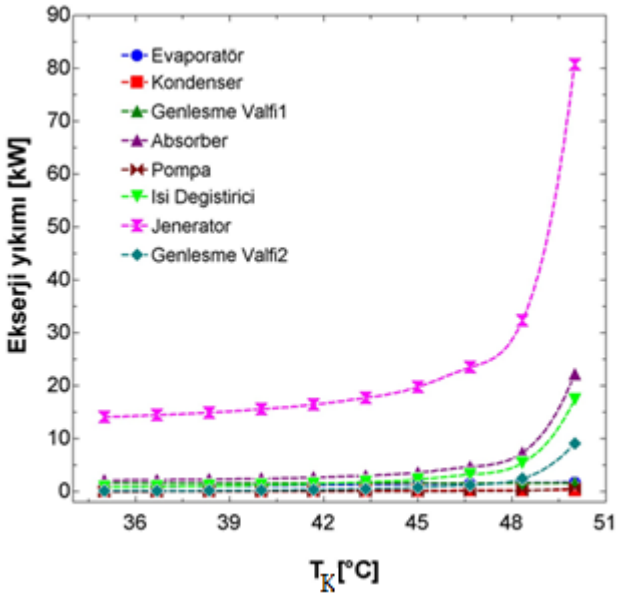
3.1.1 Kondenser Sıcaklığının Etkisi

Şekil 3.3 kondenser sıcaklığının ekserji verimi üzerindeki etkisini göstermektedir. Başlangıçta kondenser sıcaklığı arttıkça sistemin ikinci yasa veriminde artış görünmektedir fakat 40˚C 'den sonra kondenser sıcaklığındaki artış ekserji veriminde azalmaya neden olmuştur. Sistemin ekserji verimi kondenser sıcaklığı yaklaşık olarak 50˚C 'de iken maksimum değerini almıştır. Kondenser sıcaklığı sistemin ekserji verimini azaltırken toplam ekserji yıkımını arttırdığı görülmektedir.



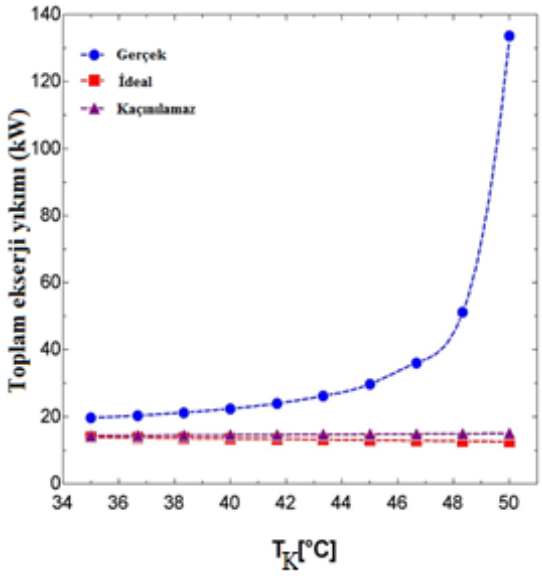
Şekil 103 Kondenser sıcaklığı ile ekserji verimi değişimi

Şekil 3.4 kondenser sıcaklığının komponentlerdeki ekserji yıkımı üzerindeki etkisini göstermektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça komponentlerdeki ekserji yıkımlarının genelinde artış görülmektedir. Ancak ekserji yıkımı jeneratör komponentinde en çok olmuştur. Şekildeki grafik incelendiğinde jeneratör komponentinin ekserji yıkımının kondenser sıcaklığına daha çok bağlı olduğu görülmektedir. Kondenser sıcaklığının evaporatör, genleşme valfi1 ve pompada meydana gelen ekserji yıkımlarına etkisi gözlenmemiştir çünkü bu komponentlerin ekserji yıkımları artan kondenser sıcaklığına rağmen sabit kalıp etkilenmemiştir.



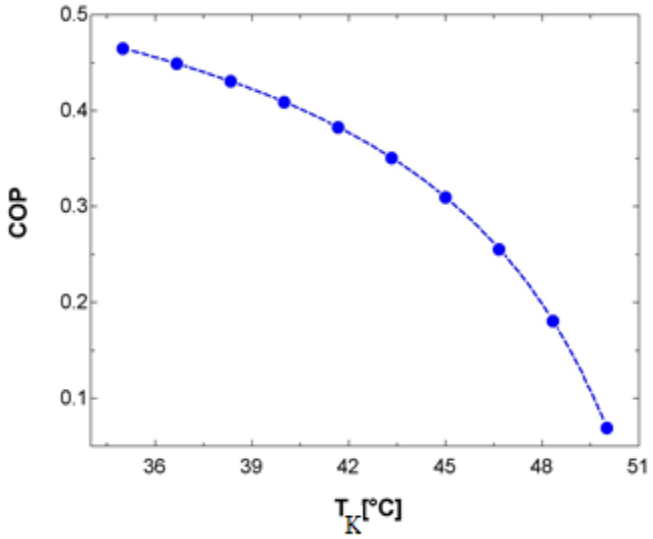
Şekil 3.4 Kondenser sıcaklığı ile komponentlerdeki ekserji yıkımlarının değişimi

Şekil 3.5 ‘te kondenser sıcaklığının gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi karşılaştırılmıştır. Kondenser sıcaklığı arttıkça gerçek şartlar altındaki toplam ekserji yıkımı artarken ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımıları sabit kalmaktadır. Gerçek şartlar altında sistemin toplam ekserji yıkımı 20kW olduğu görülmektedir ve başlangıçta ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkım değerlerine çok yakınken artan yoğuşturucu sıcaklığı etkisiyle ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkım değerlerinden uzaklaşarak toplam ekserji yıkım değeri artmıştır. Bu artış sonucunda toplam ekserji yıkımının değeri yaklaşık olarak 140 kW olmuştur.



Şekil 3.5 Kondenser sıcaklığı ile gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımımlarının değişimi

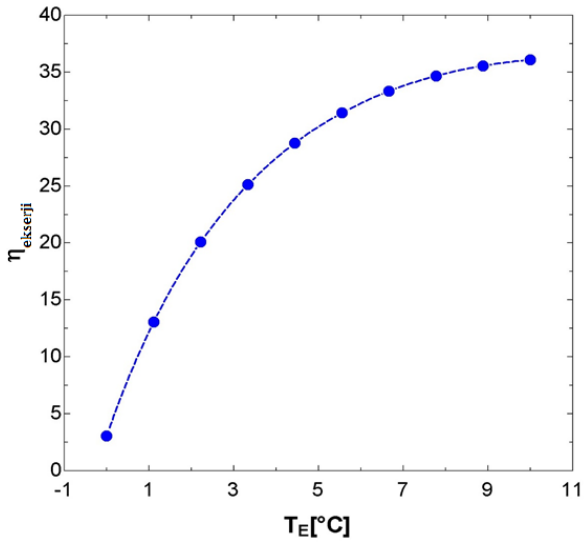
Şekil 3.6 ‘da kondenser sıcaklığının gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki soğutma tesir katsayısı üzerindeki etkisi karşılaştırılmıştır. Kondenser sıcaklığı arttıkça kaçınılamaz ve gerçek şartlar altındaki soğutma tesir katsayıları azalırken ideal şartlar altındaki soğutma tesir katsayısı artmaktadır. Kondenser sıcaklığı 35-50˚C aralığında incelendiğinde gerçek şartlar altında COP değerinin 0.45-0.05 aralığında değiştiği görülmektedir. Kondenser sıcaklığı 50˚C olduğunda soğutma tesir katsayısı minumum değerini almaktadır.



