KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

ALİ HAYDAR GÜNDÜZ

KOCAELİ 2020

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

ALİ HAYDAR GÜNDÜZ

Dr.Öğr.Üyesi Canan CİMŞİT		
Danışman,	**Kocaeli Üniversitesi**	**.....**
Prof.Dr. Elif BÜYÜK ÖĞÜT		
Jüri Üyesi,	**Kocaeli Üniversitesi**	**.....**
Doç.Dr. Rabi KARAALİ		
Jüri Üyesi,	**Bayburt Üniversitesi**	**.....**

Tezin Savunulduğu Tarih: 27.08.2020

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Absorbsiyonlu soğutmalı sistemlerinin yenilenebilir enerji kaynaklarıyla çalışması ve ozon tabakası ve doğaya zarar vermemesi açısından büyük önem arz etmektedir. Bu bilgiler doğrultusunda ülkemizin yenilenebilir enerji kaynaklarının etkin bir şekilde kullanılabilmesi için bu çalışmamda güneş enerji destekli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik analizi yapılmıştır.

Araştırmamı sürekli destekleyerek beni sürekli öğrenmeye ve araştırmaya teşvik eden her türlü yardımını esirgemeyen bana yol gösteren bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım değerli danışman hocam Dr. Öğretim Üyesi Canan Cimşit'e derinden minnettar olduğumu belirtmek isterim. Ayrıca çalışmalarım sırasında her zaman desteğini hissettiğim değerli arkadaşım Doktora öğrencisi Cenker Aktemur'a ve harika destekleri, sevgileri ve sürekli cesaretlendirmeleri için aileme teşekkür ederim.

Ağustos-2020 Ali Haydar GÜNDÜZ

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR i
İÇİNDEKİLER ii
ŞEKİLLER DİZİNİ iv
TABLOLAR DİZİNİ vi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ viii
ÖZET x
ABSTRACT xi
GİRİŞ 1
1. LİTERATÜR TARAMASI 3
2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ 17
2.1. Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi 17
2.2. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi 18
2.2.1. ABS sistemlerinde soğutucu akışkan absorbentin özellikleri 20
2.2.2. LiBr-H2O ve NH3-H2O Akışkan çiftli absorbsiyonlu soğutma çevrimleri 23
2.2.3. Absorbsiyonlu soğutma sistemi sistem bileşenleri 27
2.3. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi 28
2.3.1. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin birinci kanuna göre analizi 28
2.3.2. Absorbsiyonlu soğutma sistemini oluşturan sistem bileşenlerinin farklı sıcaklık değerlerine göre birinci kanun analizi 33
2.3.2.1. Generatör (Kaynatıcı) sıcaklık değerlerine göre birinci kanun analizi 33
2.3.2.2. Kondenser (Yoğuşturucu) sıcaklık değerlerine göre birinci kanun analizi 36
2.3.2.3. Absorber sıcaklık değerlerine göre birinci kanun analizi 38
2.3.2.4. Evaporatör (Buharlaştırıcı) sıcaklık değerlerine göre birinci kanun analizi 40
2.3.2.5. Eriyik ısı değiştirici etkinliğine göre birinci kanun analizi 42
2.3.3. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin ikinci kanuna göre (Ekserji) analizi 43
2.3.4. Absorbsiyonlu soğutma sistemini oluşturan sistem bileşenlerinin farklı sıcaklık değerlerine göre ikinci kanun analizi 49
2.3.4.1. Generatör (Kaynatıcı) sıcaklık değerlerine göre ikinci kanun analizi 49
2.3.4.2. Kondenser (Yoğuşturucu) sıcaklık değerlerine göre ikinci kanun analizi 50
2.3.4.3. Absorber sıcaklık değerlerine göre ikinci kanun analizi 52
2.3.4.4. Evaporatör (Buharlaştırıcı) sıcaklık değerlerine göre ikinci kanun analizi 53

2.3.4.5. Eriyik ısı değiştirici etkinliğine göre ikinci kanun analizi....54
3.GÜNEŞ ENERJİSİ....56
3.1. Güneşin Yapısal Özellikleri ve Güneş Işınımı....56
3.2. Güneş Enerjisi Uygulama Alanları....56
3.2.1. Güneş enerjisiyle soğutma uygulamaları....57
3.3. Güneş Geometrisi ve Güneş Işınımı....58
3.3.1. Güneş açıları....59
3.3.2. Atmosfer dışında yatay düzleme gelen ışınım....62
3.3.3. Yeryüzüne gelen güneş ışınımı....62
3.3.3.1. Yeryüzünde yatay düzleme gelen toplam güneş ışınımı....63
3.3.3.2. Yeryüzünde eğik düzleme düşen aylık ortalama toplam günlük güneş ışınımı....64
3.4. Güneş Enerjisi Toplayıcıları (Kollektörleri)....65
3.4.1. Düzlemsel güneş toplayıcıları....65
3.4.1.1. Saydam örtü....66
3.4.1.2. Yutucu levha....66
3.4.1.3. Isı yalıtımı....66
3.4.1.4. Kollektör kasası....67
3.4.2. Vakum borulu güneş toplayıcıları....67
3.4.2.1. Cam tüp....68
3.4.2.2. Yutucu yüzey....68
3.4.2.3. Isı transfer akışkanı....68
3.4.2.4. Isı boruları....68
3.4.2.5. Vakum tipli kollektörlerin verimleri, faydalı enerjileri, kollektör alanları....68
3.4.3. Yoğunlaştırıcı tip kollektörler....69
3.5. Antalya ve Kocaeli İlleri için Güneş Enerjisi Hesaplamaları....69
4. SONUÇ VE ÖNERİLER....88
KAYNAKLAR....90
KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER....95
ÖZGEÇMİŞ....96

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin şematik gösterimi 17
Şekil 2.2. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin T-s ve lnP-h diyagramları.....18
Şekil 2.3. Absorbsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi 23
Şekil 2.4. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin (lnP-h) diyagramı 23
Şekil 2.5. Generatör sıcaklığıyla sistemin COP değişimi 34
Şekil 2.6. Generatör sıcaklığıyla generatörün ısıl kapasite değişimi 35
Şekil 2.7. Generatör sıcaklığıyla dolaşım oranı değişimi 35
Şekil 2.8. Kondenser sıcaklığıyla COP değişimi 36
Şekil 2.9. Kondenser sıcaklığıyla dolaşım oranı değişimi 37
Şekil 2.10. Kondenser sıcaklığıyla generatörün ısıl kapasite değişimi 37
Şekil 2.11. Absorber sıcaklığıyla COP değişimi..... 38
Şekil 2.12. Absorber sıcaklığıyla dolaşım oranı değişimi..... 39
Şekil 2.13. Absorber sıcaklığıyla generatör ısıl kapasistesinin değişimi 39
Şekil 2.14. Evaporatör sıcaklığıyla COP değişimi..... 40
Şekil 2.15. Evaporatör sıcaklığı değişimiyle dolaşım oranı değişimi 41
Şekil 2.16. Evaporatör sıcaklığı ile generatör ısıl kapasitesinin değişimi 41
Şekil 2.17. Eriyik ısı değiştirici etkinliği ile COP değişimi 42
Şekil 2.18. Eriyik ısı değiştirici etkinliği ile generatörün ısıl kapasite değişimi.....42
Şekil 2.19. Absorbsiyonlu sistemin tüm ekserji akışının gösterimi 44
Şekil 2.20. Absorbsiyonlu soğutma sistem bileşenlerinin ekserji yıkım yüzdeleri.....48
Şekil 2.21. Generatör sıcaklığı ile sistemin ekserji veriminin değişimi..... 49
Şekil 2.22. Generatör sıcaklığı ile sistemin toplam ekserji yıkımının değişimi.....50
Şekil 2.23. Kondenser sıcaklığı ile sistemin ekserji verimi değişimi 51
Şekil 2.24. Kondenser sıcaklığı ile sistemin toplam ekserji yıkımının değişimi.....51
Şekil 2.25. Absorber sıcaklığı ile sistemin ekserji verimi değişimi..... 52
Şekil 2.26. Absorber sıcaklığı ile sistemin toplam ekserji yıkımı değişimi..... 52
Şekil 2.27. Evaporatör sıcaklığı ile sistemin ekserji veriminin değişimi..... 53
Şekil 2.28. Evaporatör sıcaklığı ile sistemin toplam ekserji yıkımının değişimi.....54
Şekil 2.29. Eriyik ısı değiştirici etkinliği ile sistemin ekserji veriminin değişimi.....54
Şekil 2.30. Eriyik ısı değiştirici etkinliği ile sistemin ekserji yıkımının değişimi.....55
Şekil 3.1. Güneş enerjisi ile soğutma teknolojileri 58
Şekil 3.2. Düz yüzeyin güneş açıları..... 59
Şekil 3.3. Deklinasyon açısının günlere göre değişimi..... 60
Şekil 3.4. Eğik yüzey üzerine güneş açıları 62
Şekil 3.5. Sıvılı tip düzlem toplaç 66

Şekil 3.6. Vakum borulu güneş kollektörü..... 67
Şekil 3.7. LiCl-H2O sistemi için Antalya ili için kollektör çeşitlerine göre gerekli kollektör sayıları.....77
Şekil 3.8. LiCl-H2O sistemi için Kocaeli ili için kollektör çeşitlerine göre gerekli kollektör sayıları.....78
Şekil 3.9. LiBr-H2O sistemi için Antalya ili için kollektör çeşitlerine göre gerekli kollektör sayıları.....78
Şekil 3.10. LiBr-H2O sistemi için Kocaeli ili için kollektör çeşitlerine göre gerekli kollektör sayıları.....79
Şekil 3.11. NH3-H2O sistemi için Antalya ili için kollektör çeşitlerine göre gerekli kollektör sayıları.....79
Şekil 3.12. NH3-H2O sistemi için Kocaeli ili için kollektör çeşitlerine göre gerekli kollektör sayıları.....80

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 2.1. Soğutucu akışkan-absorbent çiftleri.....20
Tablo 2.2. LiBr-H2O çevrimi için termodinamik özellikler..... 31
Tablo 2.3. LiCl-H_2O çevrimi için termodinamik özellikler..... 31
Tablo 2.4. NH_3-H_2O çevrimi için termodinamik özellikler..... 32
Tablo 2.5. Üç çevrimin aynı çalışma koşullarında birinci kanun analiz sonuçlarının karşılaştırılması.....33
Tablo 2.6. LiBr-H_2O çevrimi için termodinamik özellikler..... 46
Tablo 2.7. LiCl-H_2O çevrimi için termodinamik özellikler..... 46
Tablo 2.8. NH_3-H_2O çevrimi için termodinamik özellikler..... 47
Tablo 2.9. Üç sistemin aynı çalışma koşullarında ikinci kanun analizi kapsamında karşılaştırılması.....47
Tablo 3.1. Ayları temsil eden ortalama gün ve n değerleri aylar deklinasyon açıları.....60
Tablo 3.2. Aylara göre şehirlerin ortalama deklinasyon açıları..... 70
Tablo 3.3. Aylara göre şehirlerin güneş batış açıları..... 70
Tablo 3.4. Aylara göre şehirlerin gün uzunlukları..... 70
Tablo 3.5. Atmosfer dışında şehirlerin aylık ortalana günlük toplam gelen güneş ışınımı.....71
Tablo 3.6. Aylara göre şehirlerin izafi güneşlenme süreleri..... 71
Tablo 3.7. Aylara göre şehirlerin ampirik sabitleri..... 71
Tablo 3.8. Aylara göre şehirler için yeryüzünde yatay bir düzleme gelen aylık ortalama günlük toplam güneş ışınımı.....71
Tablo 3.9. Aylara göre şehirlerin berraklık indekslerinin değişimi..... 71
Tablo 3.10. Aylara göre şehirler için yeryüzünde yatay bir düzleme gelen aylık ortalama günlük toplam yayılı güneş ışınımı.....72
Tablo 3.11. Aylara göre şehirler için yeryüzünde yatay bir düzleme gelen aylık ortalama günlük toplam direkt güneş ışınımı.....72
Tablo 3.12. Aylara göre eğik düzlem üzerinde güneş ışınlarının ilk düşüş açıları.....72
Tablo 3.13. Eğik yüzey üzerine düşen toplam güneş ışınımlarının yatay düzlem üzerine düşen güneş ışınlarına oranı (Rb)'nin oranı.....72
Tablo 3.14. Aylara göre şehirler için (H_T/H) R oranlarının değişimleri..... 72
Tablo 3.15. Eğik düzlem üzerine düşen aylık ortalama günlük toplam güneş ışınımının aylara göre değişimi.....73
Tablo 3.16. Şehirler için eğik düzlem üzerine düşen anlık ortalama güneş ışınımları.....73
Tablo 3.17. Kollektörlerin özellikleri..... 74
Tablo 3.18. Şehirlerin aylık ortalama sıcaklıkları..... 74
Tablo 3.19. LiCl-H2O sistemi için Antalya ili için gerekli kollektör alanları ve kollektör verimleri.....74
Tablo 3.20. LiCl-H2O sistemi için Kocaeli ili için gerekli kollektör alanları ve kollektör verimleri.....75

Tablo 3.21. LiBr-H2O sistemi için Antalya ili için gerekli kollektör alanları ve kollektör verimleri.....75
Tablo 3.22. LiBr-H2O sistemi için Kocaeli ili için gerekli kollektör alanları ve kollektör verimleri.....76
Tablo 3.23. NH3-H2O sistemi için Antalya ili için gerekli kollektör alanları ve kollektör verimleri.....76
Tablo 3.24. NH3-H2O sistemi için Kocaeli ili için gerekli kollektör alanları ve kollektör verimleri.....77
Tablo 3.25. LiCl-H_2O sistemi için Antalya iline göre SF analizi.....81
Tablo 3.26. LiCl-H_2O sistemi için Kocaeli iline göre SF analizi.....82
Tablo 3.27. LiBr-H_2O sistemi için Antalya iline göre SF analizi.....83
Tablo 3.28. LiBr-H_2O sistemi için Kocaeli iline göre SF analizi.....84
Tablo 3.29. NH_3-H_2O sistemi için Antalya iline göre SF analizi.....85
Tablo 3.30. NH_3-H_2O sistemi için Kocaeli iline göre SF analizi.....86

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

a ve b :Ampirik Sabitler
A :Alan, (m^2)
ç :Çevre
E :Ekserji, (kW)
e :Ekserji Akısı, (kJ/kg)
f :Dolaşım Oranı
G :Atmosfer Dışında Gelen Toplam Işınım, (W/m^2)
h :Entalpi, (kJ/kg)
H :Yatay Düzleme Gelen Günlük Toplam Güneş Işınımı, (J/m^2)
I :Anlık Işınım, (W/m^2)
KT :Berraklık İndeksi
$\dot{m}$:Kütlesel Debi, (kg/s)
N :Gün Uzunluğu
n :Güneşlenme Süresi
P :Basınç, (kPa)
s :Entropi, (kJ/kgK)
T :Sıcaklık, (^oC veya K)
X :Konsantrasyon
Z :Rakım, (m)
$\dot{Q}$:Isıl Güç, (kW)
$\dot{W}$:Güç, (kW)
α :Güneş Yükseklik Açısı
β :Eğim Açısı
ε :Eriyik Isı Değiştirici Etkinliği
η :Verim
δ :Deklinasyon Açısı
ω :Saat Açısı
φ :Enlem Açısı
γ :Yüzey Azimut Açısı
θ :Geliş Açısı
ρ :Yerin Yansıtma Oranı

Kısaltmalar

A :Absorber
ABS :Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi
B :Beam (Direk)
BSMS :Buhar Sıkıştırmalı Mekanik Soğutma Sistemi
COP :Coefficient of Performance (Soğutma Tesir Katsayısı)
ç :Çıkan
D :Diffuse (Yayılı)
E :Evaporatör

EK	:Ek Isıtıcı
F	:Faydalı
G	:Generatör
g	:Giren
K	:Kondenser
Kol	:Kollektör
SF	:Solar Fraction (Güneşten Yararlanma Oranı)
T	:Eğik Düzleme

GÜNEŞ ENERJİSİ KAYNAKLI ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİNİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Dünyamızda sürekli artan nüfus ve sanayiye bağlı olarak, insanlığın enerjiye olan ihtiyacı gün geçtikçe artmaktadır ve bununla beraber güç ve soğutma üreten klasik çevrimlerde kullanılan akışkanların küresel ısınmaya sebep olması ve doğaya zarar vermesinden dolayı insanoğlu yeni çevrimler ve bu çevrimler için gereken enerjiyi sağlamak için fosil yakıtlar harici düşük ve orta sıcaklıktaki güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, jeotermal enerji ve atık ısı gibi yenilenebilir doğa dostu enerji kaynaklarına yönelmişlerdir. Günümüzde soğutma alanında düşük ve orta sıcaklıktaki ucuz ve temiz enerji kaynakları kullanan doğaya zararı olmayan absorbsiyonlu soğutma çevrimlerini geliştirmek üzere çalışmalar hız kazanmıştır.

Bu çalışmada aynı çalışma koşullarındaki tek etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin NH_3-H_2O, LiBr-H_2O ve LiCl-H_2O akışkan çiftlerinin kullanıldığı kabulü ile termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizi yapılmıştır. Analiz edilen çevrimlerde kullanılan sistem bileşenlerinin farklı sıcaklık değerleri için, COP'ler, toplam tersinmezlikler ve ikinci yasa verimleri hesaplanmıştır.