Şekil 3.6 Kondenser sıcaklığı ile COP değişimi

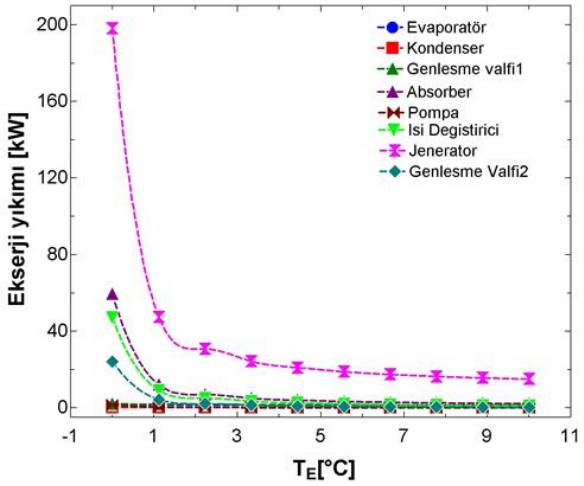
3.1.2 Evaporatör Sıcaklığının Etkisi

Şekil 3.7 evaporatör sıcaklığının ekserji verimi üzerindeki etkisi göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça sistemin ikinci yasa veriminde artış görünmektedir. Ekserji verimi evaporatör sıcaklığı 10˚C'de iken maksimum değerini almıştır. Evaporatör sıcaklığı sistemin ekserji verimini arttırırken toplam ekserji yıkımını azalttığı görülmektedir. Ekserji verimindeki artış eğilimi 8 ˚C'den sonra yavaşlayarak sabitlenmiştir. Evaporatör sıcaklığı 0-10˚C aralığında seçilerek ekserji verimindeki artış belirlenmiştir.



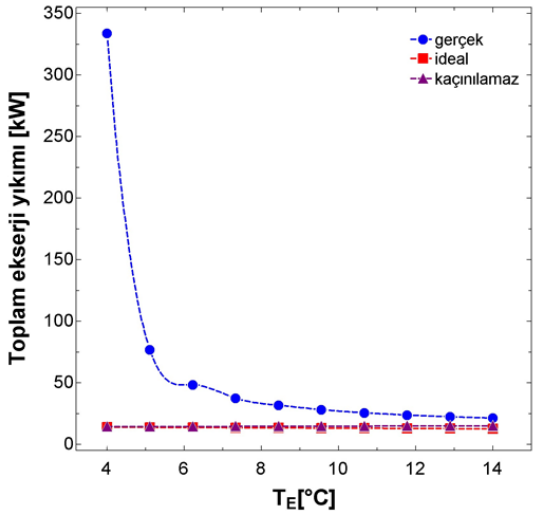
Şekil 3.7 11Evaporatör sıcaklığı ile ekserji verimi değişimi

Şekil 3.8 evaporatör sıcaklığının komponentlerdeki ekserji yıkımı üzerindeki etkisini göstermektedir. Evaporatör sıcaklığı arttıkça komponentlerdeki ekserji yıkımlarının genelinde azalma görülmektedir. Ancak ekserji yıkımı jeneratör komponentinde en çok olmuştur. Şekildeki grafik incelendiğinde jeneratör komponentinin ekserji yıkımının evaporatör sıcaklığına daha çok bağlı olduğu görülmektedir. Evaporatör sıcaklığının kondenser, genleşme valfi1 ve pompada meydana gelen ekserji yıkımlarına etkisi gözlenmemiştir çünkü bu komponentlerin ekserji yıkımları artan evaporatör sıcaklığına rağmen sabit kalmıştır.



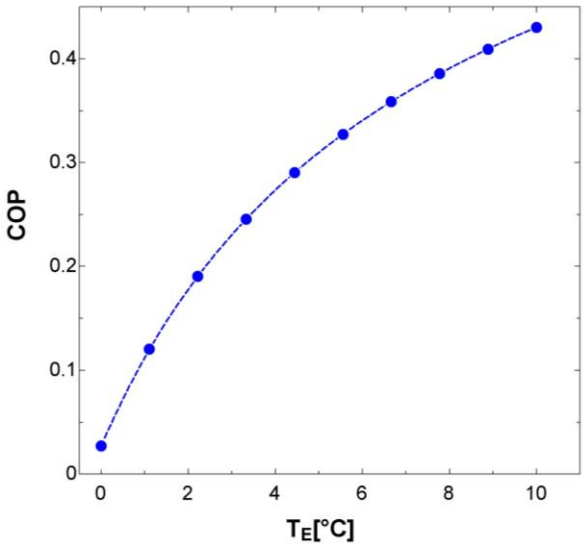
Şekil 3.8 Evaporatör sıcaklığı ile komponentlerdeki ekserji yıkımlarının değişimi

Şekil 3.9 'da evaporatör sıcaklığının gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi karşılaştırılmıştır. Evaporatör sıcaklığı arttıkça ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımları nispeten artarken gerçek şartlar altındaki toplam ekserji yıkımı azalmaktadır. Gerçek şartlar altında sistemin toplam ekserji yıkımı yaklaşık olarak 330kW olduğu görülmektedir. Fakat artan evaporatör sıcaklığı etkisiyle ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımlarına azalarak yaklaşmıştır ve bu azalış sonucunda toplam ekserji yıkımının değeri yaklaşık olarak 25kW olmuştur.



Şekil 3.9 Evaporatör sıcaklığı ile gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımlarının değişimi

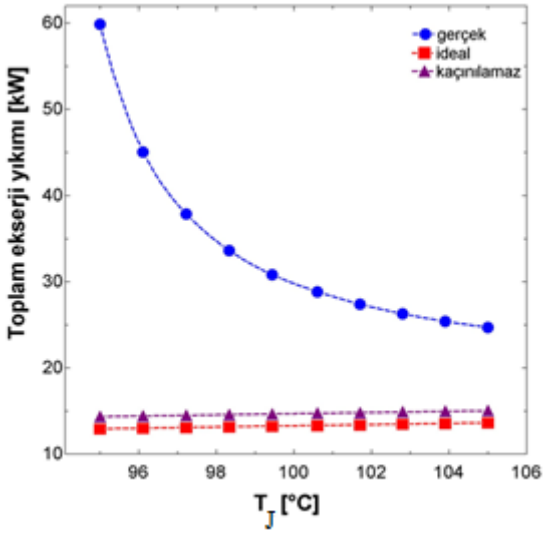
Şekil 3.10 'da jeneratör sıcaklığının gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki soğutma tesir katsayısı üzerindeki etkisi karşılaştırılmıştır. Evaporatör sıcaklığı arttıkça ideal ve gerçek şartlar altındaki soğutma tesir katsayıları artarken kaçınılamaz şartlar altındaki soğutma tesir katsayısı azalmaktadır. Soğutma sistemlerinde düşük evaporatör sıcaklıklarına gerek duyulmaktadır. Evaporatör sıcaklığı 4-14˚C aralığında incelendiğinde gerçek şartlar altında COP değerinin 0.2-0.5 aralığında değiştiği görülmektedir. Sistemin soğutma tesir katsayısı buharlaştırıcı sıcaklığı 14˚C olduğunda maksimum değerini almaktadır.



Şekil 3.10 Evaporatör sıcaklığı ile COP değişimi

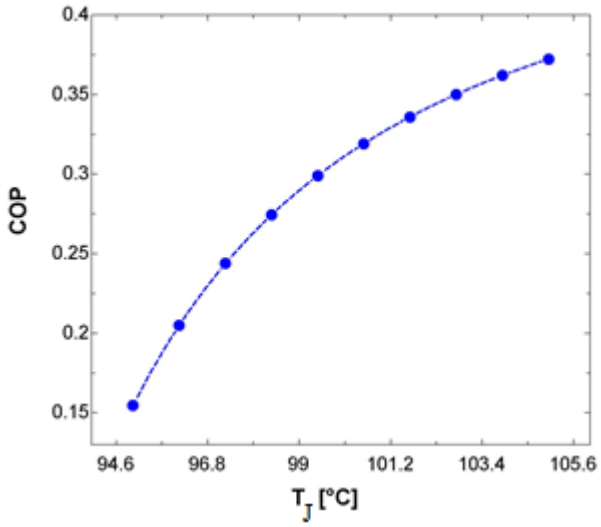
3.1.3 Jeneratör Sıcaklığının Etkisi

Şekil 3.11 ‘de jeneratör sıcaklığının gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi karşılaştırılmıştır. Jeneratör sıcaklığı arttıkça ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımları artarken gerçek şartlar altındaki toplam ekserji yıkımı azalmaktadır. Jeneratörün gerçek şartlar altındaki toplam ekserji yıkımı 100 ˚C’den sonra ideal duruma yaklaşımı artmıştır. 105˚C’de jeneratörün kaçınılabilir ekserji yıkımı minimum olmuştur.



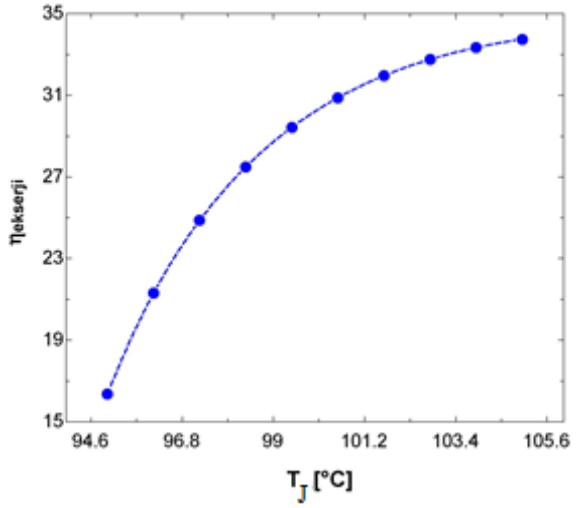
Şekil 3.11 Jeneratör sıcaklığı ile gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımlarının değişimi

Şekil 3.12 ‘de jeneratör sıcaklığının gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki soğutma tesir katsayısı üzerindeki etkisi karşılaştırılmıştır. Jeneratör sıcaklığı arttıkça ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki soğutma tesir katsayıları artarken gerçek şartlar altındaki soğutma tesir katsayısı azalmaktadır. Jeneratör sıcaklığı 95-105˚C aralığında incelendiğinde gerçek şartlar altında COP değerinin 0.15-0.38 aralığında değiştiği görülmektedir. Sistemin soğutma tesir katsayısı jeneratör sıcaklığı 105˚C olduğunda maksimum değerini almaktadır.



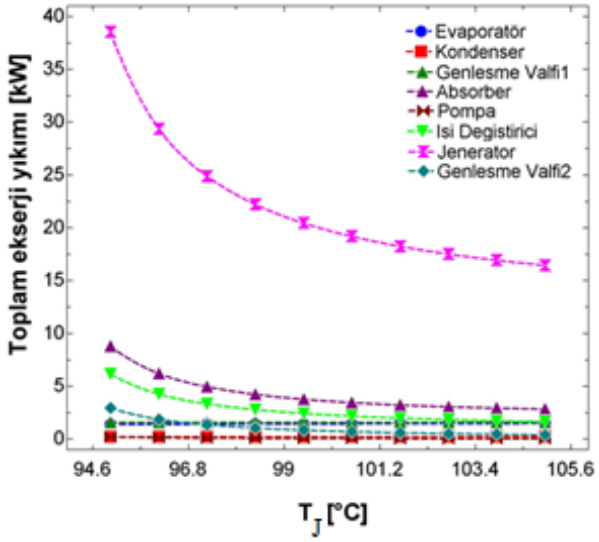
Şekil 3.12 Jeneratör sıcaklığı ile COP değişimi

Şekil 3.13 jeneratör sıcaklığının ekserji verimi üzerindeki etkisi göstermektedir. Jeneratör sıcaklığı arttıkça sistemin ikinci yasa veriminde artış görünmektedir fakat jeneratör sıcaklığı 105˚C ’den sonra ekserji verimi sabit kalmıştır. Ekserji verimi jeneratör sıcaklığı yaklaşık olarak 105˚C ’de iken maksimum değerini almıştır. Jeneratör sıcaklığı sistemin ekserji verimini arttırırken toplam ekserji yıkımını azalttığı görülmektedir. Ekserji verimindeki artış eğilimi 104 ˚C’den sonra yavaşlayarak sabitlenmiştir. Jeneratör sıcaklığı 95-105˚C aralığında seçilerek ekserji verimindeki artış belirlenmiştir.



Şekil 3.13 Jeneratör sıcaklığı ile ekserji verimi değişimi

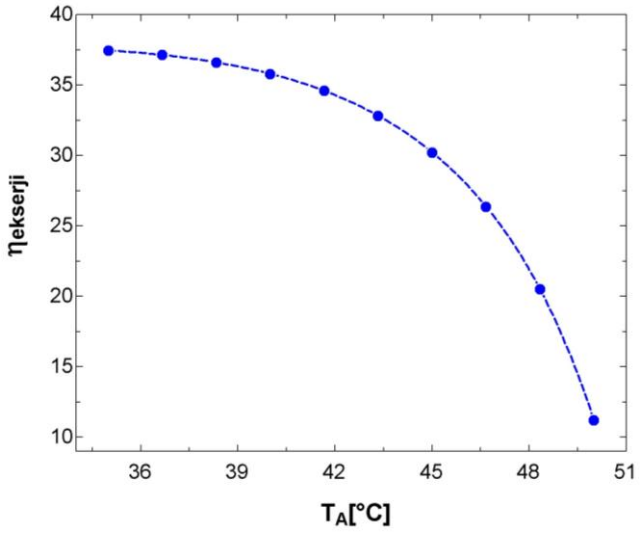
Şekil 3.14 jeneratör sıcaklığının komponentlerdeki ekserji yıkımı üzerindeki etkisini göstermektedir. Jeneratör sıcaklığı arttıkça komponentlerdeki ekserji yıkımlarının genelinde azalma görülmektedir. Ancak ekserji yıkımı jeneratör komponentinde en çok olmuştur. Şekildeki grafik incelendiğinde jeneratör komponentinin ekserji yıkımının kendi sıcaklığıyla ilşkili olduğu görülmektedir. Bu da diğer komponentlerin ekserji yıkımlarının jeneratöre bağlı olduğunu göstermektedir. Jeneratör sıcaklığının yoğuşturucu, genleşme valfi1 ve pompada meydana gelen ekserji yıkımlarına etkisi gözlenmemiştir çünkü bu komponentlerin ekserji yıkımları artan jeneratör sıcaklığına rağmen sabit kalmıştır.



Şekil 3.14 Jeneratör sıcaklığı ile komponentlerdeki ekserji yıkımlarının değişimi

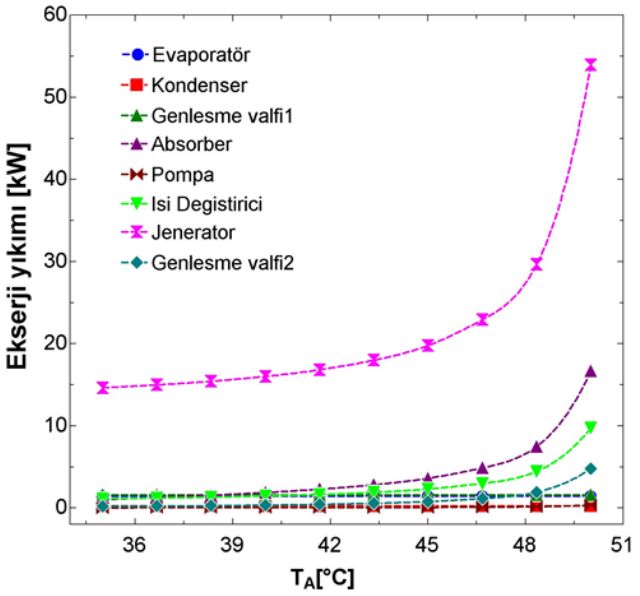
3.1.4 Absorber Sıcaklığının Etkisi

Şekil 3.15 absorber sıcaklığının ekserji verimi üzerindeki etkisini göstermektedir. Absorber sıcaklığı arttıkça sistemin ikinci yasa verimi ters orantılı olarak azalmaktadır. Özellikle 42˚C ‘den sonra bu azalış daha belirginleşmiştir. Ekserji verimi absorber sıcaklığı yaklaşık olarak 50˚C ’de iken minimum değerini almıştır. Absorber sıcaklığı sistemin ekserji verimini azaltırken toplam ekserji yıkımını arttırdığı görülmektedir. Ekserji verimindeki azalış eğilimi 50˚C’den sonra son bulmuştur. Absorber sıcaklığı 35-50˚C aralığında seçilerek ekserji verimindeki azalış belirlenmiştir.