Ayrıca absorbsiyonlu soğutma sistemine gerekli olan enerjinin güneş enerjisinden sağlanması gerektiği düşünülmüş olup, Türkiyede'ki Antalya ve Kocaeli illeri için aylık güneş ışınım değerleri hesaplanmış ve bu değerler doğrultusunda absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin güneş enerjisi destekli üç farklı vakum tüplü kollektörlerle çalıştırıldıklarında sistemi çalıştırmak için gerekli olan kollektör alanları, kollektör sayıları ve kollektör verimleri aylara göre ayrı ayrı hesaplanmıştır. Çalışmanın sonunda ise sistemlerin güneş enerjisinden en ekonomik şekilde faydalanması için güneşten faydalanma oranları hesaplanmış ve birbirleri ile karşılaştırılması yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Absorbsiyonlu Soğutma, Birinci ve İkinci Kanun Analizi, Güneş Enerjisi, SF.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF SOLAR ENERGY SOURCED ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEMS

ABSTRACT

With the increasing population of our world and developing industry, humanity's need for energy has been increasing day by day. However, due to the fact that the fluids used in classical cycles for generating power and refrigeration cause global warming and damage environment; humanity has been looking for new cycles and renewable environmentally friendly energy sources such as low and medium temperature solar energy, wind energy, geothermal energy and waste heat to provide the necessary energy for these new cycles while excluding fossil fuels. Today, studies to develop absorption cooling cycles that use low and medium temperature cheap and clean energy sources in the field of cooling have gained momentum.

In this study, the first and second law analysis of thermodynamics were made with the assumption that the single-effect absorption refrigeration system of NH_3-H_2O, LiBr-H_2O and LiCl-H_2O fluid pairs were used under the same operating conditions. For different temperature values of the system components used in the analyzed cycles; COPs, total irreversibilities and second-law yields were calculated.

Moreover; it has been thought that the energy necessary for absorption refrigeration system should be provided via solar energy, and solar radiation data of Antalya and Kocaeli provinces of Turkey has been collected. In line with collected data, collector areas, collector numbers and collector efficiencies, which are required when the absorption refrigeration systems are operated with three different vacuum tube collectors supported by solar energy, have been calculated separately per month. At the end of the study, in order for the systems to benefit from solar energy in the most economical way, the rates of solar energy utilization were calculated and compared with each other.

Keywords: Absorption Refrigeration, First and Second Law Analysis, Solar Energy, SF.

GİRİŞ

Son yıllarda insan nüfusunun ve sanayinin hızlı bir şekilde artmasıyla enerji tüketimi ve enerjiye olan ihtiyaç artmıştır. Enerji kaynaklarının (fosil yakıtların) tüketilebilir oluşundan bunların yerine doğa dostu güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, biyokütke enerjisi ve atık ısı gibi yenilenebilir enerji kaynaklarıyla artan enerji tüketiminin giderilmesi üzerine çalışmalar yoğunlaşmıştır.

Dünyada küresel ısınmanın engellenmesi için yapılan çeşitli protokoller ve enerji kaynaklarının etkin bir şekilde kullanılmasına yönelik teşvikler doğrultusunda klasik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların ozona zarar vermesi ve küresel ısınmaya etkilerinden kaynaklı insanlık için vazgeçilmez bir parça olan soğutmayı ekonomik bir şekilde üretebilmek için klasik buhar sıkıştırmalı çevrim yerine düşük ve orta sıcaklıktaki yenilenebilir enerji kaynaklarıyla etkin bir şekilde çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin önemi artmıştır. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkan çiftlerinin küresel ısınmaya ve ozon tabakasına zararlı etkilerinin olmamaları absorbsiyonlu soğutma sistemlerini buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerine göre avantajlı kılar.

Güneş enerjisi bilindiği üzere dünyamız için sınırsız, sürdürülebilir ve yenilebilir enerji kaynaklarının başında gelir. Güneş enerjisinin avantajları ise temiz bir enerji kanyağı olması, güneş enerjisi teknolojilerinin çevreye sera gazı yaymaması, sistemlerin kirlilik oluşturmaması ve sessiz çalışması, bakım masraflarının düşük olması ve bir kere kurulduktan sonra güneş ışınımının olduğu her zaman kullanılması ve fosil yakıtların kullanılmasını azaltması ve geliştirilebilir bir teknoloji olması sayesinde fosil yakıtlar dışındaki enerji kaynakları arasında en umut verici enerji kaynağı olarak görülmektedir. Ülkemiz coğrafi konum olarak kuzey yarım kürede 36-42^{o} kuzey enlemleri ile 26-45^{o} doğu boylamları arasındaki mükemmel konumu itibariyle güneş kuşağı içerisinde yer almaktadır. Ülkemizin dünyadaki çoğu ülkeye göre bu avantajlı konumu sayesinde güneş enerjisi teknolojilerinin uygulanmasıyla

daha etkin ve ekonomik olarak artan enerji ihtiyacımızın karşılanabilmesi mümkün olabilmektedir.

Bu çalışmada absorbsiyonlu soğutma sistemleri için uygun olabilecek soğutucu akışkan çiftlerini belirlemek amacıyla NH_3-H_2O, LiBr-H_2O ve LiCl-H_2O soğutucu akışkan çiftlerinin kullanılması durumunda termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa göre karşılaştırılmalı analizi yapılmıştır. Türkiye coğrafi konumu nedeniyle güneş enerjisi bakımından zengin bir potansiyele sahip olup, ülkemizde güneş enerji potansiyeli farklı olan iki bölgemizden seçilen Antalya ve Kocaeli ili için aylara göre gelen güneş ışınımı değerleri hesaplanmıştır. Yapılan ışınım hesaplarından sonra üç farklı vakum tüplü kollektör ile NH_3-H_2O, LiBr-H_2O ve LiCl-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin bu illerde güneş enerjisi destekli çalışmasıyla kollektör verimleri, gerekli kollektör alanları, kollektör sayıları ve ekonomik olarak çalışabilmesi için gerekli olan solar fraksiyon değerleri ve kollektör alanları hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar tablolar ve grafikler halinde verilmiştir.

1. LİTERATÜR TARAMASI

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri ile ilgili olarak literatürde teorik ve deneysel olarak birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaya kaynak oluşturan çalışmalardan bazıları aşağıda sunulmuştur.

Alizadeh vd. (1979), güneş enerjisiyle çalışan LiBr-H_2O ve NH_3-H_2O absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin tasarımı ve optimizasyonu için teorik bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada yüksek kaynatıcı (generatör) sıcaklığının küçük ısı değiştirici yüzeyleriyle daha yüksek soğutma oranına dolayısıyla daha düşük maliyete neden olduğuna ayrıca aynı çalışma koşullarında iki sistem karşılaştırıldığında LiBr-H_2O ile çalışan sistemin NH_3-H_2O ile çalışan sisteme göre basit, daha yüksek soğutma oranına ve daha küçük ısı değiştirici yüzeylerinde çalıştığı gözlemlenmiştir. Çalışma sonucunda absorbsiyon soğutma sisteminin performansının tasarımında ve optimizasyonunda dikkate alınması gereken en önemli değişkenin jeneratörün sıcaklığı olduğunu belirtmişlerdir.

Aphornratana ve Eames (1995), LiBr-H_2O çifti ile çalışan tek etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. Analiz edilen sistemin ana çalışma parametreleri (T_G=90^{o}C, $T_{A=}$ 35^{o}C, T_C =35^{o}C, T_E =5^{o}C ve ϵ=0,6) belirlenmiş ve çeşitli çalışma sıcaklıklarına göre sistem incelenmiştir. Çözelti dolaşım oranının sistemin performansının belirlenmesinde önemli rol oynadığı ve yüksek dolaşım oranının absorber ve kaynatıcıda (generatör) yüksek iç tersinmezliğe sebep olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca evaporatördeki ısı transferine bağlı tersinmezliğin çevrim performansı üzerinde çok güçlü bir etkiye sahip olduğunu bu nedenden dolayı çevrim performansının iyileştirilmesi için birinci önceliğin evaporatöre ardından absorbere verilmesi gerektiği sonucuna varmışlardır. Çalışma sonucunda ikinci yasa analizine göre absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin yüksek sıcaklıklı ısı kaynaklarından ziyade düşük dereceli atık ısı kaynaklarıyla birlikte kullanılırsa daha verimii olacağını belirtmişlerdir.

Dinçer ve Dost (1996), NH_3-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminin enerji analizini yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada literatürdeki deneysel bir çalışma

ile sistem performansı karşılaştırmasını yapmışlardır. Karşılaştırma sonucunda ise %5,3 fark ile çok iyi bir uyum içerisinde olduğunu gözlemlemişlerdir.

Sun (1998), NH_3-H_2O, NH_3-$LiNO_3$ ve NH_3-NaSCN akışkan çiftleri kullanan tek etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin performanslarını karşılaştırmıştır. Sistemin çalışma parametreleri (T_G=100^{o}C, T_A= 25^{o}C, T_C =30^{o}C, T_E =-5^{o}C ve saf akışkan debisi 1kg/dk) belirlenmiş ve sistemi çeşitli çalışma sıcaklıklarında analizini yapmıştır. Çalışmada NH_3-H_2O, NH_3-$LiNO_3$ ve NH_3-NaSCN akışkan çiftlerinin COP değerleri sırasıyla 0,616 0,6247 ve 0,639 olarak hesaplamıştır. Karşılaştırmalar sonucunda Amonyak-Nitrat ve Amonyak tiyosiyanat akışkan çiftlerinin sadece COP konusunda değil NH_3-H_2O çifti gibi analizör ve rektifiyere gerek olmadığından daha iyi performans verdiğini bu nedenle diğer iki akışkan çiftinin NH_3-H_2O çiftine göre iyi bir alternatif olduğu sonucuna varmıştır. Ek olarak Amonyak sodyum tiyosiyanat akışkan çiftinin kristalleşme olasılığı yüzünden -10^{o}C 'nin altındaki evaporatör sıcaklıklarında çalışamadığını belirtmiştir.

Keçeciler ve diğ. (2000), jeotermal enerji ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi üzerine deneysel bir çalışma yapmışlardır. Sivas şehrindeki kaplıcaların LiBr-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemi üzerindeki performansını incelemişlerdir. Çalışma sonucunda Sivasta'ki kaplıcanın elektrik üretimine uygun olamayacağını ama 4-10°C'de depolama ihtiyacı dikkate alındığında soğutma için kullanılabilir ve ekonomik kazanç sağladığı sonucuna varmışlardır.

Talbi ve Agnew (2000), LiBr-H_2O çifti ile çalışan tek etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. Çalışmada sistem parametreleri evaporatör sıcaklığı 10^{o}C, kaynatıcı (generatör) için gerekli olan enerji kaynağı dizel bir motordan çıkan 500^{o}C sıcaklıktaki atık ısı ve ortam sıcaklığı 35^{o}C olarak gerçek değerler ele alınıp sistemin toplam ekserji kaybı ve her bir sistem komponentinin ekserji kaybı ayrı ayrı hesaplanmıştır. Çalışma sonucunda en yüksek ekserji kaybı %59,06 absorberde gerçekleştiği saptanmış kondenser ve evaporatörün ısıl yüklerinin absorber ve kaynatıcıya (generatör) göre yaklaşık olarak %27,8 az olduğu ve bu farklılığın büyük ölçüde saf sıvılarda bulunmayan çözelti karışım sıcaklığından kaynaklandığını belirtmişlerdir.

Sözen (2001), NH_3-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemindeki ısı değiştirgeçlerinin sistem performansı üzerindeki etkisini araştırmıştır. Araştırmada üç farklı durum (sadece çözelti ısı değiştirgeçli sistem, sadece soğutucu akışkanlı ısı değiştirgeçli sistem ve her ikisinin de dahil olduğu sistem için sistemin performansı ve tersinmezlikleri incelenmiştir. İncelenen sistemlerde amonyağın rektifiyerden çıkış konsantrasyonu sabit 0,999 olarak kabul edilmiş buna bağlı olarak incelenen her bir sistemin COP, ECOP, çözelti dolaşım oranı ve her bir sistem elemanının boyutsuz ekserji kayıpları ayrı ayrı hesaplanmıştır. Çalışma sonucunda sadece çözelti ısı değiştirgeçli sistemin performans değerlerinin iki ısı değiştirgeci kullanan sisteme göre COP değeri 0,0152, ECOP değeri 0,021 düşük olduğu elde edilmiştir. Bu kadar yakın sonuçlar yüzünden çift ısı değiştirgeçli sistemin sistem performansının beklenildiği kadar arttırmadığı sonucuna ulaşılmıştır.

Lee ve Sheriff (2001), soğutma ve ısıtma uygulamaları için LiBr-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu sistemin, termodinamiğin birinci ve ikinci yasaları temelinde analiz etmişlerdir. Yapılan analizde, ısı kaynağı, soğutma suyu, soğutulmuş su ve besleme sıcak su sıcaklıkları gibi farklı çalışma koşullarında absorbsiyonlu sisteminin performans katsayısını (COP) ve ekserji verimini hesaplamışlardır.

Florides ve diğ. (2002), güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu soğutma sisteminin Kıbrıs'taki Nicosia şehri için simülasyon ve modellemesini yapmışlardır. İncelenen sistemin modellenmesi ve simülasyonunu TRNSYS simülasyon programından Nicosianın tipik yıllık hava durumu parametrelerini içeren meterolojik verilerlerden yararlanarak yapmışlardır. Çalışmada ilk olarak uygun tipte kollektör, optimum depolama tankı optimum toplayıcı eğimi ve alanı, yardımcı kazan ve termostat ayarı için optimizasyon yapılmıştır. Yapılan optimizasyon sonucunda sistemi 30^o eğimli 15 m^2 lik parabolik kollektör ve 600 lt'lik sıcak su depolama tankı ile modellemişlerdir. Çalışma sonunda modellenen optimum güneş enerjili sistem 1376£ bir tasarruf sağladığını ve yardımcı kazan termostatının 87^oC'ye ayarlandığında sistemin maksimum performans verdiği sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca sistemin uzun vadeli performans değerlerini incelediklerinde soğutma için 84,240 MJ sıcak su üretimi için ise 41,263 MJ enerjinin modellenen sistemle karşılandığını hesaplamışlardır.

Atmaca ve Yiğit (2003), LiBr-H_2O çözeltisi ile çalışan güneş enerjisi destekli tek kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemini simüle etmişlerdir. Çalışmada Antalya şehri için güneş enerjisi parametrelerini simüle etmek üzere absorbsiyonlu soğutma sistemi için bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir. Simüle edilen sistemde sıcak su giriş sıcaklıklarının soğutma tesir katsayısı ve yüzey alanı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Ayrıca yapılan incelemede izin verilen minimum su giriş sıcaklıkları olan referans sıcaklıkları belirlenip FNP ve COP üzerindeki etkileri gözlemlenmiştir. Ek olarak yapılan analizde kollektör ve depolama tankının etkisi detaylı olarak incelenmiştir.

Kılıç ve Kaynaklı (2004), LiBr-H_2O çifti ile çalışan bir kademeli absorbsiyonlu soğutma sisteminin ikinci yasa analizini yapmışlardır. Çalışmada sistem performansının kaynatıcı (generatör) ve evaporatör sıcaklıklarının artışıyla arttığını, kondenser ve absorber sıcaklığının artışıyla azaldığını gözlemlemişlerdir. Genleşme valfi, pompa, ısı değiştirgeci ve özellikle soğutucu eşanjörünün ekserji kayıplarının diğer sistem elemanlarına göre oldukça az olduğu sonucuna varmışlardır. En yüksek ekserji kaybının ise kaynatıcıda (generatör) oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Bu nedenle sistemin en önemli elemanının kaynatıcı (generatör) olduğu sonucuna varmışlardır.

Adewushi ve Zubair (2004), NH_3-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Tek kademeli ve iki kademeli absorbsiyonlu soğutma sisteminin karşılaştırmasını yapmışlardır. Karşılaştırmada iki kademeli sistemin entropi üretimi ve COP'u sırasıyla 0,4627 kW/K 0,734 bir kademeli sistemin entropi üretimi ve COP'una 0,1973kW/K 0,5980 göre yüksek olduğu sonucunu gözlemlemişlerdir. İncelenen her iki sistemdeki ısı eşanjörü etkinliği absorber, kondenser ve evaporatör sıcaklığındaki değişimlerle COP ve entropi üretimindeki değişimlerin tahmin edildiği gibi olduğunu yani COP 'deki artış entropi üretimindeki azalmayla paralel olduğu sonucuna varmışlardır.

Sözen ve diğ. (2004), güneş enerjisi destekli ejektör-absorbsiyonlu soğutma sisteminin Türkiye'deki kullanımına ilişkin araştırma yapmışlardır. 2000 yılından beri meterolojik verilere dayanarak güneşlenme süresi ve gelen güneş radyasyonuna göre toplanan bilgilerle Türkiye'nin farklı bölgelerinden olan 17 şehir için NH_3-H_2O çifti

ile çalışan ejektör absorbsiyonlu sistemin maksimum performans katsayısı, gerekli olan kollektör yüzey alanı ve ek olarak sistemin yıl boyunca çalışması için gerekli yardımcı ısıtıcı için minimum enerji hesabı yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda 17 şehir arasında ısı kazanım faktörü 0,5-2,68 arasında değiştiği en yüksek ısı kazanım faktörünün ise Temmuz ayında Van'da olduğu hesaplanmıştır. Çalışmanın sonucunda güneş enerjili sistemin Türkiye'deki ev tipi ısıtma ve soğutma uygulamaları için hem termal hem de maliyet açısından uygun olduğunda kullanılma potansiyelinin yüksek olduğunu belirtmişlerdir.