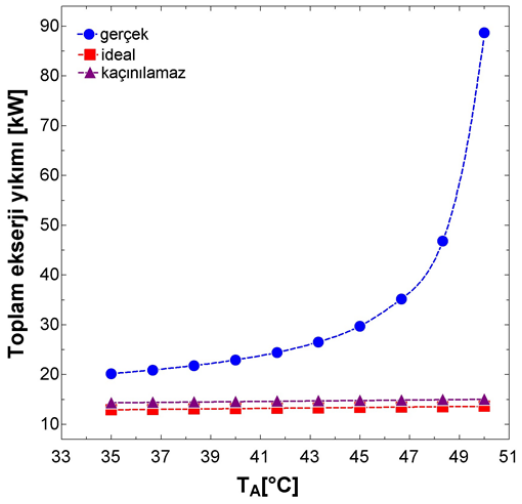
Şekil 3.15 Absorber sıcaklığı ile ekserji verimi değişimi

Şekil 3.16 absorber sıcaklığının komponentlerdeki ekserji yıkımı üzerindeki etkisini göstermektedir. Absorber sıcaklığı arttıkça komponentlerdeki ekserji yıkımlarının genelinde artış görülmektedir. Ancak ekserji yıkımı jeneratör komponentinde en çok olmuştur. Şekildeki grafik incelendiğinde jeneratör komponentinin ekserji yıkımının absorber sıcaklığına daha çok bağlı olduğu görülmektedir. Absorber sıcaklığının yoğuşturucu, genleşme valfi1 ve pompada meydana gelen ekserji yıkımlarına etkisi gözlenmemiştir çünkü bu komponentlerin ekserji yıkımları artan absorber sıcaklığına rağmen sabit kalmıştır.



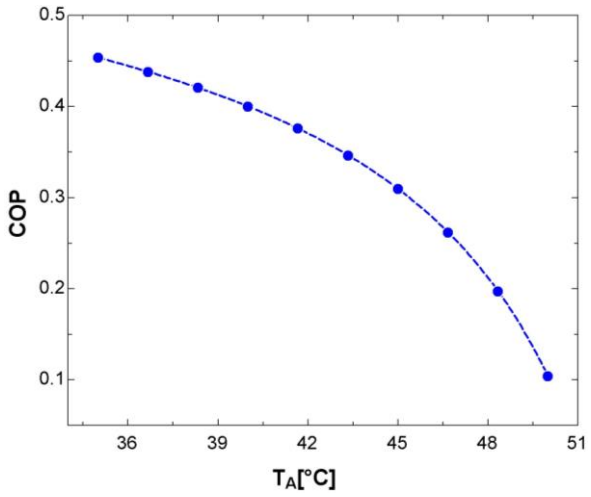
Şekil 3.16 Absorber sıcaklığı ile komponentlerdeki ekserji yıkımlarının değişimi

Şekil 3.17 ‘de absorber sıcaklığının gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımı üzerindeki etkisi karşılaştırılmıştır. Absorber sıcaklığı arttıkça gerçek şartlar altındaki toplam ekserji yıkımı artarken ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımıları sabit kalmaktadır. Gerçek şartlar altında sistemin toplam ekserji yıkımı 20kW olduğu görülmektedir ve başlangıçta ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkım değerlerine çok yakınken artan absorber sıcaklığı etkisiyle ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkım değerlerinden uzaklaşarak toplam ekserji yıkım değeri artmıştır. Bu artış sonucunda toplam ekserji yıkımının değeri yaklaşık olarak 90kW olmuştur.



Şekil 3.17 Absorber sıcaklığı ile gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki toplam ekserji yıkımımlarının değişimi

Şekil 3.18 ‘de absorber sıcaklığının gerçek, ideal ve kaçınılamaz şartlar altındaki soğutma tesir katsayısı üzerindeki etkisi karşılaştırılmıştır. Absorber sıcaklığı arttıkça ideal, kaçınılamaz ve gerçek şartlar altındaki soğutma tesir katsayıları azalmaktadır. Absorber sıcaklığı 35-50˚C aralığında incelendiğinde gerçek şartlar altında COP değerinin 0.45-0.10 aralığında değiştiği görülmektedir. Absorber sıcaklığı 50˚C olduğunda soğutma tesir katsayısı minumum değerini almaktadır. Ekserji verimindeki azalış eğilimi 50˚C’den sonra son bulmuştur.



Şekil 3.18 Absorber sıcaklığı ile COP değişimi

3.2 İleri Ekserji Analizi Sonuçları

Tablo 3.4'te sistemin ideal, kaçınılamaz ve gerçek şartlar altında pompanın gücü, absorber ve kondenser gibi komponentlerin kapasitesini, sistemin soğutma tesir katsayısını ve sistemin ikinci yasa verimi karşılaştırılmıştır.

Tablo 3.4 İdeal, kaçınılamaz ve gerçek çevrimlerin güç ve çevrimleri

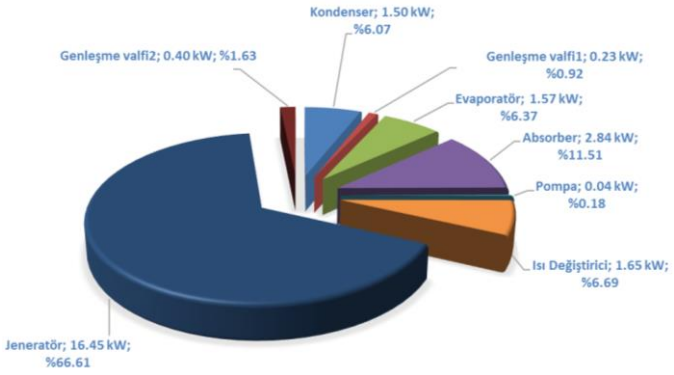
	İdeal	Kaçınılamaz	Gerçek
$\dot{W}_{Pompa}$ (kW)	0.04305	0.05557	0.5088
$\dot{Q}_{Abs}$ (kW)	27.45	28.59	61.33
$\dot{Q}_{Con}$ (kW)	23.5	23.57	23.24
COP	0.6442	0.622	0.3097
η_{Sis} (%)	27.36	27.97	30.22

Tablo 3.5'te sistemde bulunan komponentlerin ekserji yıkımlarını ikiye ayırarak kaçınılabilir-kaçınılamaz ve içsel-dışsal ekserji yıkımlarının ileri ekserji analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Böylece daha detaylı analiz sonuçlarına ulaşılması amaçlanmıştır.