Şencan ve diğ. (2005), LiBr-H_2O çifti ile çalışan tek etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizini ısıtma ve soğutma uygulamaları için yapmışlardır. Yapılan çalışmada değişen çalışma koşullarında (evaporatör soğutma suyu ve ısıl kaynak sıcaklığı) sistemin birinci ve ikinci yasa verimlilikleri hesaplanıp karşılaştırılmıştır. Analiz sonucunda sistemdeki en yüksek ekserji yıkımları sırasıyla absorber ve kaynatıcıda (generatör) çözeltideki karıştırma ısısından kaynaklı ortaya çıktığı saptanmış ayrıca ısı kaynağı ve evaporatör soğutma suyu sıcaklığı arttırıldığında COP ve ITK da artış olduğu ancak ekserji verimliğinde azalma olduğunu gözlemlemişlerdir. Çalışmanın sonucunda öneri olarak ise yapılan çalışmanın absorbsiyonlu sistemlerde termoekonomik optimizasyon çalışmalarında kullanılabileceğini termoekonomik yöntem sayesinde matematiksel ve sayısal tekniklere ihtiyaç duyulmadan sistem yapısındaki değişiklikler vasıtasıyla elde edilecek potansiyel maliyetin etkin iyileştirmeler hakkında öneri sağlayabileceğini belirtmişlerdir.

Kairouani ve Nehdi (2005), jeotermal enerjisi destekli NH_3-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemi ile birleştirilmiş klasik buhar sıkıştırma sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Yapılan çalışmada buhar sıkıştırmalı kısımda R717,R22 ve R134a soğutucu akışkanları seçilmiştir. 343-349 K sıcaklığındaki jeotermal kaynak, 335 K sıcaklığında çalışan kaynatıcıyı (generatör), beslemektedir. Çalışma sonucunda ise kombine sistemin COP'sinin tek kademeli bir soğutma sisteminden önemli ölçüde yüksek olduğu ayrıca COP'nin aynı çalışma koşullarında (evaporatör sıcaklığı 263 K, yoğuşturucu sıcaklığı 308 K) geleneksel buhar sıkıştırmalı soğutma sistemine kıyasla %37-54 oranında iyileştirebileceği sonucuna varmışlardır. Üzerine çalışılan sistemin endüstriyel soğutmada sera gazı emisyonunu ve enerji tüketimini azaltmak için alternatif bir çözüm olacağını belirtmişlerdir.

Patek ve Klomfar (2006), 273-500 K aralığında LiBr-H_2O çözeltilerinin termodinamiksel özelliklerinin formülasyonunu yapmışlardır. Yapılan çalışmada basınç, entalpi, entropi ve izobarik ısı kapasitesini 273 K veya kristalizasyon hattından 500 K aralığında %0-75 ağırlıkça çözelti oranına göre incelemişlerdir.

Fernandez-Seara ve diğ. (2006), düşük sıcaklıkta soğutma üretmek için (-45^oC) NH_3-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemi ile birleştirilmiş klasik buhar sıkıştırma sisteminin analizini yapmışlardır. Buhar sıkıştırmalı kısımda NH_3 ve CO_2 soğutucu akışkanları düşünülerek absorbsiyonlu sistemin modeli gaz motorları ile çalışan kojenerasyon sisteminin çalışma koşulları dikkate alınarak modellenmiştir. Çalışma sonucunda klasik buhar sıkıştırmalı kısımda NH_3 ve CO_2 kullanılan sistemdeki COP değerleri sırasıyla 2,463 2,602 hesaplanmış kaskad sistem COP'leri ise 0,253 ve 0,254 çıkmıştır.

Patek ve Klomfar (2007), 273-400 K sıcaklığı aralığında LiCl-H_2O çözeltisinin termodinamiksel özelliklerinin formülasyonu yapmışlardır. Yapılan çalışmada basınç, entalpi, entropi ve izobarik ısı kapasitesini 273 K veya kristalizasyon hattından 400 K aralığında %0-50 ağırlıkça çözelti oranına göre incelemişlerdir.

Balghouthi ve diğ. (2007), Tunus'ta güneş enerjisi destekli absorbsiyonlu klimanın fizibilite çalışmasını yapmışlardır. Yapılan çalışma TRNYSS ve EES paket programları ile Tunus'un başkenti olan Tunusia'nın hava koşullarını içeren yıllık meterolojik verilere dayanarak yapmışlardır.11 kW soğutma kapasitesine ihtiyaç duyan 150 m^2 'lik bir ev için optimize edilmiş sistem için gerekli olan sistem komponentleri 35^o eğimli 30 m^2 'lik düzlemsel kollektörü ve 0,8 m^3 'lük sıcak su tankı olduğunu saptamışlardır. Çalışma sonucunda güneş enerji destekli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin Tunus için uygun olduğu sonucuna varmışlardır.

Khaliq ve Kumar (2007), LiBr-H_2O ve NH_3-H_2O kullanılarak güneş enerjisi destekli absorbsiyon soğutma sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. Çalışmada kaynatıcı (generatör) ısıtma suyunun değişimiyle sistemdeki ekserji yıkımı incelenmiştir. Belirli jeneratör sıcaklığı aralığında NH_3-H_2O çözeltisinin toplam ekserji yıkımının LiBr-H_2O çiftinden önemli ölçüde yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Yapılan analiz sonucunda ekserji yıkımlarının kaynatıcı (generatör) ve absorberde gerçekleştiği absorber sıcaklığı arttıkça sistemin ekserji veriminin arttığı gözlemlenmiştir.

Aphornratana ve Sriveerakul (2007), LiBr-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemi üzerinde deneysel bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada 2 kW soğutma kapasitesine sahip ana çalışma parametreleri (T_G=85^{o}C, T_A= 30^{o}C, T_C=29,8^{o}C, T_E =5^{o}C ve absorber giriş sıcaklığı 50^{o}C) sistem üzerinde çeşitli çalışma sıcaklıklarında test etmişlerdir. Çözelti dolaşım oranının sistem üzerinde önemli bir etkisinin bulunduğunu ve ölçülen çözelti dolaşım oranının aynı koşullardaki teorik hesaplamalara göre 2-5 kat daha büyük olduğunu gözlemlemişlerdir. Bunun nedeninin düşük absorber performansı olduğunu belirtmişledir. Ayrıca COP_{elec} 0,4-0,6, COP_{mass} 0,5-0,8 aralığında hesaplanmıştır. Çözelti ısı değiştirgecinin COP'u %60'a kadar arttırabildiği sonucuna ulaşmışlardır. Çalışma sonucunda sistemin iyileştirebilmesi için absorber kütle trasnfer alanının büyük şekilde tasarlanması eriyik ısı eşanjörünün iyi dizayn edilmesi sayesinde etkinliğinin mümkün oldukça arttırılması önerilmektedir.

Kaynaklı ve Kılıç (2007), çalışma koşullarının absorbsiyonlu soğutma sisteminin performansı üzerine etkisini teorik olarak incelmişlerdir. Sistemin çalışma sıcaklıklarının ve kullanılan ısı eşanjörlerinin sistem komponentleri üzerindeki ısıl yükleri etkisi COPc, COP ve verimlilik oranının değişimleri araştırmışlardır. Araştırmada COPc ve COP'nin kaynatıcı (generatör) ve evaporatör sıcaklıkları arttırıldığında arttığı ancak kondenser ve absorber sıcaklığı arttığında azaldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca çözelti ısı değiştirgecinin akışkan ısı değiştiricisine göre daha önemli olduğunu ve çözelti ısı değiştirgecinin COP 'yi maksimum %44 arttırdığını ancak bu soğutucu akışkan ısı değiştirgecinde %2.8 etki ettiği sonucuna varmışlardır.

Kaushik ve Arora (2010), LiBr-H_2O çifti ile çalışan tek etkili ve seri akışlı çift etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Çalışmada evaporatör, absorber ve kaynatıcı (generatör) sıcaklıklarının sistemin enerji ve ekserji performansına etkisi gözlemlenmiştir. Ayrıca evaporatör ve absorber arasındaki basınç düşüşünün etkisi ve ısı değiştirgecinin etkinliği incelenmiştir. Yapılan analiz sonucunda tek etkili sistemin performans katsayısının 0,6-0,75 aralığında değişirken çift etkili sistemde ise 1-1,28 değerleri arasında değişiklik göstermiştir. Ek olarak yapılan analizde kaynatıcı (generatör) ve ısı kaynağı ile evaporatör ile soğutulan ortam arasındaki sıcaklık farkının etkileri gözlemlenmiştir. Tersinmezliğin ise her iki sistemde diğer bileşenlere oranla en yüksek absorberde olduğunu saptamışlardır.

Onan ve diğ. (2010), villa uygulamalarında saat bazlı güneş enerji destekli absorbsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizini yapmışlardır. Mardin ilindeki villaların iklimlendirilmesi ($T_{E=}$ 6ºC) baz alınarak soğutmaya mevsiminde (15 Mayıs-15 Eylül) gerekli olan 106 kW soğutma yükü hesaplanarak saatlik analiz yapmışlardır. Çalışmada saatlik ekserji kayıpları MATLAB programı üzerinde kurulan bir yazılımla hesaplamışlardır. Yapılan analiz sonucunda sistemdeki ekserji kayıplarının çoğunun (%10-%70) güneş kollektöründe ardından(%5-%8) kaynatıcıda (generatör) olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca absorbsiyonlu sistemin COP'sinin 0,736 olarak hesaplamışlardır.

Gomri (2010), LiBr-H_2O çifti çalışan tek etkili, çift etkili ve üç etkili absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin soğutma suyu üretmesi için uygulama potansiyelini araştırmıştır. Üç sistem için seçilen soğutma yükü 300 kW ve kaynatıcı (generatör) sıcaklıkları sistemin çeşidine bağlı olarak 60-225ºC arasında değişen sistemde çeşitli çalışma parametrelerine bağlı olarak COP, ekserji verim analizi yapılmıştır. Çalışma sonucunda çift etkili ve üç etkili sistemlerin COP'si tek etkili sisteme göre yaklaşık 2 kat ve 3 kattan biraz az civarındadır. Ekserji verimlerinde ise tek etkili sisteme göre diğer iki sistem çok az yüksek olduğu gözlemlenmiştir. En yüksek ekserji ve COP değerleri sırasıyla %25,2 -1,9 ile üç etkili sistemde hesaplamıştır. Ayrıca üç etkili sistemin diğer sistemlere göre birim ısı başına daha fazla buhar soğutucu ürettiğini belirtmiştir.

Bermejo ve diğ. (2010), İspanyanın Sevilya şehrindeki bir mühendislik okulunda güneş enerjisi/doğal gaz destekli LiBr-H_2O çifti ile çalışan çift etkili absorbsiyonlu soğutma sistemini 2008-2009 yılları arasında test etmişlerdir. İncelenen sistemin soğutma kapasitesi 174 kW, jeneratör için gerekli olan enerji 352 m^2'lik Fresnell tip kollektörden ve doğal gazın yakılması sayesinde tedarik etmişlerdir. Yapılan sistem incelemelerinin ardından günlük Fresnel kollektör veriminin 0,35 maksimum veriminin ise 0,4 olduğu gözlemlenmiştir ayrıca günlük 1,1-1,25 soğutma tesir katsayısına sahip absorbsiyonlu sistemi için gerekli olan enerjinin %75'nin güneş kollektöründen sağlandığını ve güneş soğutma oranını 0,44 olduğu sonucuna varmışlardır.

Raghuvanshi ve Maheshwari (2011), NH_3-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminin birinci yasa analizini yapmışlardır. Çalışmada sistemin 50 ^oC'ye kadar düşük bir kaynatıcı (generatör) sıcaklığıyla çalıştırılmasıyla 0,227 soğutma tesir katsayısı elde etmişlerdir.

Cimsit ve Ozturk (2012), buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi ile kombine bir şekilde çalışan absorbsiyonlu kaskad bir soğutma sisteminin analizini yapmışlardır. Kaskad sistemde absorbsiyon ve buhar sıkıştırmalı kısmında farklı soğutucu akışkanlar kullanılarak sistemler karşılaştırılmıştır. Kaskad sistemin buhar sıkıştırmalı kısmında R134a, R410a ve NH_3 akışkanları absorbsiyon kısmında ise NH_3-H_2O ve LiBr-H_2O akışkan çifti kullanılmıştır. Kaskad sistemin elektirk enerjisi tüketimi aynı çalışma koşullarında (T_E=-10^oC T_C=40^oC) çalışan buhar sıkıştırmalı sisteme göre %48-51 azaldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca LiBr-Su akışkan çifti kullanılan kaskad sistemin termal enerji tüketiminin %35 azaltılabileceğini ve tüm sistemin perfomans katsayısı incelendiğinde LiBr-H_2O akışkan çifti kullanılan kaskad sistemin NH_3-H_2O çiftine kıyasla %33 oranında iyileştirebileceği sonucuna ulaşmışlardır.

Wang ve diğ. (2012), güneş enerjisi destekli LiBr-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemi ile seri bağlanmış akışkan olarak R134a kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin analizini yapmışlardır. Sistemde kullanılan soğutucu su ve çözelti rezervuarları sayesinde güneş ışığı olmadan da sistemin çalışmasını sağlamaktadır. Çalışmada Çin'in Zhengzhou bölgesinde 2 Temmuz günü referans olarak alınıp hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar doğrultusunda kaskad sistemin enerji tüketimi klasik buhar sıkıştırmalı soğutma sistemine göre %50 daha az olduğu ve 700W/m^2 güneş şiddetinde COP'nin 6,1 olduğu sonucuna varmışlardır.

Özgören ve diğ. (2012), vakum borulu güneş kollektörü ile kombine çalışan tek etkili NH_3-H_2O çiftiyle absorbsiyonlu soğutma sisteminin saat bazlı analizini yapmışlardır. Yapılan çalışmada Türkiye'de Adana ilinin en sıcak olduğu 29 Temmuz günü için saatlik atmosferik hava sıcaklığı ve güneş radyasyonu verileri kullanılarak sistemin karakteristik değişimleri simüle edilmiştir. Çalışmada absorbsiyonlu sistemin çalışma parametreleri T_G=110^oC T_E=10^oC olarak belirlenmiş COP, kondenser kapasitesi ve kaynatıcıyı (generatör) ve absorberin ısı transfer oranı farklı soğutma kapasiteleri ve kaynatıcıyı (generatör) sıcaklığının değişimine göre hesaplanmıştır. Analizde

absorbsiyonlu sistemin en uygun performansının kaynatıcıyı (generatör) sıcaklığının 110^{o}C ve üstündeki sıcaklıklarda olduğu COP değerinin 0,243-0,454 arasında değiştiği gözlemlenmiştir. Ayrıca 3.5 kW soğutma yükü için vakum borulu kollektör alanının saat 16:00'da 35,95 m^2 saat 12:00'de 19,85 m^2 olduğu tespit etmişlerdir. Çalışma sonucunda yazarlar Adana ilinin yanı sıra Türkiye'nin güney bölgeleri ve dünya üzerindeki benzer iklim koşullarında analiz edilen sistemin 9:00-16:00 saatleri arasında ev ve ofis soğutma uygulamaları için uygun olduğu sonucuna varmışlardır.

Jain ve diğ. (2013), LiBr-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemi ile birleştirilmiş klasik buhar sıkıştırmalı kaskad soğutma sisteminin termodinamik performans analizini yapmışlardır. Kaskad sistem ile aynı çalışma parametrelerine (66,67 kW soğutma kapasitesi evaporatör sıcaklığı ve kondenser sıcaklığı sırasıyla -4,1^{o}C, 43,6^{o}C) sahip klasik buhar sıkıştırmalı sisteminin birinci ve ikinci yasa kapsamında karşılaştırılması yapılmıştır. Karşılaştırma sonucunda kaskad sistemin elektrik güç tüketiminin klasik buhar sıkıştırmalı sisteme göre %61 azaldığını ve buhar sıkıştırmalı bölümün COP'si ise %155 oranında arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca çeşitli çalışma parametreleri (aşırı ısıtma, aşırı soğutma, soğutma kapasitesi, giriş sıcaklıkları vb.) üzerine de incelemeler yapmışlardır. Çalışma sonucunda çevre dostu akışkanlar olan R410A, R407C ve R134A'nın R22 akışkanıyla yaklaşık performanslar vermesi nedeniyle R22'ye alternatif olacağını belirtmişlerdir. Çalışma sonucunda kondenser ve evaporatör giriş sıcaklıklarındaki değişimlerin sistemdeki toplam tersinmezlik üzerinde önemli değişiklik sağladığından sistem performansını iyileştirmek için bu sıcaklıklara dikkat edilmesi gerektiğini önermişlerdir.

Farshi ve diğ. (2013a), Amonyak-tuz akışkan absorbent çiftleri ile çalışan tek etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin birinci ve ikinci yasa analizini yapmışlardır.Yapılan analizde 0^{o}C nin altındaki sıcaklıklarda amonyak-su çiftine alternatif olan NH_3-$LiNO_3$ ve NH_3-NaSCN çözeltilerinin analizini son yıllarda yayınlanan deneysel çalışmalardaki termofiziksel bilgilere dayanarak yapmışlardır. Çalışmada sistemin çeşitli çalışma parametrelerindeki etkisini ve bu sistemlerin kristalleşme olasılığını incelemişlerdir. İncelemeler sonucunda düşük jeneratör sıcaklıklarında NH_3-$LiNO_3$ yüksek kaynatıcı (generatör) sıcaklıklarında ise NH_3-NaSCN çiftinin daha iyi sonuç verdiğini ayrıca NH_3-NaSCN çiftinin çalışma aralığının oldukça kısıtlı olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmadaki verilerde en yüksek ekserji kayıplarının kaynatıcı

(generatör) ve absorberde olduğunu sistem performansının iyileştirilmesi için bu komponentlerin dikkatle ele alınması gerektiğini önermişlerdir.