Tablo 3.5 Kaçınılabilir-kaçınılamaz ve içsel-dışsal ekserji yıkımları

Komponent	$\dot{E}_{top}$	$\dot{E}_Y^{İç}$	$\dot{E}_Y^{Dış}$	$\dot{E}_Y^{Kaç}$	$\dot{E}_Y^{Ön}$
Kondenser	1.5	1.527	0	0.2254	1.227
Genleşme Valfi1	0.2276	0.06794	0.1597	0.1531	0.07447
Evaporator	1.574	1.574	0.00007273	0.6961	0.8779
Absorber	2.843	1.242	2.356	2.459	1.139
Pompa	0.0441	0.007172	0.06323	0.0633	0.007103
Isı Değiştirici	1.652	0.4806	1.817	1.796	0.5025
Jenerator	16.45	10.99	8.779	8.576	11.19
Genleşme Valfi2	0.4036	0.02194	0.7537	0.7553	0.02033
Sistem	24.7	15.91065	13.8535627	14.72	15.04

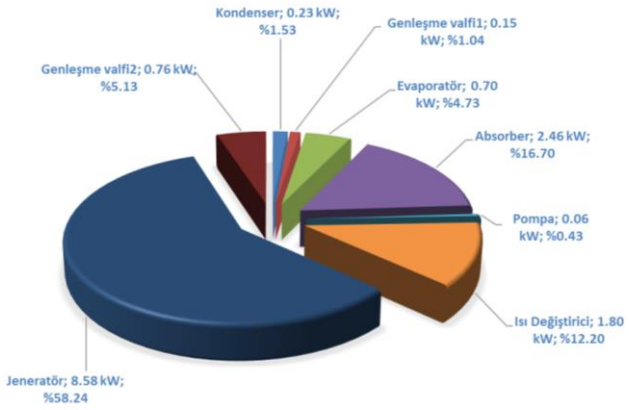
Şekil 3.19 sistemde bulunan komponentlerin ekserji yıkımlarının yüzde dağılımlarını göstermektedir. Şekilde görüldüğü gibi sistemde en yüksek ekserji yıkımı jeneratörde en düşük ekserji yıkımı ise pompada gerçekleşmektedir. Şekilde görülen ekserji yıkımları herbir komponentin konvansiyonel ekserji yıkımını belirtmektedir çünkü bu sonuçlar geleneksel ekserji analizi metoduyla hesaplanmıştır. Daha sonra sonuçların doğruluğu artırmak ve kolaylık açısından ileri ekserji analizi gerçekleştirilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi sistemde en büyük ekserji yıkım oranı %66.61 ile jeneratörde gerçekleşmiştir. Genleşme valfi1 ve pompa en küçük kaçınılabilir ekserji yıkım oranına sahip komponentlerdir.



Şekil 3.19 Komponentlerin ekserji yıkımlarının yüzde dağılımları

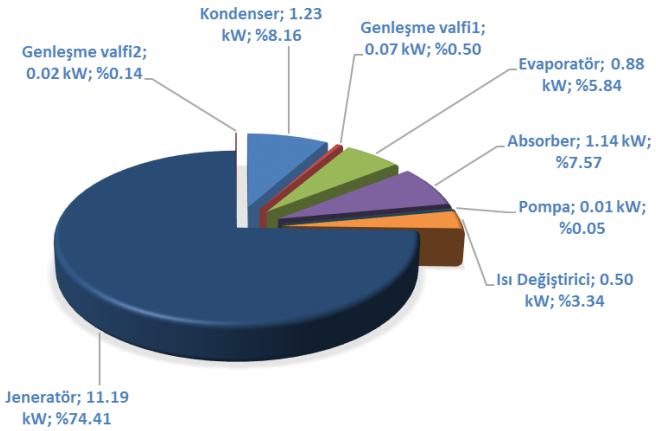
Şekil 3.20 sistemde bulunan komponentlerin kaçınılabilir ekserji yıkımlarının yüzde dağılımlarını göstermektedir. Şekilde görüldüğü gibi sistemde en büyük kaçınılabilir ekserji yıkımı jeneratörde en küçük kaçınılabilir ekserji yıkımı ise pompada gerçekleşmektedir. Şekil 3.20'de en yüksek geliştirme potansiyelinin olduğu potansiyel jeneratördür. En düşük geliştirme potansiyeli ise pompada bulunmaktadır. Şekilde görüldüğü gibi sistemde en

büyük kaçınılabilir ekserji yıkım oranı %58.24 ile jeneratörde gerçekleşmiştir. Genleşme valfi1 de kaçınılabilir ekserji yıkım oranı %1.04, pompada kaçınılabilir ekserji yıkım oranı %0.43 ile en küçük kaçınılabilir ekserji yıkımına sahip komponentlerdir.



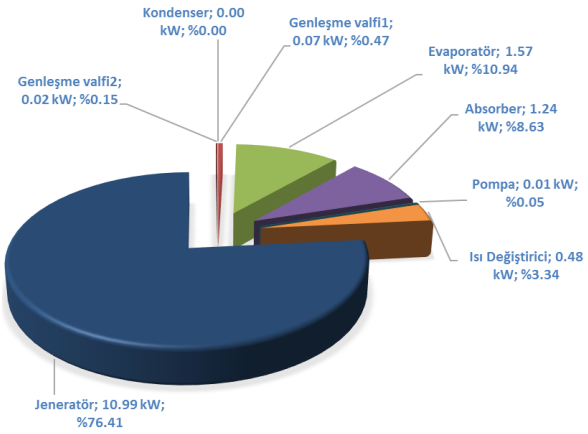
Şekil 3.20 Komponentlerin kaçınılabilir ekserji yıkımlarının yüzde dağılımları

Şekil 3.21 sistemde bulunan komponentlerin kaçınılamaz ekserji yıkımlarının yüzde dağılımlarını göstermektedir. Sistemde en büyük kaçınılamaz ekserji yıkımı jeneratörde en küçük kaçınılamaz ekserji yıkımı ise pompada gerçekleşmektedir. Kaçınılamaz ekserji yıkımı sonuçlarının hesabı, dışsal ekserji yıkımı hesaplarken kullanılan benzer hesaplama yöntemiyle hesap edilir. Yani herbir komponentin konvansiyonel ekserji yıkımından kendisinin kaçınılabilir ekserji yıkımı çıkarılarak hesaplanmaktadır. Şekil 3.21 deki veriler bu şekilde oluşturulmuştur. Şekilde görüldüğü gibi sistemde en büyük kaçınılamaz ekserji yıkım oranı %74.41 ile jeneratörde gerçekleşmiştir. Genleşme valfi1 de kaçınılamaz ekserji yıkım oranı %0.50, pompada kaçınılamaz ekserji yıkım oranı %0.05 ile en küçük kaçınılamaz ekserji yıkımına sahip komponentlerdir.



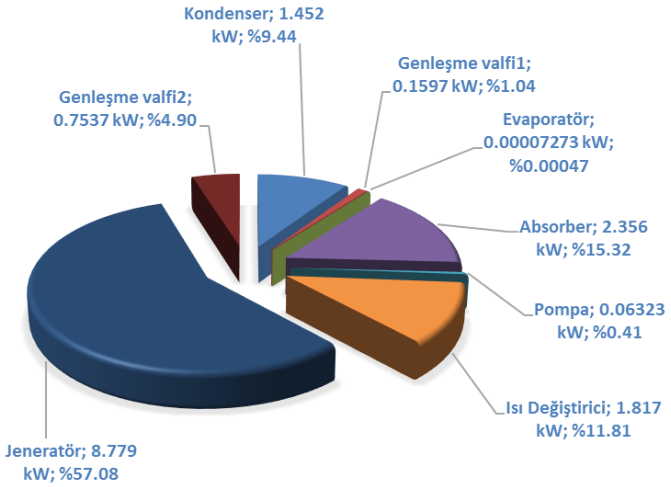
Şekil 3.21 Komponentlerin kaçınılamaz ekserji yıkımlarının yüzde dağılımları

Şekil 3.22 sistemde bulunan komponentlerin içsel ekserji yıkımlarının yüzde dağılımlarını göstermektedir. Şekilde görüldüğü gibi sistemde en büyük içsel ekserji yıkımı jeneratörde en küçük içsel ekserji yıkımı ise pompada gerçekleşmektedir. Şekilde görüldüğü üzere kondenserin ekserji yıkımı tamamen dışsaldır bunun sebebi kondenser için tersinmezliğin yalnız kendisinden kaynaklanmasıdır. Şekilde görüldüğü gibi sistemde en büyük içsel ekserji yıkım oranı %76.41 ile jeneratörde gerçekleşmiştir. Genleşme valfi1 de içsel ekserji yıkım oranı %0.47, pompada içsel ekserji yıkım oranı %0.05 ile en küçük içsel ekserji yıkımına sahip komponentlerdir.