Aman ve diğ. (2013), konutlar için güneş enerjisi destekli NH_3-H_2O çifti ile çalışan tek etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. 10 kW soğutma kapasitesine sahip çalışma parametreleri (T_G=80°C, T_A= 30°C, T_C=30°C, T_E=2°C ve ϵ=0,8) olan sistem üzerinde çeşitli sistem parametrelerinin değişimine göre sistemin değişiminin üzerine çalışmışlardır. Analiz sonucunda sistemin COP'u 0,60, ekserji verimi ise %32,01 saptanmıştır. Ayrıca her bir sistem komponenti üzerindeki ekserji kayıpları incelendiğinde en yüksek ekserji kaybının %63 ile absorberde ardından %13 ve %11 ile kondenserde olduğu gözlemlenmiştir.

Farshi ve diğ. (2013b), LiBr-H_2O çifti ile çalışan üç farklı şekilde bağlanmış çift etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin ekserjo ekonomik analizini yapmışlardır. Çalışma sonucunda incelenen her üç sistemde de yüksek basınç kaynatıcısı (generatör) ve evaporatör sıcaklıkları yüksek, kondenser sıcaklığı ve eriyik ısı değiştirgeci etkinliğinin düşük olduğu durumlarda sistemler için toplam yatırım maliyetinin düşük olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca çalışma sonucunda incelenen sistemlerdeki en pahalı komponentler olan absorber ve evaporatörün ekserje ekonomik analizinin maliyet için uygun iyileştirmelerde kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Ketfi ve diğ. (2015), LiBr-H_2O çifti kullanarak bir kademeli absorbsiyonlu çevrimin termodinamik analizini yapmışlardır. Sistemin teorik sonuçlarını hesaplayıp ve başka bir matematiksel model ile karşılaştırmışlardır. Simülasyon sonuçları, devrenin soğutma tesir katsayısının, kaynatıcı (generatör) ve evaporatör sıcaklıklarını artmasıyla arttığını, kondenser ve absorber sıcaklıklarının artmasıyla azaldığını göstermiştir. Kaynatıcı (generatör) sıcaklığı 92°C'de olduğunda sistemin maksimum COP'si 0,77 değerine ulaştığı sonucuna varılmıştır.

Colorado ve Rivera (2015), klasik buhar sıkıştırmalı, buhar sıkıştırmalı kaskad tek etkili absorbsiyonlu soğutma ve buhar sıkıştırmalı kaskad çift etkili absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin karşılaştırılmasını yapmışlardır. Absorbsiyonlu soğutma kısmında LiBr-H_2O klasik buhar sıkıştırmalı kısımda ise CO_2 ve R134a akışkanları kullanılmıştır. Karşılaştırmalar doğrultusunda klasik buhar sıkıştırmalı sistemin elektrik enerji tüketimi kombine sistemle beraber %45 azaldığı ve kaskad çift etkili

sistemin COP'sinin kaskad tek etkili sisteme göre %50 yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. R134a kullanılan sistemlerin CO_2 kullanılan sistemlere göre yüksek COP değerleri olduğunu saptamışlardır. Yapılan ekserji analizi sonucunda ise en yüksek tersinmezliklerin evaporatör ve absorberde meydana geldiğini ve R134a kullanılan sistemin CO_2 'e göre %17 az olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Kurtulmuş ve Horuz (2015), LiBr-H_2O ve LiCl-H_2O soğutucu akışkan absorbent çifti kullanan tek etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin 1. yasa kapsamında analizini yapmışlardır. Yapılan çalışmada LiCl-H_2O ile çalışan sistemin LiBr-H_2O ile çalışan sisteme göre tüm sıcaklık değerlerinde üstünlük sağladığını ve değişen sıcaklık değerlerinden daha az etkilendiğini saptamışlardır, ayrıca LiCl-H_2O ile çalışan sistemin LiBr-H_2O ile çalışan sisteme göre dolaşım oranının düşük olduğunu belirtmişlerdir. LiCl-H_2O çiftinin daha yüksek performans değerleri vermesine rağmen yüksek kaynatıcı sıcaklıklarında kristalizasyona yatkınlığı nedeniyle kullanılmasının riskli olacağını düşük kaynak sıcaklığı kullanarak konfor soğutması uygulamalarında kullanılmasının uygun olduğunu önermişlerdir. Çalışmanın sonunda ise LiCl-H_2O çiftinin kristalizasyon riskinin çözülmesi dahilinde LiBr-H_2O ile çalışan sistemlerin yerini alabilecekleri sonucuna ulaşmışlardır.

Bellos ve diğ. (2016), güneş enerjisi ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminde geleneksel akışkan LiBr-H_2O çiftine alternatif LiCl-H_2O çiftinin kullanımını araştırmışlardır ve iki akışkan çiftinin ekserji ve enerjik analizini karşılaştırmışlardır. 250 kW soğutma yükü 10^oC evaporatör sıcaklığı olan tek etkili absorbsiyonlu sistemini depolama tankı ile bağlanmış düz kollektör beslemektedir. Akışkan çiftleri çeşitli kaynak sıcaklıkları ve üç ortam sıcaklığına göre incelenmişlerdir. Yapılan analiz sonucunda LiCl-Su çiftinin her koşulda daha iyi ekserji verimi sağlayarak daha iyi performans gösterdiğini saptamışlardır. LiCl-H_2O çiftinin LiBr-H_2O çiftine göre 8% daha az toplama alanına ihtiyaç olduğu ve gerekli optimum kaynak sıcaklığının LiBr-H_2O çiftine göre daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır.

Gogoi ve Konwar (2016), ters analiz yoluyla belirlenen çalışma sıcaklıklarına göre LiBr-H_2O ve LiCl-H_2O soğutucu akışkan absorbent çifti kullanan tek etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Analiz sonucunda 34 farklı çalışma sıcaklık kombinasyonları elde etmişlerdir. Bu çalışma

sıcaklıklarına göre yapılan analizler doğrultusunda evaporatör sıcaklığı arttığında COP'nin yükseldiğini ancak ekserji veriminin azaldığını ve düşük kondenser ve absorber sıcaklıklarında COP'nin daha yüksek olduğunu ancak toplam tersinmezliğin arttığını gözlemlemişlerdir. Çalışmanın sonunda ise LiCl-H_2O çiftinin LiBr-H_2O çiftine göre daha üstün olduğunu belirtmişlerdir.

Kumar ve diğ. (2017), yaptıkları çalışmada tek kademeli NH_3-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi ve optimizasyonunu yapmışlardı. Sistem sıcaklıklarına göre optimum kaynatıcı (generatör) sıcaklığını incelemişlerdir. Analiz sonuçlarına göre evaporatör sıcaklığını -5^oC'den 5^oC ye çıkarttıklarında gerekli olan optimum jeneratör sıcaklığının 7^oC den 59^oC ye düştüğünü gözlemlemişlerdir. Ekserji analize göre bulunan optimum kaynatıcı (generatör) sıcaklığının enerji analizine göre 1^oC daha düşük olduğu sonucuna varmışlardır.

Patel ve diğ. (2017), yaptıkları çalışmada 3,517 kW soğutma kapasitesine sahip LiCl-H_2O çifti ile çalışan tek etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin birinci ve ikinci yasa kapsamında analizini yapmışlardır. Yapılan çalışmada sistem üzerinde en fazla ekserji yıkımının generatör ve absorberde en düşük yıkımın ise pompa ve genleşme vanasında olduğunu gözlemlemişlerdir ayrıca aynı çalışma koşullarında LiCl-H_2O çifitinin LiBr-H_2O çiftine göre daha iyi sonuç verdiğini belirtmişlerdir.

Yılmaz (2017), binalar için jeotermal enerji destekli absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik ve ekonomik analizini yapmıştır. İzmir şehri için 100^oC sıcaklıkta 100 kg/s kütlesel debiye sahip jeotermal enerji kaynaktan faydalanan NH_3-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminin COP'si 0,441 olduğu gözlemlenmiştir. Derece gün yöntemi ile yapılan analizde soğutma mevsimi için derece gün sayısı 1791^oC ve soğutma yükü 12,870,000 kWh hesaplanmıştır. Ekonomik analize göre sistemin yıllık geri ödeme miktarı 653,818 $/yıl amortisman süresi ise 5,684 ve 8,816 yıl hesaplamışlardır. Jeotermal enerji ile soğutma yaşam döngüsü analizine göre ise sistem yılda 166,610 $/yıl fayda sağladığını saptamışlardır. Birim ürün soğutma maliyetinin ise 0,01295 $/kWh, olduğu sonucuna varmışlardır.

Kovacı ve Şahin (2018), LiBr-H_2O çifti ile çalışan paralel bağlı çift etkili absorbsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Çalışmada

önlenebilir ekserji analizi yaparak absorbsiyonlu sistemin verimliliğini geliştirilmesini amaçlamışlardır. Bu doğrultuda her bir sistem bileşeninin önlenebilir ve önlenemez ekserji tahribatı analizi ve UA (Ana sıcaklık farkının) COP ve ekserji verimlilik üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Analiz sonucunda sistemin COP'si 1,06 ekserji verimliliği %49,46 olduğu saptanmış ayrıca sistemdeki ekserji yıkımları sırasıyla kaynatıcı (generatör), absorber ve evaporatörde %49,99, %19,58, %10,58 olarak bulunmuş sistemdeki ekserji tahribatının %75,91 önlenemez %24,08'nin ise önlenebilir olduğu sonucuna varmışlardır.

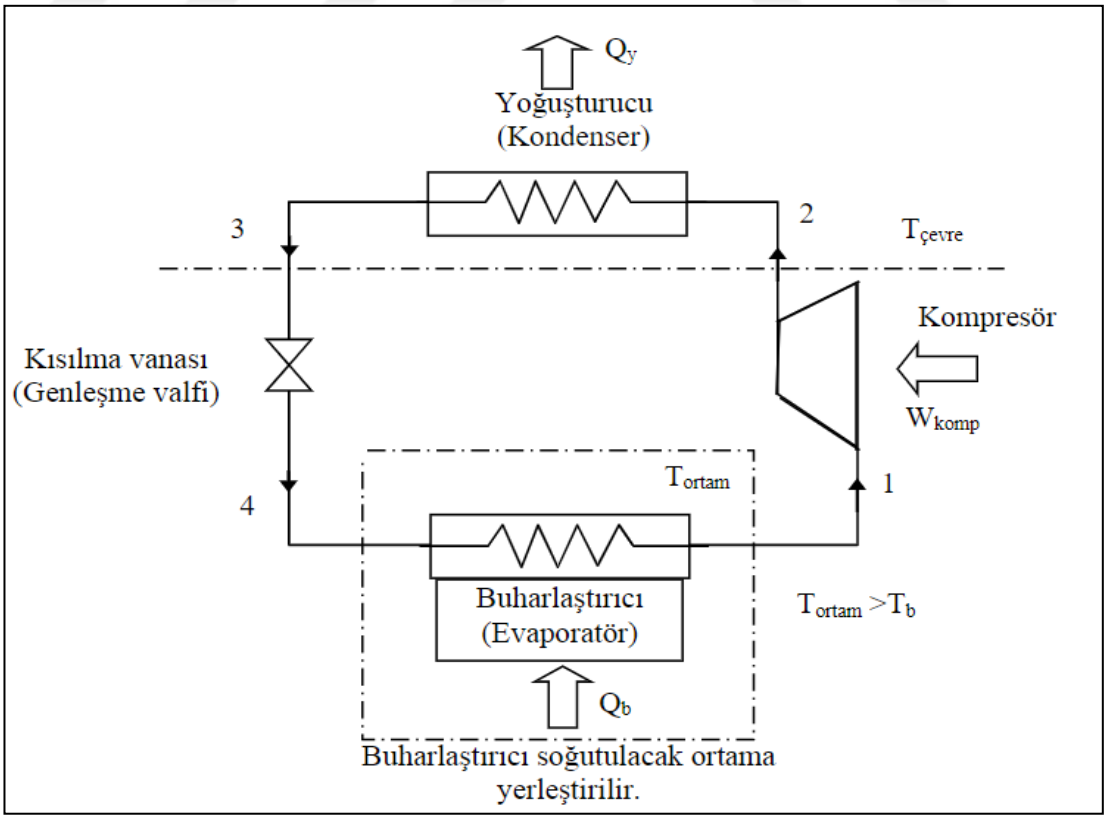
İncelenen literatür çalışmalarında genel olarak çeşitli yenilenebilir enerji kaynaklarıyla desteklenen absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde NH_3-H_2O, LiBr- H_2O ve LiCl- H_2O soğutucu akışkan absorbent çiftlerinin birinci ve ikinci kanun analizlerinin yapılıp sistem birimlerinin çeşitli sistem parametrelerinin değişimiyle sistem performanslarının değişimlerinin incelendiği görülmüştür.

2. SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Soğutma, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısının aktarılmasıdır. Soğutma işlemini gerçekleştiren cihazlara soğutma makinaları, çalıştıkları çevrimlere de soğutma çevrimleri denir. Uygulamada birçok soğutma çevrimi olsa da en yaygın kullanılan soğutma çevrimleri, buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimleri ve absorbsiyonlu soğutma çevrimleridir (Çengel ve Boles, 2007).

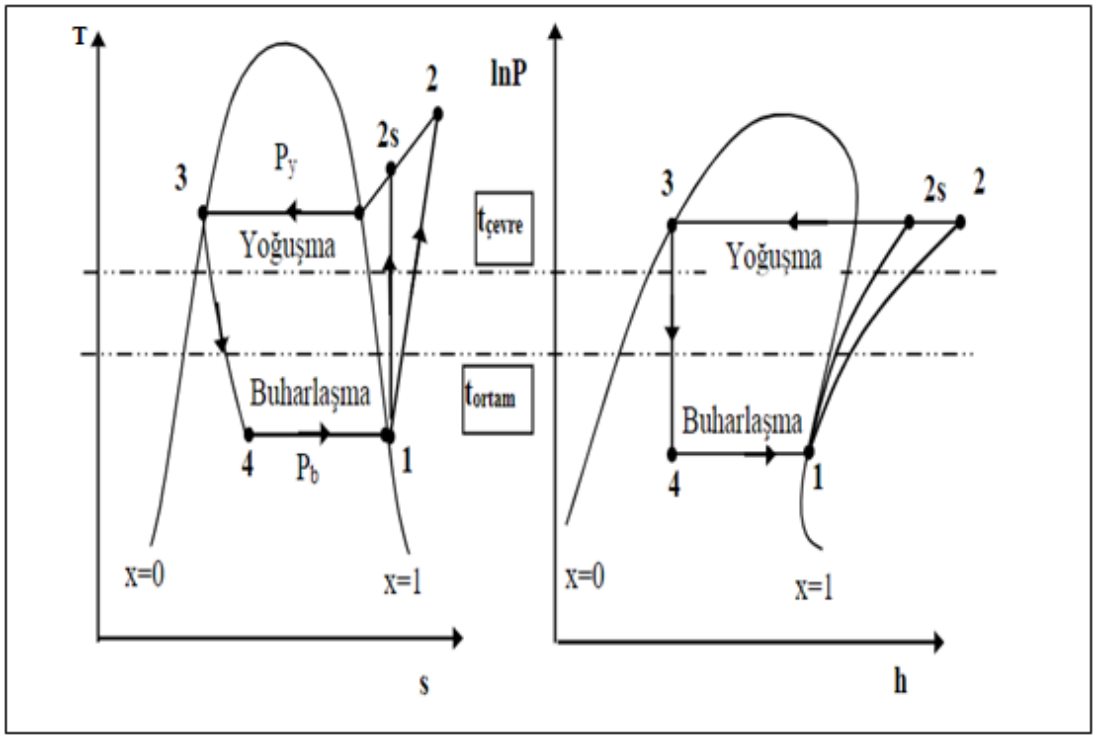
2.1. Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi

Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimlerinde iki ana bölüm mevcuttur. Bu iki bölüm alçak ve yüksek basınç tarafı olarak adlandırılır. Alçak ve yüksek basınç taraflarından oluşan soğutma çevrimi dört ana elemandan oluşur. Bu elemanlar sırasıyla, kompresör, yoğuşturucu (kondenser), buharlaştırıcı (evaporatör) ve kısılma vanası (genleşme valfi) dır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).



Şekil 2.1. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin şematik gösterim

Buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde; kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan kızgın buhar halde yoğuşturucuya gönderilir. Burada, çevreye ısı vererek yoğuşan soğutucu akışkan, kısılma vanasında alçak basınca kısılarak ıslak buhar halde buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıyı çevreleyen ortam sıcaklığının altında bir sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan, ortamın ısısını çekerek ortamı soğutur ve buharlaştırıcı çıkışında doymuş buhar halde kompresör tarafından emilir. Böylece çevrim sürekli olarak tekrarlanır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017). Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde soğutucu akışkanların durumu basınca ve sıcaklığa bağlı olarak sürekli değişir. Soğutucu akışkanın hal değişiklerini anlamak için lnP-h ve T-s diyagramları kullanışlı araçlardır.



Şekil 2.2. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin T-s ve lnP-h diyagramları (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

2.2. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi

Absorbsiyon döngüsünün erken gelişimi 1700'lü yıllara kadar dayanır.1810'da buzun sülfürik asit varlığında vakumlu bir konteynırdan saf suyun buharlaştırılmasıyla üretilebileceği bulunmuştur. Asit su buharını emdiğinden sıcaklık ve basınçta bir azalmaya neden olarak su yüzeyinde buz tabakaları oluşmuştur. Bu sistemin en büyük sorunları korozyon ve vakum haznesine hava sızmasıydı. Daha sonra Franz Carre

çalışma sıvısı olarak amonyak su kullanan yeni bir makine tanıttı. Carre'in geliştirdiği sistemde mekanik enerji yerine ısıl enerji kullanılmıştır. Bu makinenin 1860 yılında ABD'de patentini aldı. Bu patente dayalı soğutma makinaları buz yapmak ve yiyecekleri depolamak için kullanıldı. Bu makine soğutma sisteminin erken yaşlarında temel bir tasarım olarak kullanılmıştır. Ardından 1950'lerde endüstriyel uygulamalar için çalışma sıvısı olarak Lityum Bromür su kullanan bir sistem piyasaya sürüldü. Birkaç yıl sonra, çift etkili bir absorbsiyonlu sistem piyasaya sürüldü ve yüksek performanslı, ısı ile çalışan bir bir soğutma çevrimi için endüstriyel bir standart olarak kullanıldı (Srikhirin ve Aphornratana, 2001).

Absorbsiyonlu sistemler 1950'lerde elektriğin ucuz olması, değişik boyut ve kapasitedeki kompresörlerin ve kurulum maliyetlerinin pahalı olmasından kaynaklı buhar sıkıştırmalı mekanik sistemler kadar ilgi görmemiştir. Ancak 1970'li yıllarda olan enerji krizi, klasik sistemlerde kullanılan soğutucu akışkanların ozon tabakasına ve küresel ısınmaya olan etkileri anlaşılmaya başladıkça ve fosil yakıtların azalmasından kaynaklı yenilenebilir enerji kaynakları (güneş enerjisi, jeotermal enerji, biyo enerji, atık ısı) gibi düşük ve orta sıcaklıktaki kaynaklar ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemlerine son yıllarda ilgi artmıştır (Akdemir ve Güngör, 2001).

Absorbsiyonlu soğutma sistemi buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sistemine oldukça benzerdir. Soğutma yükü soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaştırılmasıyla karşılanır. Buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma işlemindeki mekanik işlem yerini, absorbsiyonlu soğutma sisteminde fiziko kimyasal işlemler alır. Mekanik kompresör yerine absorbsiyonlu soğutma sisteminde termik kompresör kullanılmaktadır. Soğutma elde etmek için buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimindeki mekanik ve elektrik enerjisi yerine ısı enerjisi kullanılmaktadır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

Absorbsiyonlu soğutma sistemi (ABS) ile buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma sisteminin (BSMS) karşılaştırılmasını aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz:

- BSMS sistemindeki kompresörün yerini ABS sisteminde kaynatıcı ve absorberden oluşan termik kompresör almıştır. Buharı sıkıştırmak fazla miktarda mekanik enerji gerektirirken ABS sisteminde sıvı pompalamak çok düşük miktarda enerji gerektirir.

- BSMS sisteminde tek bir soğutucu akışkan varken, ABS sisteminde bir soğutucu akışkan birde absorbent vardır.
- ABS sisteminde absorbentin cinsine göre kristalleşme tehlikesi varken, BSMS sisteminde böyle bir tehlike söz konusu değildir.
- ABS sistemleri kolay ayarlanabilir kontrol edilebilir ve uzun ömürlüdür.
- ABS sistemleri %0-100 arasında hızlı bir soğutma yükü sağlayabilir.
- ABS sistemlerinin farklı elemanlarının küçük bir alana yerleştirme gerekliliğinde simetrik olarak yerleştirilmeyle etkili bir çalışma sağlanabilmektedir.
- ABS sistemlerinde ilk yatırım maliyetinin yüksek olmasına rağmen bakım gerektirmemesi ve arızalanmanın az olması sistemi avantajlı kılmaktadır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017, Akdemir ve Güngör, 2001).

2.2.1. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan absorbentin özellikleri

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde iki farklı akışkan dolaşır. Bunlardan biri soğutucu akışkandır. Bu akışkan buharlaştırıcıda buharlaşarak soğutma yükünün ortamdan çekilmesini sağlar. Diğer akışkan ise yutucu (absorbent) akışkanıdır. Bu akışkan çevrimin belli bir kısmında soğutucu akışkanı taşır. Yutucu akışkan sistemde sadece kaynatıcı, absorber ve eriyik eşanjörü arasında dolaşır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin performası uygun soğutucu akışkan absorbent çeşidine bağlı olarak değişir. Bu nedenle en uygun soğutucu akışkan absorbent seçimi sistem tasarımı ve parametrelerin optimizasyonu kadar önemlidir (Sözen, 2001).

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde sistemin verimini yükseltmek veya farklı sıcaklıklarda çalışması için birçok soğutucu akışkan absorbent çifti üzerine çalışmalar yapılmıştır. Bunlardan bir kısmı Tablo 2.1.'de gösterilmiştir (Yamankaradeniz ve diğ., 2017, Akdemir ve Güngör, 2001).

Tablo 2.1. Soğutucu akışkan – absorbent çiftleri

Soğutucu Akışkan	Absorbent
Amonyak	Kalsiyum Klorür ($CaCl_2$)
Amonyak	Stronsiyum Klorür ($SrCl_2$)
Amonyak	Heptanol

Tablo 2.1. (Devam) Soğutucu akışkan – absorbent çiftleri

Amonyak	Trietanol Amin
Amonyak	Gliserol
Amonyak	Silikon yağ
Amonyak	Lidyum Nitrat ($LiNO_3$)
Amonyak	Lidyum Bromid ($LiBr_2$)
Amonyak	Çinko Bromid (ZnLiBr)
Amonyak	Sodyum Tiyosiyanat (NaSCN)
Amonyak	Lidyum Tiyosiyanat (LiSCN)
Amonyak	N metil 2 pirrolidon (NMP)
Amonyak	Dimetil metil fosfonat (DMMP)
Amonyak	Tetra etilen glikol dimetil eter(DMETEG)
Amonyak	Dimetil formamid (DMF)
Amonyak	Su (H_2O)
Amonyak	Amonyak su ve hidrojen eriyiği
Su (H_2O)	Lidyum Bromür (LiBr)
Su (H_2O)	Lidyum Klorür (LiCl)
Metil Amin	Su (H_2O)
Metil Klorid	Tetra etil glikol
R12	Dimetilasitamid
R12	Siklohexanon
R21	Dimetil etil ester
R22	Siklohexanon
R22	Dimetil formamid
R22	Dimetil asid amid

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan ve absorbent çiftlerinde aranan özellikleri şu şekilde sıralayabiliriz (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

- Soğutucu ve absorbent çifti, çevrimin çalışacağı sıcaklıklarda katı fazda bulunmamalıdır. Oluşacak çözeltinin derişikliği hiçbir zaman katı fazın meydana gelebileceği değerlerde olmamalıdır. Aksi takdirde çevrim içerisinde akış duracak ve çevrim çalışmayacaktır.
- Soğutucu akışkan absorbentten daha çabuk buharlaşabilmelidir. Böylece kaynatıcıda soğutucu akışkan absorbent eriyiği ısıtıldığında kolayca yoğuşturucuya gidebilir. Aksi takdirde kaynatıcıya daha çok ısı vermek gerektiğinden çevrimin verimi düşecektir.

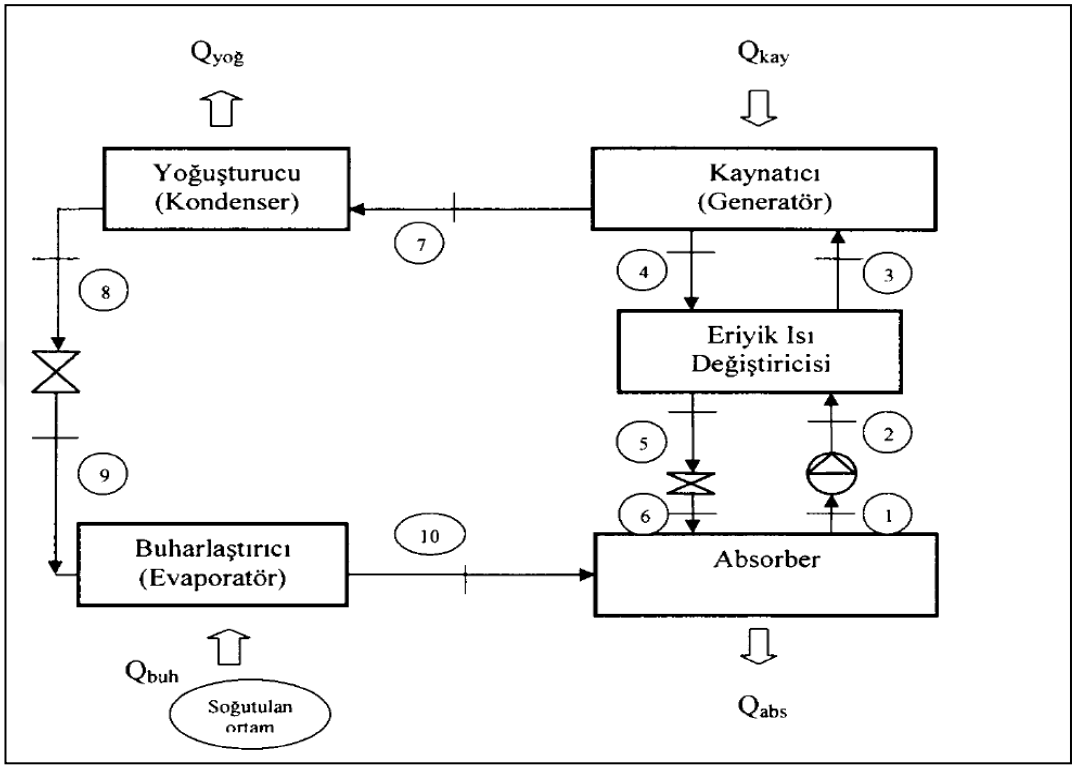
- Absorbsiyonun gerçekleştiği şartlarda, absorbentin soğutucu akışkana eğiliminin büyük olması gerekir.
- Soğutucu akışkan özelliklerinin büyük ölçüde etkilediği çevrim basınçlarının çok yüksek ve çok alçak olması istenmez. Basıncın yüksek olması kullanılan donanımın kalın olmasını gerektirdiğinden maliyeti arttıracaktır. Çok düşük olması ise donanımların daha korunumlu olması, içeriye hava kaçağı olmaması gerekmektedir. Hava kaçağı çevrimin yapısına etki ederek istenmeyen hallerin doğmasına sebep olacaktır.
- Uzun yıllar değişik ve zor şartlarda hizmet verecek akışkanların kimyasal olarak kararlı olması istenir. Kararsızlık çevrimde istenmeyen gaz ve katı oluşumuna neden olabileceği gibi, korozif etkili maddelerin oluşumuna da sebep olabilir.
- Soğutucu ve absorbentlerin donanımda kullanılan malzemelere korozif etkisi olmaması gerekir.
- Soğutucu akışkan ve absorbent çiftinin tek tek ve birlikte zehirli, yanıcı, parlayıcı ve patlayıcı olmamalıdır.
- Isı ve kütle geçişinin kolay olabilmesi, pompa işinin fazla olmaması için soğutucu ve absorbent akışkanlarının viskozitelerinin düşük olması istenir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısının yüksek olması çevrimde dolaşacak soğutucu akışkan ve dolayısıyla absorbent miktarını azaltacaktır.
- Ucuz ve kolay temin edilebilir olmalı.
- Zehirli olmamalı

Absorbentlerden istenen özellikler şunlardır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

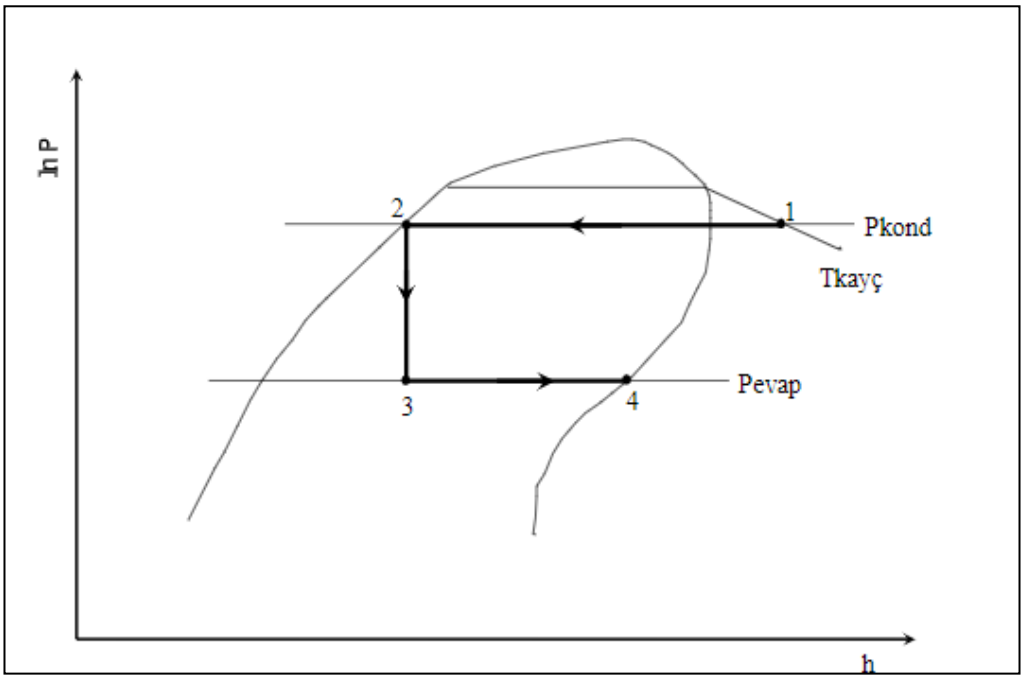
- Soğutucu akışkanla kolay birleşip kolay ayrılmalı
- Soğutucu akışkana göre kaynama sıcaklığı yüksek olmalı
- Sistemin hiçbir yerinde katı halde bulunmamalı
- Absorbe etme özelliği yüksek olmalı
- Donma sıcaklığı düşük olmalı
- Kolay bulunabilmeli ucuz olmalı
- Zehirsiz olmalı
- Viskozitesi düşük olmalı
- Yanıcı ve patlayıcı olmamalı

– Donanımlarda kullanılan malzemelere korozif etkisi olmamalı
– Soğutucu akışkanla reaksiyona girmemeli

2.2.2. LiBr-H_2O ve NH_3-H_2O akışkan çiftli absorbsiyonlu soğutma çevrimleri



Şekil 2.3. Absorbsiyonlu soğutma çevriminin şematik gösterimi



Şekil 2.4. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin (lnP-h) diyagramı

Absorbsiyonlu soğutma sistemi ve (P-h) diyagramı sırasıyla Şekil 2.3. ve Şekil 2.4.'te gösterilmektedir (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

LiBr-su eriyiği kullanan absorbsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibini aşağıdaki gibi özetlemek mümkündür (Yamankaradeniz ve diğ., 2017):

(1-3) Absorberden çıkıp bir pompa vasıtası ile ısı değiştiricisinden geçerek ısınan LiBr bakımından fakir eriyik kaynatıcıya gelir.

(3-7) Kaynatıcıda dışarıdan verilen ısıyla soğutucu akışkan buharı eriyikten ayrılır.

(4-6) Kaynatıcıda eriyik içinden soğutucu akışkan buharının ayrılmasıyla LiBr bakımından zenginleşen eriyik, ısı değiştiricisinden geçer, fakir eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner.

(7-8) Kaynatıcıdan buharlaşarak yoğuşturucuya giren soğutucu buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Doymuş sıvı olarak yoğuşturucudan çıkar.

(8-9) Yoğuşturcudan çıkan doymuş sıvı halindeki soğutucu akışkan kısılma vanasında buharlaştırıcı basıncına kadar kısılır.

(9-10) Buharlaştırıcıya kısılarak giren soğutucu akışkan burada buharlaşarak, buharlaşma için gerekli olan ısıyı soğutulan ortamdan çeker. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar halinde çıkar.

(10-1) Absorberde, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısılma vanasında absorber basıncına kadar kısılan zengin eriyik, buharlaştırıcıdan gelen soğutucu buharını absorbe eder. İşlem esnasında ısı açığa çıkar. Yutma işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için açığa çıkan ısının, absorberden atılması gerekir. Absorber içinde tekrardan LiBr bakımından fakir olan eriyik bir pompa vasıtası ile kaynatıcıya gönderilir ve çevrim devam eder.

Amonyak-su eriyiği kullanan absorbsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibini aşağıdaki gibi özetlemek mümkündür (Yamankaradeniz ve diğ., 2017):

(1-3) Absorberden çıkıp bir pompa vasıtası ile ısı değiştiricisinden geçerek ısınan amonyak bakımından zengin eriyik kaynatıcıya gelir.

(3-7) Kaynatıcıda dışarıdan verilen ısıyla soğutucu akışkan buharı eriyikten ayrılır

(4-6) Kaynatıcıda eriyik içinden amonyak buharının ayrılmasıyla amonyak bakımından fakirleşen eriyik, ısı değiştiricisinden geçer, zengin eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner.

(7-8) Kaynatıcıdan buharlaşarak yoğuşturucuya giren amonyak buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Doymuş sıvı olarak yoğuşturucudan çıkar.

(8-9) Yoğuşturcudan çıkan doymuş sıvı halindeki amonyak kısılma vanasında buharlaştırıcı basıncına kadar kısılır.

(9-10) Buharlaştırıcıya kısılarak giren amonyak burada buharlaşarak, buharlaşma için gerekli olan ısıyı soğutulan ortamdan çeker. Buharlaştırıcıdan doymuş buhar veya kızgın buhar halinde çıkar.