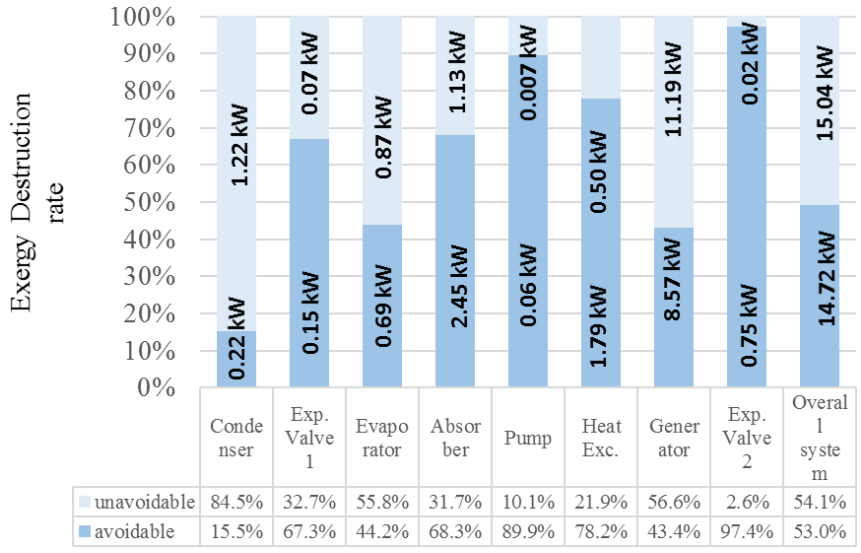
Şekil 3.22 Komponentlerin içsel ekserji yıkımlarının yüzde dağılımları

Şekil 3.23 sistemde bulunan komponentlerin dışsal ekserji yıkımlarının yüzde dağılımlarını göstermektedir. Sistemde en büyük dışsal ekserji yıkımı jeneratörde en küçük dışsal ekserji yıkımı ise kondenserde gerçekleşmektedir. Jeneratör ve absorber için dışsal ekserji yıkımı büyük oranda diğer komponentlere bağlıdır çünkü sistemdeki diğer komponentlerden dışsal ekserji yıkımları daha yüksektir. Şekilde görüldüğü gibi sistemde en büyük dışsal ekserji yıkım oranı %57.08 ile jeneratörde gerçekleşmiştir. Genleşme valfi1 de dışsal ekserji yıkım oranı %1.04, pompada dışsal ekserji yıkım oranı %0.41 ile en küçük dışsal ekserji yıkımına sahip komponentlerdir.



Şekil 3.23 Komponentlerin dışsal ekserji yıkımlarının yüzde dağılımları

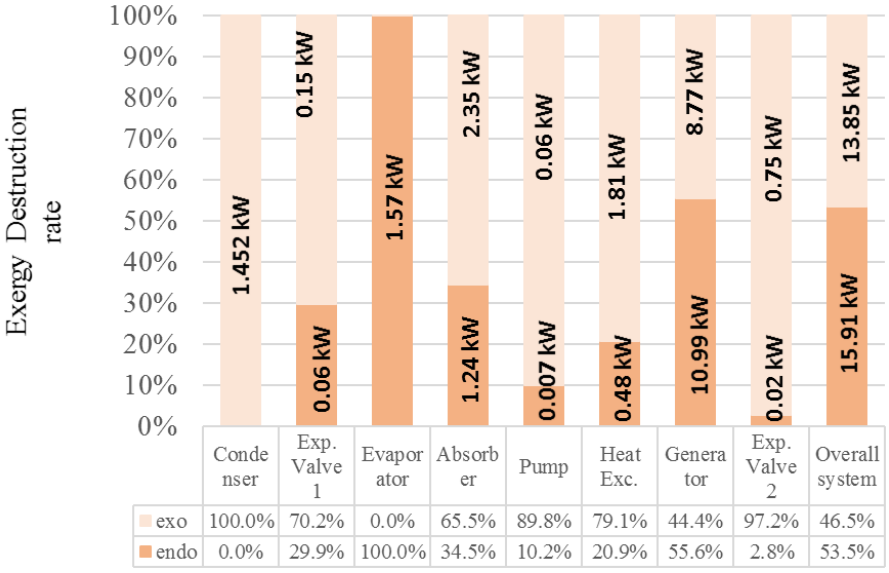
Sistemin geliştirme potansiyelleri incelediğimizde geliştirme potansiyelinin düşük olduğu saptanmıştır. Bunun nedenini kaçınılamaz ekserji yıkımının kaçınılabilir ekserji yıkımndan fazla olmasını söyleyebiliriz. Şekil 3.24 sistemde bulunan komponentlerin kaçınılabilir ve kaçınılamaz ekserji yıkım oranlarının dağılımlarını göstermektedir. Şekilde görüldüğü gibi sistemde bulunan komponentlerin kendi içinde kaçınılabilir ve kaçınılamaz ekserji yıkımı yüzde dağılımları verilmektedir.



Şekil 3.24 Komponentlerin kaçınılabilir ve kaçınılamaz ekserji yıkım oranlarının dağılımları

İleri ekserji analizi yapmadaki amaç hangi komponentin sistemdeki diğer komponentler üzerinde ne kadar etkiye sahip olduğunun tespit edilmesidir. Şekil 3.25 sistemde bulunan komponentlerin içsel ve dışsal ekserji yıkım oranlarının dağılımlarını göstermektedir.

Şekilde görüldüğü gibi sistemde bulunan komponentlerin kendi içinde içsel ve dışsal ekserji yıkımı yüzde dağılımları verilmektedir. Evaporatörde içsel ekserji yıkımı %100 iken konderserde %0.00'dır. Konderserde dışsal ekserji yıkımı %100 iken evaporatörde %0.00'dır.



Şekil 3.25 Komponentlerin içsel ve dışsal ekserji yıkım oranlarının dağılımları

BÖLÜM 4

SONUÇ VE ÖNERİLER

Günümüzde yenilenebilir enerjiye artan ilgi sonucunda araştırmacılar absorpsiyonlu soğutma sistemlerine rağbet etmişlerdir. Bu çalışmalar hem teorik hem de deneysel alanda kendini göstermektedir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde en yaygın $LiBr-H_2O$ ve NH_3-H_2O akışkan çiftleri tercih edilmektedir ve bu akışkanlar çeşitli avantajlarından dolayı genellikle tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde analiz yapılırken kullanılmıştır. Bu avantajlar arasında suyun soğutucu akışkan olarak yüksek buharlaşma ısısına sahip olması ya da amonyağın donma noktasının -77 °C olmasından dolayı düşük sıcaklıklarda avantajlara sahip olmasını gösterebiliriz.

Çalışmada termodinamiğin birinci ve ikinci yasalarını kullanarak hesapladığımız tek etkili amonyak-sulu absorpsiyonlu soğutma çevriminde bulunan elemanların sıcaklıklarındaki değişim ve amonyağın derişimindeki değişim çevrim performansının belirlenmesinde önem arz etmektedir.