(10-1) Absorberde, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısılma vanasında absorber basıncına kadar kısılan fakir eriyik, buharlaştırıcıdan gelen amonyak buharını absorbe eder. İşlem esnasında ısı açığa çıkar. Yutma işleminin iyi bir şekilde gerçekleşmesi için açığa çıkan ısının, absorberden atılması gerekir. Absorber içinde tekrardan amonyak bakımından zengin olan eriyik bir pompa vasıtası ile kaynatıcıya gönderilir ve çevrim devam eder

LiBr-H_2O eriyiği ile NH_3-H_2O eriyiği kullanan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin karşılaştırılmasını aşağıdaki gibi yapmak mümkündür:

- Su, NH_3-H_2O eriyiği kullanan sistemde absorbent iken, LiBr-H_2O eriyiği kullanan sistemde soğutucu akışkandır.
- LiBr-H_2O eriyiği kullanılan sistemde suyun soğutucu akışkan olmasından dolayı 0^oC'nin altına inilemez, oysa NH_3-H_2O eriyiği kullanan sistemlerde soğutucu akışkanın amonyak olmasından dolayı çok düşük sıcaklıklara inmek mümkündür. Bu nedenle, LiBr-H_2O eriyiği kullanan sistem daha çok klima uygulamalarında kullanım alanı bulurken, NH_3-H_2O eriyiği kullanan sistem derin soğutma uygulamalarında kullanılır.
- Amonyak, kokusundan dolayı kaçağı kolay tespit edilir. Ancak su kaçağı tespiti zordur.

- Amonyak, zehirli ve kanserojen olduğundan kaçak olması durumunda zararlıdır, su için böyle bir tehlike yoktur.
- Amonyak, bakır ve bakır alaşımlı malzemelere zarar verdiğinden çelik donanım kullanılması gereği vardır ki bu da maliyeti arttırır. Su için böyle bir risk yoktur.
- Amonyak için sıcaklığa karşılık gelen doyma basıncı suya nazaran çok yüksektir. Bu durum amonyak-su eriyiği kullanan sistemlerde et kalınlığı fazla malzeme kullanmayı gerektirir.
- Su için özellikle buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncı çok düşük değerlerde olduğundan sistem içine hava girme riskinin olmasıdır. NH_3-H_2O eriyiği kullanan sistemlerde bu tür bir problem yoktur.
- NH_3-H_2O eriyiği kullanan sistemlerde zenginlik ve fakirlik soğutucu akışkan olan amonyağa göre isimlendirildiği halde, LiBr-H_2O eriyiği kullanan sistemlerde absorbent olan lityum bromüre göre isimlendirilir.
- NH_3-H_2O eriyiği kullanan sistemlerde kayanatıcıdan (generator) kondensere giden hatta amonyokla birlikte bir miktar suyun taşınması riski vardır, bu sebeple kayanatıcı (generator) çıkışına su buharını ayırmak üzere rektifier veya analyzer konulması gereği vardır ki bu da sistemi LiBr-H_2O eriyiği kullanan sisteme göre daha kompleks kılar.
- LiBr-H_2O eriyiği kullanan sistemlerde, lityum bromürün kristal yapıya geçme riski vardır. Kristalizasyonun engellenmesi için özel tertibat gerekir. NH_3-H_2O eriyiği kullanan sistemlerde kristalizasyon tehlikesi yoktur.
- NH_3-H_2O eriyiği kullanan sistemlerde soğutma tesir katsayısı (COP) değeri 0,5 civarında iken, LiBr-H_2O eriyiği kullanan sistemlerde bu değer 0,7 civarındadır (Yamankaradeniz ve diğ., 2017).

LiCl-H_2O çifti kullanan absorbsiyonlu soğutma sistemi kullanan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin özelliklerini aşağıdaki gibi sıralamak mümkündür (Kurtulmuş ve Horuz, 2015, Gogoi ve Konwar, 2016):

- LiCl-H_2O eriyiği kullanılan sistemde suyun soğutucu akışkan olmasından dolayı 0^oC'nin altına inilemez.
- LiCl-H_2O eriyiği kullanılan sistemlerde kristalizasyona yatkınlık çok fazladır bu nedenle fazla tercih edilmemektedir.

- LiCl-H_2O eriyiğinin viskozitesi yüksek olduğu için LiBr-H_2O sistemine göre pompa işi daha yüksek olur.
- LiCl-H_2O eriyiğinin viskozitesi yüksek olduğu için ısı transfer katsayısı LiBr- H_2O sistemine göre daha düşüktür bu da LiBr-H_2O sistemine göre daha maliyetli olduğunu gösterir
- LiCl-H_2O eriyiğini kullanan sistemler düşük basınçlarda çalıştığı için sistem içine hava girme riski vardır.
- LiCl-H_2O eriyiğini kullanan sistemler yüksek kaynatıcı sıcaklıklarında %50 konsantrasyon değerini geçtiğinde kristalleşme olasılıkları yüksektir bu sorun yüzünden düşük kaynak sıcaklıklarında kullanılması doğrudur
- LiCl-H_2O eriyiğini kullanan sistemlerin uygun çalışma sıcaklıklarında performans değerleri, LiBr- H_2O sistemine göre yüksektir.

2.2.3. Absorbsiyonlu soğutma sistemi sistem bileşenleri

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, elektrik enerjisinden daha fazla termal enerjiye dayanan soğutma üreten cihazlardır. Bir absorbsiyonlu soğutma sistemi genellikle kaynatıcı (generatör), absorber, kondenser, evaporatör, pompa ve bir genleşme valfi olan altı temel alt sistemden oluşur. Bu alt sistemlerin her birinin, absorbsiyonlu soğutma sistemini başarıyla çalıştırmak için özel bir görevi vardır (Dinçer ve Ratlamwala, 2016).

Kaynatıcı (generatör):

Kaynatıcının (generatör) görevi enerji kaynağı olarak ısı kullanarak soğutucu akışkanı eriyikten ayırmak olan absorbsiyonlu soğutma sisteminin bir alt sistemidir. Kaynatıcıda (generatör), absorberden gelen zengin/fakir çözelti, burada ısı kaynağından gelen sıcaklıkla soğutucu akışkan eriyikten ayrılır.

Absorber:

Absorber, evaporatörden gelen soğutucu akışkan ile kaynatıcıdan (generatör) gelen zengin/fakir eriyiğin tek bir sıvı olarak çıkış yapmasını sağlayan basit bir karışım haznesidir.

Kondenser:

Kondenser, kaynatıcıdan (generatör) gelen kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanı soğutmak için bir ısı değiştirgeci işlemi görür.

Evaporatör:

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde evaporatör, soğutulmak istenen alandan ısıyı emerek alanı soğutmakla görevlendirilmiş basit bir ısı değiştirgecidir.

Pompa:

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan pompa, kaynatıcıya (generatör) sağlanacak zengin/fakir çözeltinin basıncını arttırmak için kullanılır.

Kısılma Vanası:

Bir absorbsiyonlu soğutma sisteminde, biri zengin/fakir çözelti ve diğeri soğutucu akışkan için en az iki kısılma vanası kullanılır. Fakir/zengin çözelti için kullanılan kısılma vanası, zengin/fakir çözeltinin absorbere olan basıncının düşürülmesiyle görevlendirilir. Soğutucu akışkan için kullanılan kısılma vanası ise, buharlaştırıcıya giren doymuş karışımdaki buhar içeriğini arttırmak için soğutucu akışkan basıncının aniden düşürüldüğü bir kısma vanası olarak işlev görür.

2.3. Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi

Bu bölümde absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamiğin 1. ve 2. Kanun analizi yapılmıştır.

2.3.1. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin birinci kanuna göre analizi

Şekil 2.3.'te gösterilen absorbsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analizi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Sistemin termodinamik analizi sürekli rejim şartlarında yapılmıştır.
- Jeneratörden ayrılan soğutucu akışkan buharının sıcaklığı ve basıncı jeneratör sıcaklığı ve basıncındadır.
- Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında (saf su veya amonyaktır) ve yoğuşturucu sıcaklığında yoğuşturucudan çıkmaktadır.

- Buharlaştıcıdan ayrılan soğutucu akışkan buharı kuru doymuş buhar şartlarında ve buharlaştırıcı sıcaklığındadır.
- Absorberden ayrılan eriyik, absorber basınç ve sıcaklığında denge halindedir.
- Jeneratörden ayrılan eriyik, jeneratör basınç ve sıcaklığında denge halindedir.
- Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Absorber, jeneratör, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı gibi elemanların çevreye ısı kaybı yoktur.

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin birinci kanun kapsamındaki analizi için aşağıdaki formüller kullanılmıştır.

Süreklilik denklemi

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_ç \tag{2.1}$$

Termodinamiğin 1. kanunu

$$\sum \dot{Q} - \sum \dot{W} = \sum H_ç - \sum H_g \tag{2.2}$$

Absorberdeki kütle ve enerji denge eşitlikleri

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_6 + \dot{m}_{10} \tag{2.3}$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_6 x_6 + \dot{m}_{10} x_{10} \tag{2.4}$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_{10} h_{10} \tag{2.5}$$

Generatördeki (kaynatıcı) kütle ve enerji denge eşitlikleri

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \tag{2.6}$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 \tag{2.7}$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \tag{2.8}$$

Yoğuşturucuda (kondenser) kütle ve enerji eşitlikleri

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \tag{2.9}$$

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_7(h_7 - h_8) \quad (2.10)$$

Buharlaştırıcıda (evaporatör) kütle ve enerji eşitlikleri

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (2.11)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{10}(h_{10} - h_9) \quad (2.12)$$

Eriyik Isı Değiştirgecinde kütle ve enerji eşitlikleri

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (2.13)$$

$$x_2 = x_3 \quad (2.14)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (2.15)$$

$$x_4 = x_5 \quad (2.16)$$

$$\dot{Q}_{EID} = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5 \quad (2.17)$$

Eriyik genleşme valfindeki kütle ve enerji eşitlikleri

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (2.18)$$

$$x_5 = x_6 \quad (2.19)$$

$$h_5 = h_6 \quad (2.20)$$

Soğutucu akışkan genleşme valfindeki kütle ve enerji eşitlikleri

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (2.21)$$

$$h_8 = h_9 \quad (2.22)$$

Pompa için enerji ve kütle eşitlikleri

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.23)$$

$$x_1 = x_2 \quad (2.24)$$

$$\dot{W}_P = \dot{m}_1(h_2 - h_1) \quad (2.25)$$

Sistemin termodinamik analizini yapabilmek için dolaşım oranı, kütlesel debiler ve konsantrasyonlar cinsinden yazılabilir.

LiBr-H_2O için

$$f = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_7} = \frac{x_3}{x_4 - x_3} \tag{2.26}$$

NH_3-H_2O için

$$f = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_7} = \frac{1 - x_4}{x_3 - x_4} \tag{2.27}$$

Soğutma Tesir Katsayısı (STK-COP)

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + \dot{W}_P} \tag{2.28}$$

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan akışkanların her bir sistem durumu için termodinamik özellikleri tablolar halinde verilmiştir. Bulunan termodinamik özellikler Q_E=50 kW, T_G=85°C, T_A=T_K=40°C, T_E=10°C, ϵ_{EID}=0,6, η_P=0,8 değerleri için hesaplanmıştır.

Tablo 2.2. LiBr-H_2O çevrimi için termodinamik özellikler

No.	T (°C)	P (kPa)	X (%)	ṁ (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	40	1,228	54,91	0,2547	94,05	0,2461
2	40	7,381	54,91	0,2547	94,06	0,2461
3	63,31	7,381	54,91	0,2547	141,9	0,3937
4	85	7,381	59,91	0,2334	203,8	0,4808
5	58	7,381	59,91	0,2334	151,6	0,3291
6	58	1,228	59,91	0,2334	151,6	0,3291
7	85	7,381	-	0,02126	2659	8,51
8	40	7,381	-	0,02126	167,5	0,5723
9	10	1,228	-	0,02126	167,5	0,5942
10	10	1,228	-	0,02126	2519	8,899
11	95	101,3	-	3,231	398	1,25
12	90	101,3	-	3,231	377	1,193
13	32	101,3	-	3,107	134,1	0,464
14	37	101,3	-	3,107	155	0,532
15	32	101,3	-	2,533	134,1	0,464
16	37	101,3	-	2,533	155	0,532
17	18	101,3	-	2,39	75,56	0,2675
18	13	101,3	-	2,39	54,64	0,1951

Tablo 2.3. LiCl-H_2O çevrimi için termodinamik özellikler

No.	T (°C)	P (kPa)	X (%)	ṁ (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	40	1,228	42,33	0,1313	177,1	0,3483
2	40	7,381	42,33	0,1313	177,1	0,3484
3	60,58	7,381	42,33	0,1313	230,8	0,5143
4	85	7,381	50,51	0,1101	351,7	0,6484
5	58	7,381	50,51	0,1101	287,7	0,4625
6	58	1,228	50,51	0,1101	287,7	0,4625
7	85	7,381	-	0,02126	2659	8,51
8	40	7,381	-	0,02126	167,5	0,5723
9	10	1,228	-	0,02126	167,5	0,5942
10	10	1,228	-	0,02126	2519	8,899
11	95	101,3	-	3,087	398	1,25
12	90	101,3	-	3,087	377	1,193
13	32	101,3	-	2,963	134,1	0,464
14	37	101,3	-	2,963	155	0,532
15	32	101,3	-	2,533	134,1	0,464
16	37	101,3	-	2,533	155	0,532
17	18	101,3	-	2,39	75,56	0,2675
18	13	101,3	-	2,39	54,64	0,1951

Tablo 2.4. NH_3-H_2O çevrimi için termodinamik özellikler

No.	T (°C)	P (kPa)	X (%)	ṁ (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	40	615,3	54,39	0,3923	-57,15	0,4378
2	40,16	1555	54,39	0,3923	-55,68	0,4387
3	64,06	1555	54,39	0,3923	53,71	0,7752
4	85	1555	48,29	0,346	145,7	1,051
5	58,1	1555	48,29	0,346	21,72	0,6907
6	51,22	615,3	48,29	0,346	21,72	0,6949
7	85	1555	-	0,04623	1625	5,56
8	40	1555	-	0,04623	390,6	1,645
9	10	615,3	-	0,04623	390,6	1,675
10	10	615,3	-	0,04623	1472	5,494
11	95	101,3	-	4,967	398	1,25
12	90	101,3	-	4,967	377	1,193
13	32	101,3	-	4,686	134,1	0,464
14	37	101,3	-	4,686	155	0,532
15	32	101,3	-	2,729	134,1	0,464
16	37	101,3	-	2,729	155	0,532
17	18	101,3	-	2,39	75,56	0,2675
18	13	101,3	-	2,39	54,64	0,1951

Tablo 2.5. Üç çevrimin aynı çalışma koşullarında birinci kanun analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Sistem Bileşenleri	Isıl Kapasiteler (kW)		
	$LiBr-H_2O$	$LiCl-H_2O$	NH_3-H_2O
Generatör (Kaynatıcı)	67,96	64,94	104,5
Kondenser (Yoğuşturucu)	52,97	52,97	57,08
Evaporatör (Buharlaştırıcı)	50	50	50
Absorber	64,99	61,96	97,99
Pompa	0,001217	0,0008	0,5781
Eriyik Isı Değiştirgeci	12,2	7,047	42,91
COP	0,7357	0,770	0,475
f	10,98	5,716	8,484

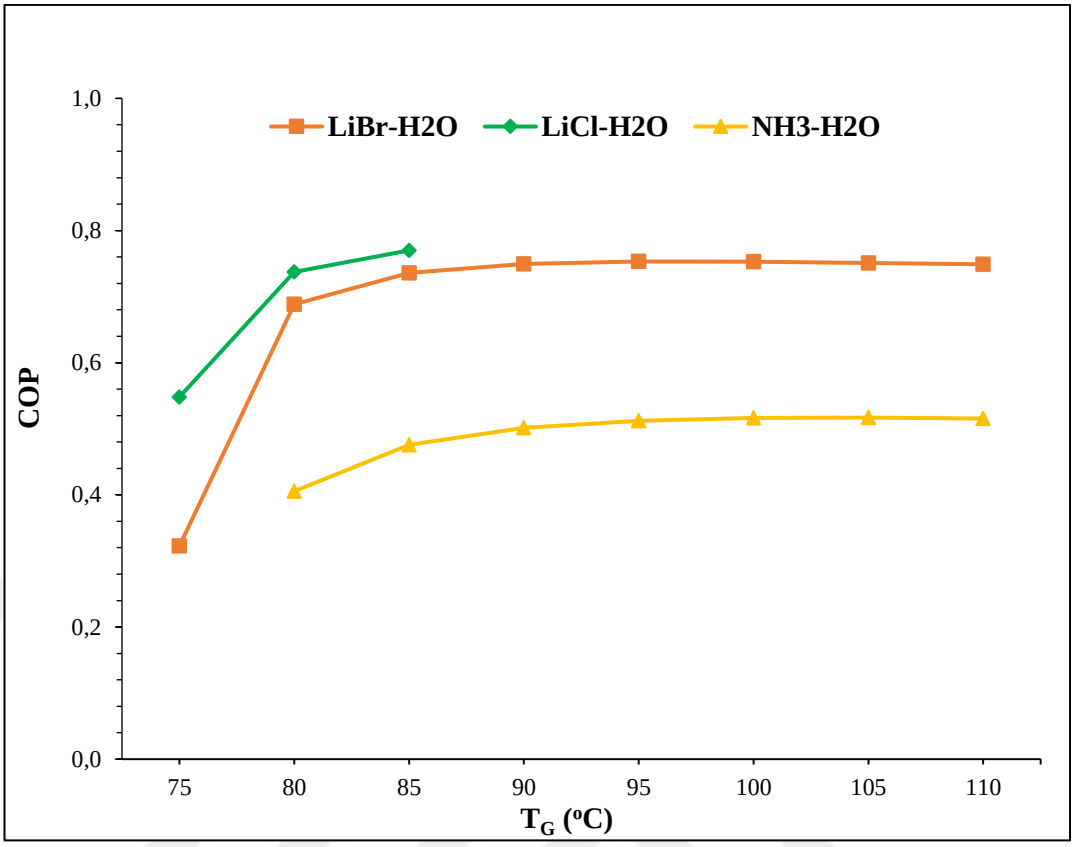
Tablo 2.5.'te görüldüğü üzere üç çevrimin aynı çalışma koşullarında çalıştığında en yüksek COP değerinin 0,770 ile $LiCl-H_2O$ çevrimine, en düşük COP değerinin ise 0,475 ile NH_3-H_2O çevrimine ait olduğu görülmektedir. Dolaşım oranında ise $LiCl-H_2O$ çevrimine diğer iki çevrimine göre daha düşük olduğu görülmektedir. İncelemeler doğrultusunda evaporatör ve kondenserin ısıl yüklerinin generatör ve absorbere göre düşük olduğu görülmüştür bu farklılığın nedeninin ise saf sıvılarda bulunmayan çözelti karışım sıcaklığından olduğu sonucuna varılmıştır (Talbi ve Agnew, 2000).