Sistemin toplam ekserji yıkımı 16.45 kw, soğutma performansı 0.3 ve ekserji verimi 30.22 olarak hesaplanmıştır. Sistemde en büyük ekserji yıkım oranı %66.61 ile jeneratörde gerçekleşmiştir. Genleşme valfi1 ve pompa en küçük kaçınılabilir ekserji yıkım oranına sahip komponentlerdir. Sistemde en büyük kaçınılamaz ekserji yıkım oranı %74.41 ile jeneratörde gerçekleşmiştir. Genleşme valfi1 de kaçınılamaz ekserji yıkım oranı %0.50, pompada kaçınılamaz ekserji yıkım oranı %0.05 ile en küçük kaçınılamaz ekserji yıkımına sahip komponentlerdir. Sistemde en büyük içsel ekserji yıkım oranı %76.41 ile jeneratörde gerçekleşmiştir. Genleşme valfi1 de içsel ekserji yıkım oranı %0.47, pompada içsel ekserji yıkım oranı %0.05 ile en küçük içsel ekserji yıkımına sahip komponentlerdir.

Absorpsiyonlu soğutma üzerine yapılan çalışmalarda küçük kapasiteli sistem tasarımları veya çevrimin termodinamik analizinden öteye kapsamlı bir çalışma ortaya konulamamıştır.

Sonuç olarak, küresel dünyanın problemi olan artan enerji ihtiyacının karşılanması için araştırmalar daha az enerji tüketen ancak daha fazla soğutma kapasitesine sahip cihazlara olan rağbet her zamankinden daha fazla olacaktır. Bunun için yüksek miktarda elektrik

tüketimi gerektiren mekanik buhar sıkıştırmalı sistemlerin yerine alternatif olabilecek temiz ve sürdürülebilir bir yenilenebilir enerji kaynağı kullanarak enerji tasarrufuna önemli katkılar sağlanabilir. Bu kapsamda birçok ülkede artan farklı araştırma ve geliştirmeler yapılmaktadır, ülkemiz de bu uygulamaların artırılması yararlı olacaktır.

KAYNAKLAR

Aman, J. ve Henshaw, P. (2014). Residential solar air conditioning energy and exergy analyses of ana ammonia-water absorption cooling system. *Applied Thermal Engineering*, 62:424-32.

Aprhornratana, S. ve Eames, I.W. (1995). Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycles using the second law of thermodynamics method. *Int. J. Refrig.*, 18:244–252.

Adewusi, S.A. ve Zubair SM. (2004). Second law based thermodynamic analysis of ammonia–water absorption systems. *Energy Convers Manage*, 45:2355–69

Atmaca, İ. ve Yiğit, A. (2002). Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu. DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, 3:125-136

Bozorgan, N. (2011). The energy and exergy analysis of single-effect absorption chiller. *Majlesi J. Mech. Eng.*, 4:19–26.

Bai, T., Yu, J. ve Yan, G. (2016) Advanced exergy analysis on a modified auto-cascade freezer cycle with an ejector. *Energy*, 113:385-398

Bereche, R.P., Palomino, R.G. ve Nebra, S.A. (2009). Thermoeconomic analysis of a single and double-effect LiBr/H2O absorption refrigeration system. *Int. J. Thermodyn*, 12, 89-96.

Chua, H.T. ve Toh, H.K. (2002). Thermodynamic modeling of an ammonia/water absorption chiller. *Int J Refrig*, 25:896–906.

Chua, H.T., Toh, H.K., Malek, A. ve Srinivasan, K. (2000). Improved thermodynamic property field of LiBr–H2O solution. *Int J Refrig*, 23:412–29.

Chen, J., Zhu, K., Huang, Y., Chen, Y. ve Luo, X. (2017) Evaluation of the ejector refrigeration system with environmentally friendly working fluids from energy, conventional exergy and advanced exergy perspectives. *Energy Convers Manag*, 148:1208-1224

Çelik, A.T. (2007). Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri. Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi

Dincer, I. ve Cengel, Y.A. (2001). Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering. *Entropy*, 3:116-49

Darkwa, J., Fraser, S. ve Cow, D.H.C. (2012). Theoretical and practical analysis of an integrated solar hot water-powered absorption cooling system. *Energy*, 39:395-402.

Erbay, Z. ve Hepbasli, A. (2014) Application of conventional and advanced exergy analyses to evaluate the performance of a ground-source heat pump (GSHP) dryer used in food drying. *Energy Convers Manag*, 78:499-507

Erol, G.O., Açıkkalp, E. ve Hepbasli, A. (2017) Performance assessment of an ice rink refrigeration system through advanced exergoeconomic analysis method. *Energy* and Buildings, 138:118-126

Edem, N.T.K., Le Pierrès, N. ve Luo, L. (2012). Numerical dynamic simulation and analysis of a lithium bromide–water long-term solar heat storage system. *Energy,* 37:346–58

Eicker, U. ve Pietruschka, D. (2009). Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings. *Energy Build*, 41, 81-91.

Florides, G.A., Kalogirou, S.A. ve Tassou, S.A. (2003). Design and construction of a LiBr–water absorption machine. *Energy Conversion Management*, 44:2483–08

Gong, S. ve Goni, K. (2015). Advanced exergy analysis of an absorption cooling machine: Effects of the difference between the condensation and absorption temperatures. *Int J Refrig*, 59:224–34.

Gunhan, T., Ekren, O., Demir, V., Hepbasli, A., Erek, A. ve Sahin, A.S. (2014). Experimental exergetic performance evaluation of a novel solar assisted LiCl–H2O absorption cooling system. *Energy Build*, 68A:138–46.

Gogoi, T.K. ve Konwar, D. (2016). Exergy analysis of a H2O–LiCl absorption refrigeration system with operating temperatures estimated through inverse analysis. *Energy Convers Manage*, 110:436–47

Ghaddar, N.K., Shihab, M. ve Bdeir, F. (1997). Modeling and simulation of solar absorption system performance in Beirut. *Renew. Energy*, 10, 539-558.

Gomri, R. (2009). Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems. *Energy Convers Manage*, 50:1279–87

Gogoi, T.K. ve Talukdar, K. (2014). Thermodynamic analysis of a combined reheat regenerative thermal power plant and water-LiBr vapour absorption refrigeration system. *Energy Convers Manage*, 78:595–610.

Gogoi, T.K. ve Talukdar, K. (2014). Exergy based parametric analysis of a combined reheat regenerative thermal power plant and water–LiBr vapour absorption refrigeration system. *Energy Convers Manage*, 83:119–32.

Gommed, K., Grossman, G. ve Ziegler, F. (2004). Experimental investigation of a LiCl-water open absorption system for cooling and dehumidification. *Journal of solar energy engineering*, 126:710-5.

Gogoi, T.K. ve Konwar, D. (2016). Exergy analysis of a H2O–LiCl absorption refrigeration system with operating temperatures estimated through inverse analysis. *Energy Conversion and Management.*, 110:436-47.

Gonzales, R. ve 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.*, 36:166-81.

Gong, S. ve Goni, B.K. (2014) Parametric study of an absorption refrigeration machine using advanced exergy analysis. *Energy*, 76:453-467

Hepbasli, A. (2008). A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. *Renew. Sust. Energy*. Rev., 12, 593-661

Hong, D., Tang, L. ve Chen, G. (2010). A novel absorption refrigeration cycle. Appl. *Therm. Eng.*, 30:2045-2050.

Johnson, G. ve Kemery, B.P. (2015). The experimental characterization of a lithium bromide–water absorption chiller and the development of a calibrated model. *Sol Energy*, 122:368–81.

Kaynakli, O. ve Kilic, M. (2007). Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system. *Energy Convers Manage*, 48:599–607

Kaita, Y. (2002). Simulation results of triple-effect absorption cycles. *Int J Refrig*, 25:999–1007.

Kaushik, S.C. ve Arora, A. (2009). Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water-lithium bromide absorption refrigeration systems. *Int J Refrig*, 32:1247–58.