2.3.2. Absorbsiyonlu soğutma sistemini oluşturan sistem bileşenlerinin farklı sıcaklık değerlerine göre birinci kanun analizi

Absorbsiyonlu soğutma sistemini oluşturan sistem bileşenleri için termodinamiğin birinci kanununa göre analizi yapılarak sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

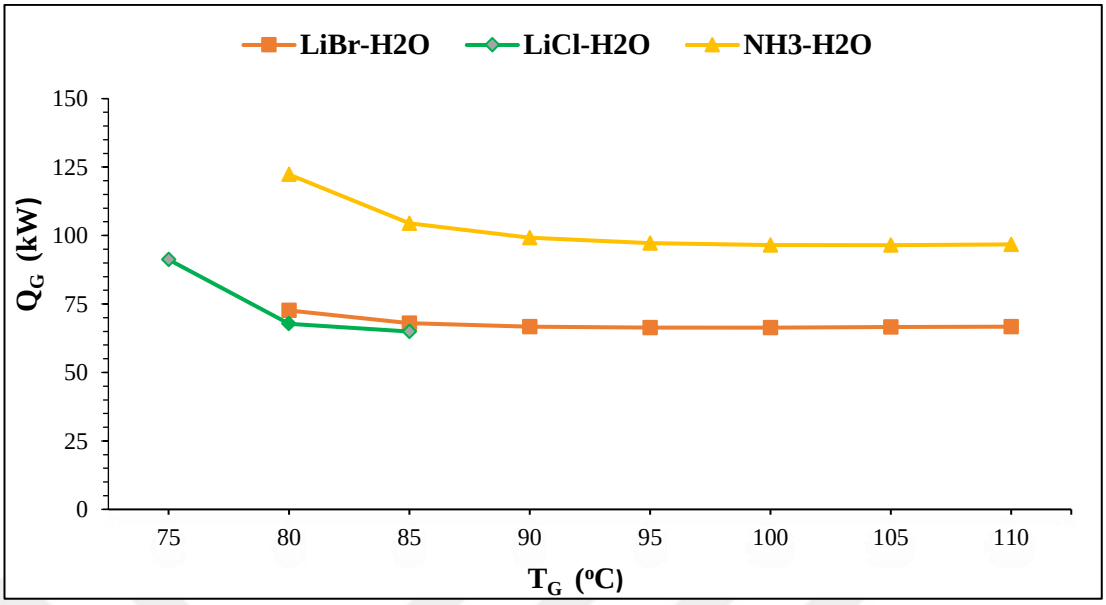
2.3.2.1. Generatör (Kaynatıcı) sıcaklık değerlerine göre birinci kanun analizi

Q_E=50 kW, $T_A=T_K$=40°C, T_E=10°C, ϵ_{EID}=0,6, η_P=0,8 değerleri sabit tutulup, generatör sıcaklığı T_G=75-110°C sıcaklıklarında çevrimlerin analizi yapılmıştır.



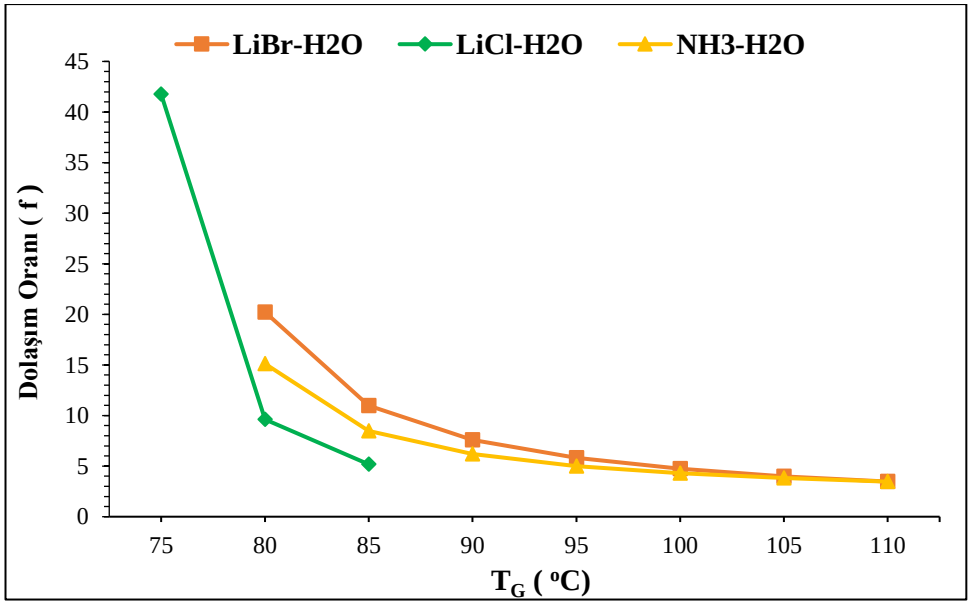
Şekil 2.5. Generatör sıcaklığıyla sistemin COP değişimi

Şekil 2.5.'te görüldüğü üzere generatör sıcaklığı arttıkça üç çevriminde COP değerlerinin arttığı görülmektedir. Bu artışın sebebi generatör sıcaklığı arttıkça zengin ve fakir eriyik konsantrasyonları arasındaki farkın artmasından kaynaklanmaktadır. Üç çevrimin COP değerleri karşılaştırıldığında en yüksek COP değerinin 0,770 ile 85ºC'de LiCl-H_2O çevriminde olduğu görülmüştür. LiCl-H_2O çevrimi şekilden görüldüğü gibi 75-85ºC arasında çalışmaktadır. Çünkü LiCl-H_2O çevriminde 85ºC sıcaklığında %51 konsantrasyon değerini geçtiğinde kristalizasyon olayı gözlemlenmektedir. Ancak LiBr-H_2O akışkan çevriminde bu kristalizasyon 110ºC'den sonra %70 konsantrasyonu geçtiği için sistem performansında düşüş gözlemlenmektedir. Karşılaştırılan çevriminde en düşük COP değeri ise 0,405 ile düşük sıcaklıktaki çalışma koşullarında diğer iki çevrimine göre verimi düşük olan NH_3-H_2O çevriminde 80ºC'de görülmektedir.



Şekil 2.6. Generatör sıcaklığıyla generatörün ısıl kapasite değişimi

Şekil 2.6.'da generatör sıcaklığı arttıkça üç çevrim içinde generatör ısıl kapasitelerinde düşüş görülmektedir. Bunun nedeni ise generatör sıcaklığı arttığında soğutucu akışkan ve absorbent çiftinin birbirinden daha kolay ayrıldığı ve bu sayede gerekli ısıl kapasitenin azaldığı sonucu elde edilmektedir. Üç çevrim karşılaştırıldığında ise LiCl-H_2O çevriminin en düşük, bunu LiBr-H_2O ve en yüksek olarak NH_3-H_2O çevriminin generatör ısıl kapasitesine ihtiyacı olduğu gözlemlenmiştir. LiCl-H_2O çevrimi için gerekli olan kapasitenin NH_3-H_2O çevrimi ile karşılaştırıldığında 80ºC'de %48 daha düşük olduğu sonucuna varılmıştır.

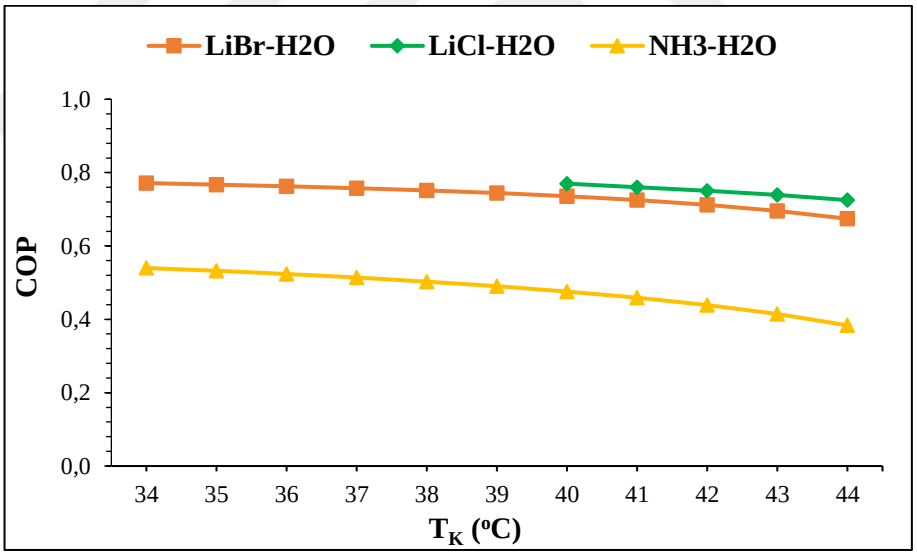


Şekil 2.7. Generatör sıcaklığıyla dolaşım oranı değişimi

Şekil 2.7.'de görüldüğü gibi üç çevrimin generatör sıcaklığıyla absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde önemli bir tasarım parametresi olan dolaşım oranının değişimi görülmektedir. LiCl-H_2O çevriminin davranışı sistem sıcaklık ve basınçlarına göre diğer iki akışkan çifti ile karşılaştırıldığında çok hassastır. Bu nedenle belirlenen çalışma aralıklarında 75°C'de LiCl-H_2O çevriminin dolaşım oranı çok yüksek görülmekte olup, diğer çalışma sıcaklıklarında en düşük dolaşım oranı LiCl-H_2O çevriminde, bunu NH_3-H_2O çevrimi ve en yüksek dolaşım oranı ise LiBr-H_2O çevrimin olduğu sonucu elde edilmektedir. Bu sonucun nedeni irdelendiğinde ise generatör sıcaklığı arttıkça generatörden çıkan eriyikle absorberden gelen eriyiğin arasındaki konsantrasyon farkının artmasından kaynaklanmaktadır.

2.3.2.2. Kondenser (Yoğuşturucu) sıcaklık değerlerine göre birinci kanun analizi

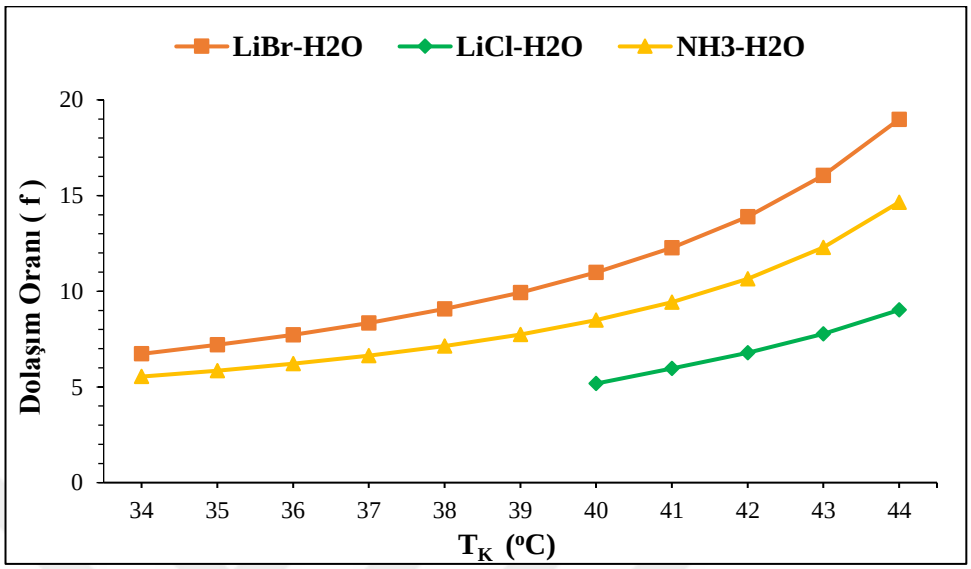
Q_E=50 kW, T_G=85°C, T_A= 40°C, T_E=10°C, ϵ_{EID}=0,6, η_P=0,8 değerleri sabit tutulup, kondenser sıcaklığı T_K=34-44°C aralığında değiştirilerek sistemin analizi yapılmıştır.



Şekil 2.8. Kondenser sıcaklığıyla COP değişimi

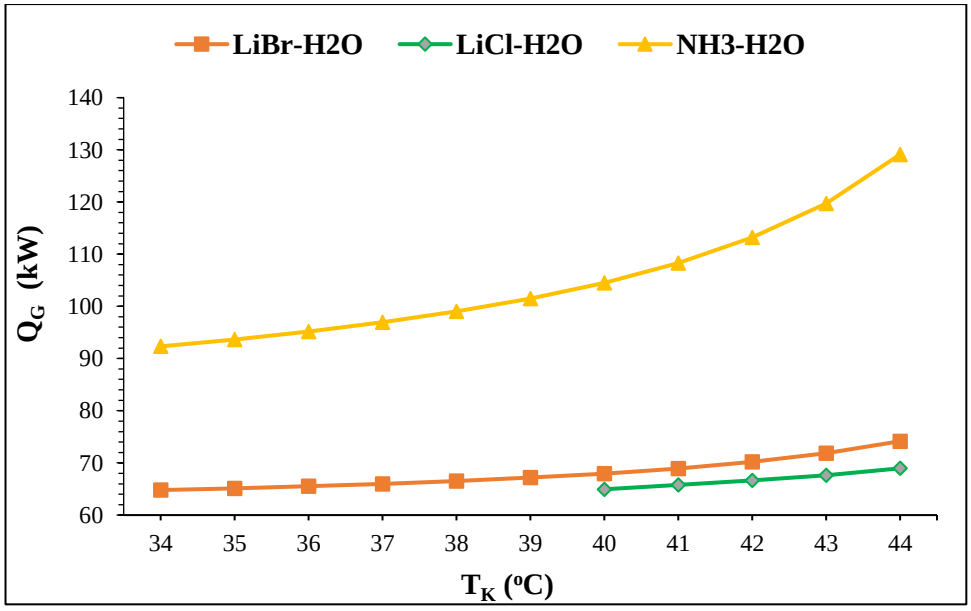
Kondenser (yoğuşturucu) sıcaklığına göre değişim üç çevrim için COP değişimi Şekil 2.8.'de verilmektedir. Kondenser sıcaklığı arttıkça üç çevriminde COP değerlerinde azalma olduğu görülmektedir. Bunun nedeni generatörden çıkan eriyiğin termofiziksel özellikleri kondenser sıcaklığının artmasıyla değişmekte ve daha yüksek generatör ısıl kapasitesi gerektirmesinden kaynaklı olduğu sonucu elde edilmektedir. LiCl-H_2O çevrimde 40°C altındaki sıcaklıklarda belirlenen çalışma koşullarında kondenser sıcaklığından kaynaklı kristalleşme olayı görülmektedir. Üç sistem karşılaştırıldığında

en yüksek COP değerlerinin sırasıyla LiCl-H_2O, LiBr-H_2O ve NH_3-H_2O çevriminde olduğu görülmektedir.



Şekil 2.9. Kondenser sıcaklığıyla dolaşım oranı değişimi

Kondenser sıcaklığı arttıkça üç çevriminde dolaşım oranlarında artış görülmektedir. (Şekil 2.9.). Bu nedeni ise yoğuşturucu sıcaklığının artmasıyla beraber generatör basıncının artması ve generatörden çıkan eriyik konsantrasyonunun absorberden çıkan eriyik konsantrasyon değerine yaklaşmasıdır. En düşük dolaşım oranları sırasıyla LiCl-H_2O, NH_3-H_2O ve en yüksek dolaşım oranı ise LiBr-H_2O çevrimine ait olduğu görülmektedir.

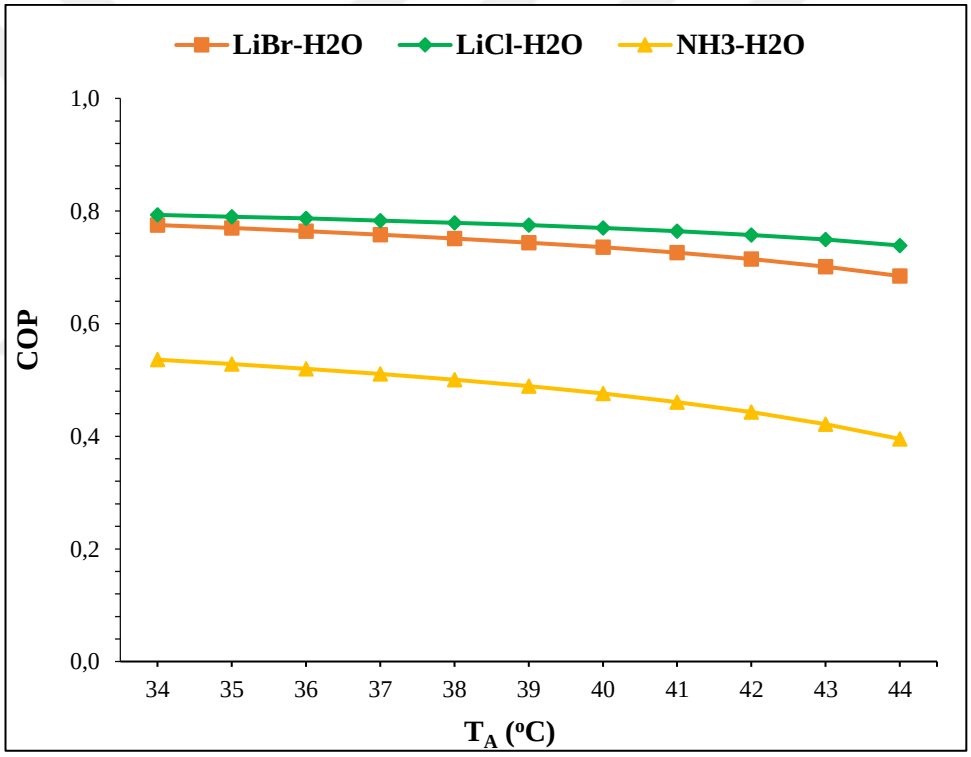


Şekil 2.10. Kondenser sıcaklığıyla generatörün ısıl kapasite değişimi

Şekil 2.10.'da kondenser sıcaklığı arttıkça generatör için gerekli olan ısıl kapasitenin üç çevrim içinde arttığı görülmektedir. İncelenen çevrimlerde LiCl-H_2O ve LiBr-H_2O çevrimleri için gerekli olan ısıl kapasitenin birbirine yakın olduğu ancak NH_3-H_2O çevriminde diğer iki çevrime göre daha yüksek ısıl kapasite gerekmektedir (Şekil 2.10.).