Ketjoy, N. ve Mansiri, K. (2013). Performance Evaluation of 35kW LiBr–H2O Solar Absorption Cooling System in Thailand. *Energy Procedia*, 34:198–210.

Kim, Y.J., Kim, S., Joshi, Y.K. ve Fedorov, A.G. (2012). Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration system with ionic–liquid/refrigerant mixture as a working fluid. *Energy,* 44:1005–16

Kaita, Y. (2001). Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures. *Int. J. Refrig.*, 24:374–390

Kurtdere, N. (2010). Güneş Enerjisi ile Çalışan Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termodinamik İncelemesi Sistem Simülasyonu ve Analizi. YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi

Kuzgun, Ö. **(**1997). Güneş enerjili absorbsiyonlu soğutma sisteminin incelenmesi. İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi.

Lamine, C.M. ve Said, Z. (2014). Energy analysis of single effect absorption chiller (LiBr/H2O) in an industrial manufacturing of detergent. *Energy Proc*, 50:105–12

Liu, Z., Liu, B., Guo, J. Xin, X. ve Yang, X. (2019). Conventional and advanced exergy analysis of a novel transcritical compressed carbon dioxide energy storage system. *Energy Convers Manag*, 198:111-807

Mohammadi, Z. ve Fallah, S.M. (2019). Advanced exergy analysis of recompression

supercritical CO_2 cycle. *Energy*, 178:631-643

Manzela, A.A., Hanriot, S.M. ve Sodré, J.R. (2010). Using engine exhaust gas as energy source for an absorption refrigeration system. *Appl. Energy*, 87:1141-1148.

Mirsa, R.D., Sahoo, P.K. ve Gupta, A. (2005). Thermoeconomic evaluation and optimization of a double-effect H2O/LiBr vapour-absorption refrigeration system. *Int. J. Refrig.*, 28:331–343.

Morosuk, T., Tsatsaronis, G. ve Zhang, C. (2012). Conventional thermodynamic and advanced exergetic analysis of a refrigeration machine using a Voorhee's compression process. *Energy Convers Manag*, 60:143-151

Montazerinejad, H., Ahmadi, P. ve Montazerinejad, Z. (2019). Advanced exergy, exergo-economic and exrgo-environmental analyses of a solar based trigeneration energy system. *Applied Thermal Engineering*, 152:666-685

Morosuk, T. ve Tsatsaronis, G. (2009). Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids. *Energy*, 34:2248-2258

Morosuk, T. ve Tsatsaronis, G. (2008). A New Approach to the Exergy Analysis of Absorption Refrigeration Machines. *Energy*, 33: 890-907

Nebra, S.A. (2009). Thermoeconomic analysis of a single and double double-effect H2O/LiBr absorption refrigeration system. *Int. J. Thermodvn.*, 12:89–96.

Petrakopoulou, F., Tsatsaronis, G., Morosuk, T. ve Carassai, A. (2012). Conventional and advanced exergetic analyses applied to a combined cycle power plant. *Energy*, 41:146-152

Rivera, C. ve Rivera, W. (2003). Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia–lithium nitrate mixture. *Solar Energy Mater Solar Cells*, 76:417–27.

Ruiz, E., Ferro, V.R., Moreno, D. ve Palomar, J. (2014). Evaluation of ionic liquids as absorbents for ammonia absorption refrigeration cycles using COSMO-based process simulations. *Appl Energy*, 123:281-91.

Saleh, A. ve Mosa, M. (2014). Optimization study of a single-effect water–lithium bromide absorption refrigeration system powered by flat-plate collector in hot regions. *Energy Convers Manage*, 87:29–36.

Sun, D.W. (1998). Comparison of the performances of NH3-H2O, NH3-LiNO3 and NH3-NaSCN absorption refrigeration systems. Energy Convers. Manag., 39, 357-368

Sencan, A., Yakut, K.A. ve Kalogirou, S.A. (2005). Exergy analysis of lithium bromide/ water absorption systems. *Renew. Energy*, 30, 645-657

Saravanan, R. ve Maiya, M.P. (1998). Thermodynamic comparison of water-based working

fluid combinations for a vapour absorption refrigeration system. *Appl Therm Eng*, 18:553–68.

She, X., Yin, Y., Xu, M. ve Zhang, X. (2015). A novel low-grade heat-driven absorption refrigeration system with LiCl–H2O and LiBr–H2O working pairs. *Int J Refrig*, 58:219–34

Sencan, A., Yakut, K.A ve Kaligirou, S.A. (2005). Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems. *Renew Energy*, 30:645–57.

Talbi, M.M. ve Agnew, B. (2000). Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids. *Appl. Therm. Eng.*, 20, 619-630

Xu, C., Wang, Z., Li, X. ve Sun, F. (2011). Energy and exergy analysis of solar power tower plants. *Appl. Therm. Eng.*, 31:3904–3913

Xu, Z.Y., Wang, R.Z. ve Xia, Z.Z. (2013). A novel variable effect LiBr-water absorption refrigeration cycle. *Energy*, 60, 457–463.

Yokozeki, A. (2005). Theoretical performances of various refrigerant-absorbent fluids in a vapor-absorption refrigeration cycle by the use of equations of state. *Appl Energy*, 80:383-99.

Yildiz, A. ve Ersoz M.A. (2013). Energy and exergy analyses of the diffusion absorption refrigeration system. *Energy*, 60:407–15.

Zhai, X.Q. ve Wang, R.Z. (2009). Experimental investigation and theoretical analysis of the solar adsorption cooling system in a green building. *Appl. Therm. Eng.*, 29:17-27

Zhao, H., Yuan, T., Gao, J., Wang, X. ve Yan, J. (2019). Conventional and advanced exergy analysis of parallel and series compression-ejection hybrid refrigeration system for a household refrigerator with R290. *Energy*, 166:845-861

Zhu, L.H. ve Gu, J.J. (2010). Second law-based thermodynamic analysis of ammonia/sodium thiocyanate absorption system. *Renew Energy*, 35:1940–6

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı	:	Murat Bertan PARILTI
Doğum Yeri ve Tarihi	:	Çankaya/ANKARA 24.08.1992

Eğitim Durumu

Lisans Öğrenimi	:	Bartın Üniversitesi Müh. Fak. Makine Müh. Bölümü
Yüksek Lisans Öğrenimi	:	Bartın Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Anabilim Dalı
Bildiği Yabancı Diller	:	İngilizce
Bilimsel Faaliyet/Yayınlar	:	Considering of Development Potential of Absorption Refrigeration System Utilizing Advanced Exergy Analysis Method, 1st International Conference on Advances in Mechanical and Mechatronics Engineering ICAMMEN 2018 8-9 Nov 2018, ANKARA
		Thermodynamic Analysis of Absorption Refrigeration Cycle Utilizing Enhanced Exergy Analysis Method, 1st International Conference on Advances in Mechanical and Mechatronics Engineering ICAMMEN 2018 8-9 Nov 2018, ANKARA
Aldığı Ödüller	:	

İş Deneyimi

Stajlar	:	ERDEMLER SOĞUTMA A.Ş
Projeler ve Kurs Belgeleri	:	216M051, Özgün Bir Birleşik Parabolik Yoğunlaştırıcı-Fotovoltaik Termal Sistem (Pvt-Cpc) Tasarımı,

		Kurulumu Ve Performansının Değerlendirilmesi, 3001 - Başlangıç AR-GE, Burslu, Sonuç raporu kabul, ARDEB, MAG - Mühendislik Araştırma Destek Grubu, Projeye Katılma/Ayrılma Tarihleri: 01.06.2017 - 01.01.2019, Proje Başlangıç/Bitiş Tarihleri: 01.05.2017 - 01.01.2019.
Çalıştığı Kurumlar	:	

İletişim

E-Posta Adresi : mbparilti@gmail.com

Tarih : …/…/20... (Tez Savunma Tarihi)