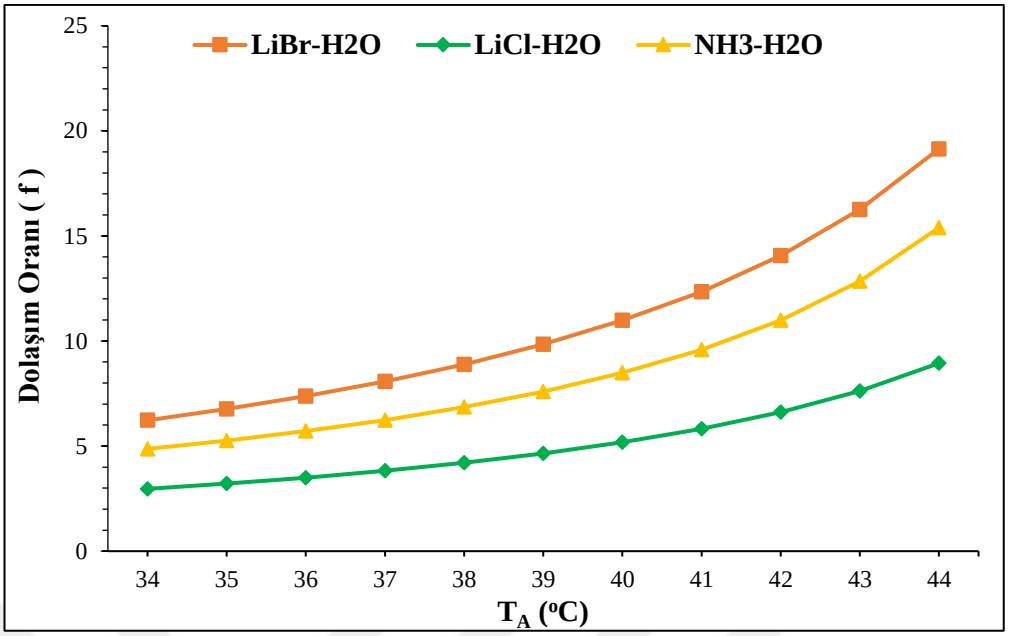
2.3.2.3. Absorber sıcaklık değerlerine göre birinci kanun analizi

Q_E=50 kW, T_G=85°C, T_K= 40°C, T_E=10°C, ϵ_{EID}=0,6, η_P=0,8 değerleri sabit tutulup, absorber sıcaklığı T_A=34-44°C sıcaklık aralıklarında değiştirilerek sistemin analizi yapılmıştır.



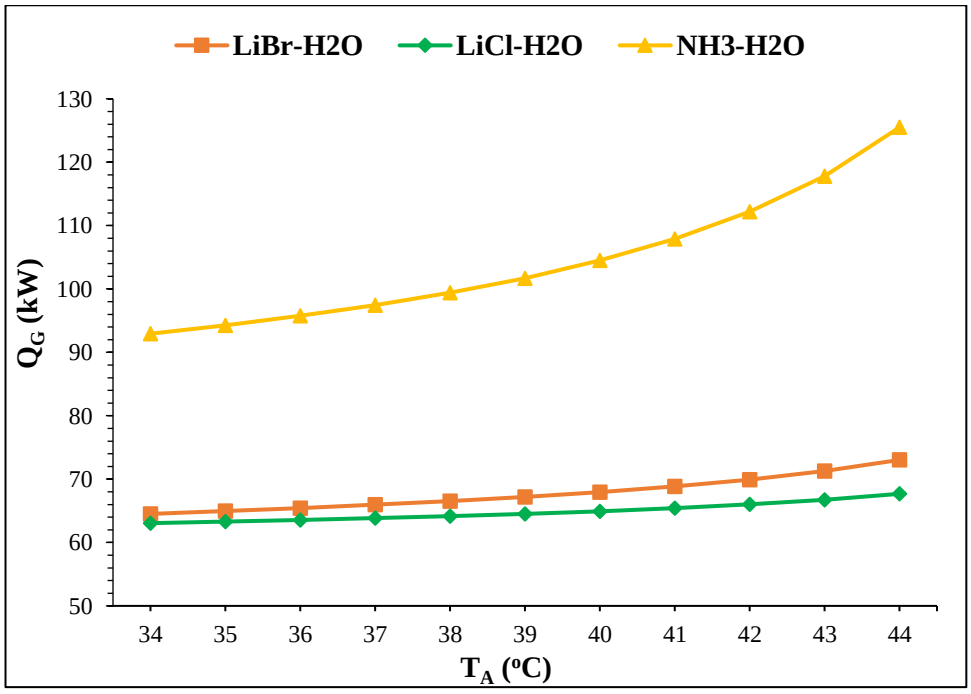
Şekil 2.11. Absorber sıcaklığıyla COP değişimi

Şekil 2.11.'de görüldüğü gibi absorber sıcaklığının artmasıyla beraber üç çevrimin COP değerlerinde düşüş görülmektedir. Bu sonucun nedeni irdelendiği ise absorber sıcaklığının artmasıyla absorberden çıkan eriyik konsantrasyonun artmasından kaynaklandığı sonucu elde edilmektedir. LiCl-H_2O ve LiBr-H_2O çevrimleri için azalış düşük seviyede görülürken NH_3-H_2O çiftinde yaklaşık %27 azalış görülmektedir.



Şekil 2.12. Absorber sıcaklığıyla dolaşım oranı değişimi

Absorber sıcaklığının artmasıyla beraber üç çevriminde dolaşım oranının arttığı Şekil 2.12.'de görülmektedir. Bunun nedeni absorber sıcaklığının artmasıyla absorberden gelen eriyik konsantrasyonuyla generatörden ayrılan eriyik konsantrasyonu arasındaki farkın artmasından kaynaklanmaktadır. En yüksek dolaşım oranı değerlerinin LiBr-H_2O çevrimine ait iken, en düşük dolaşım oranının ise LiCl-H_2O çevrimine ait olduğu görülmektedir.

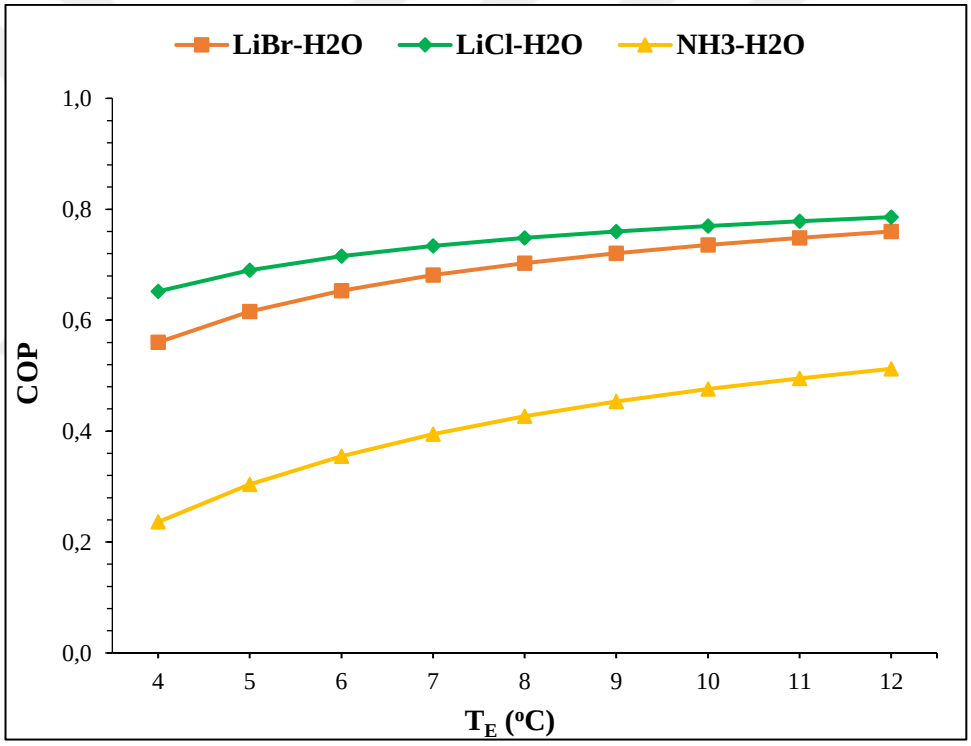


Şekil 2.13. Absorber sıcaklığıyla generatör ısıl kapasistesinin değişimi

Şekil 2.13.'te absorber sıcaklığı ile generatör ısıl kapasitesinin değişimi görülmektedir. Buna göre absorber sıcaklığı arttıkça generatör için gerekli olan ısıl kapasitenin de arttığı görülmektedir. Bunun nedeni ise absorber sıcaklığı arttıkça sistemin dolaşım oranının artmasıdır. LiCl-H_2O ve LiBr-H_2O çevrimlerinde artış düşük seviyede olurken NH_3-H_2O çevriminde yüksek bir artış sonucu elde edilmektedir.

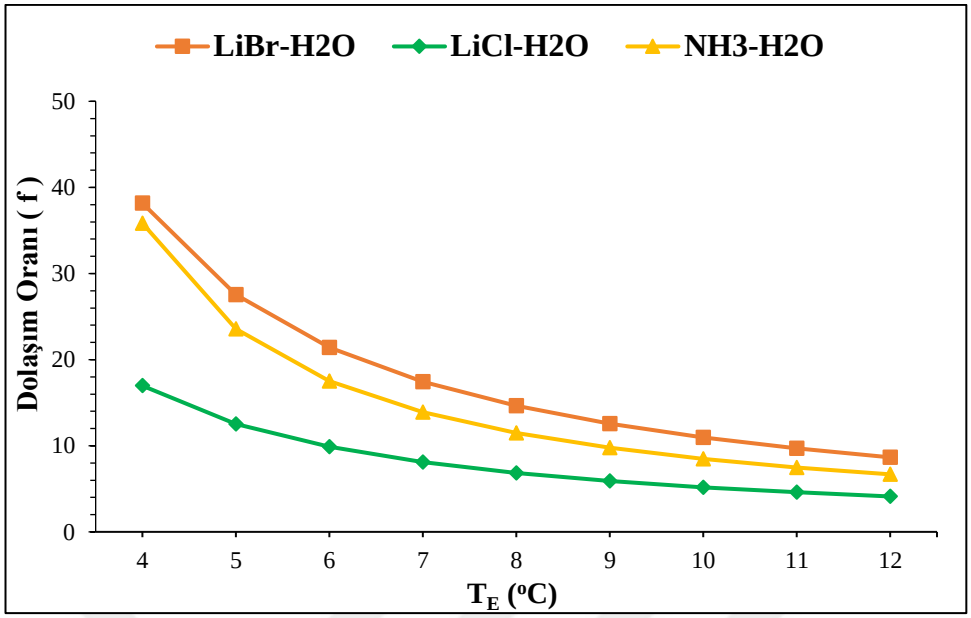
2.3.2.4. Evaporatör (Buharlaştırıcı) sıcaklık değerlerine göre birinci kanun analizi

Q_E=50 kW, T_K= 40°C, T_G=85°C, ϵ_{EID}=0,6, η_P=0,8 değerleri sabit tutulup, evaporatör sıcaklığı T_E=4-12°C aralıklarında değiştirilerek sistemin analizi yapılmıştır.



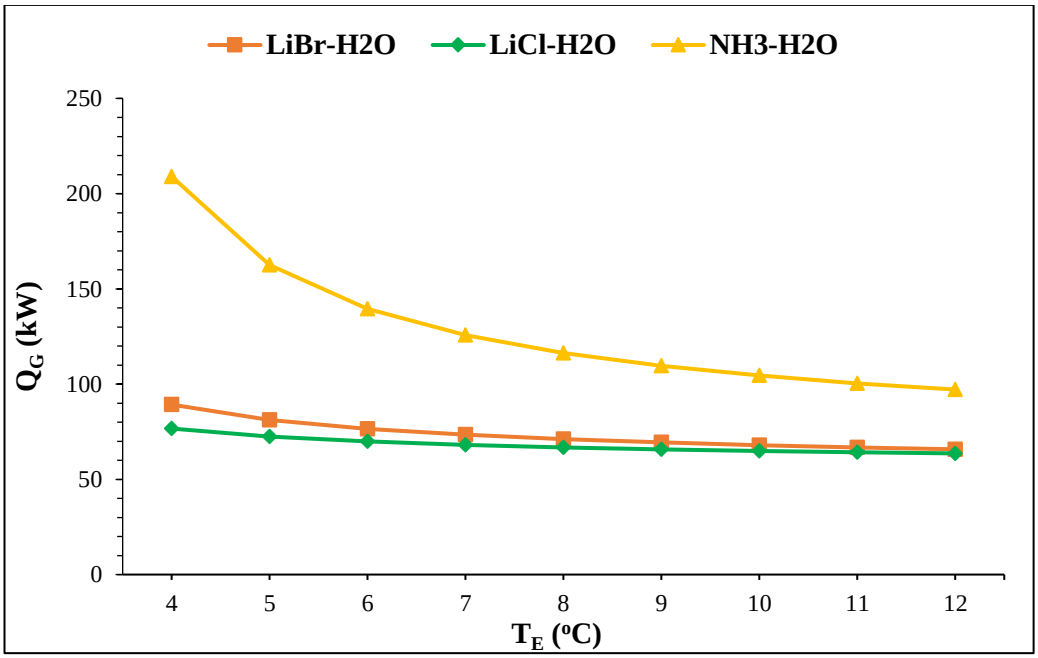
Şekil 2.14. Evaporatör sıcaklığıyla COP değişimi

Evaporatör sıcaklığının artmasıyla üç çevriminde COP değerlerindeki artış Şekil 2.14.'te görülmektedir. Böylece evaporatör sıcaklığının artmasıyla beraber absorberden çıkan eriyik konsantrasyonun değişimi ve dolaşım oranının azalmasından kaynaklı generatör ısıl yükünün azalması olduğu sonucuna varılmaktadır. İncelenen çevrimlerden en yüksek COP değeri 0,785 ile LiCl-H_2O'da, en düşük COP değeri ise NH_3-H_2O çevriminde gözlemlenmiştir.



Şekil 2.15. Evaporatör sıcaklığı değişimiyle dolaşım oranı değişimi

Şekil 2.15.'te evaporatör sıcaklığının artmasıyla beraber incelenen üç çevrimin dolaşım oranlarının azaldığı görülmekte olup, en düşük dolaşım oranının LiCl-H_2O çevriminde iken, en yüksek dolaşım oranının ise LiBr-H_2O çevriminde olduğu söylenebilir.



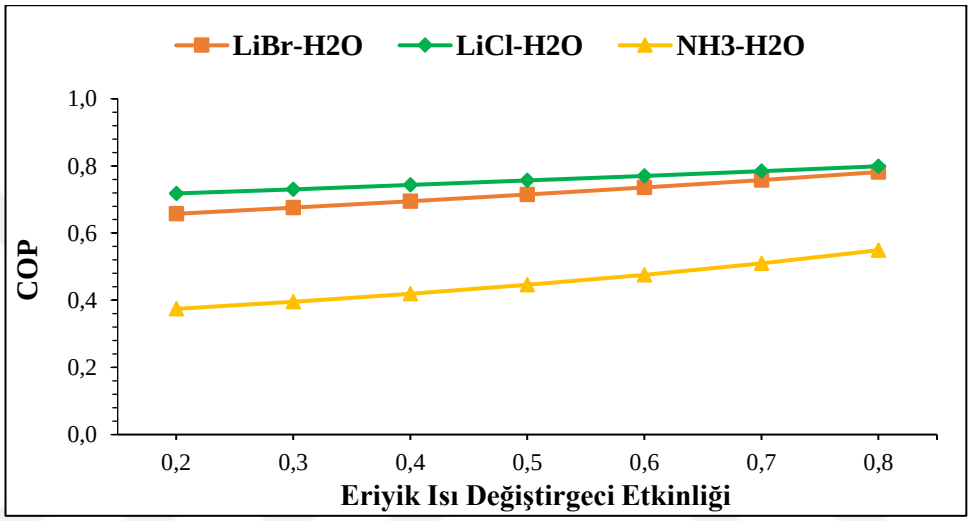
Şekil 2.16. Evaporatör sıcaklığı değişimiyle generatör ısıl kapasitesinin değişimi

Şekil 2.16.'da ise evaporatör evaporatör sıcaklığının artmasıyla üç çevrimde generatör ısıl kapasitenin azaldığı gözlemlenmektedir. Sistemler karşılaştırıldığında ise NH_3-

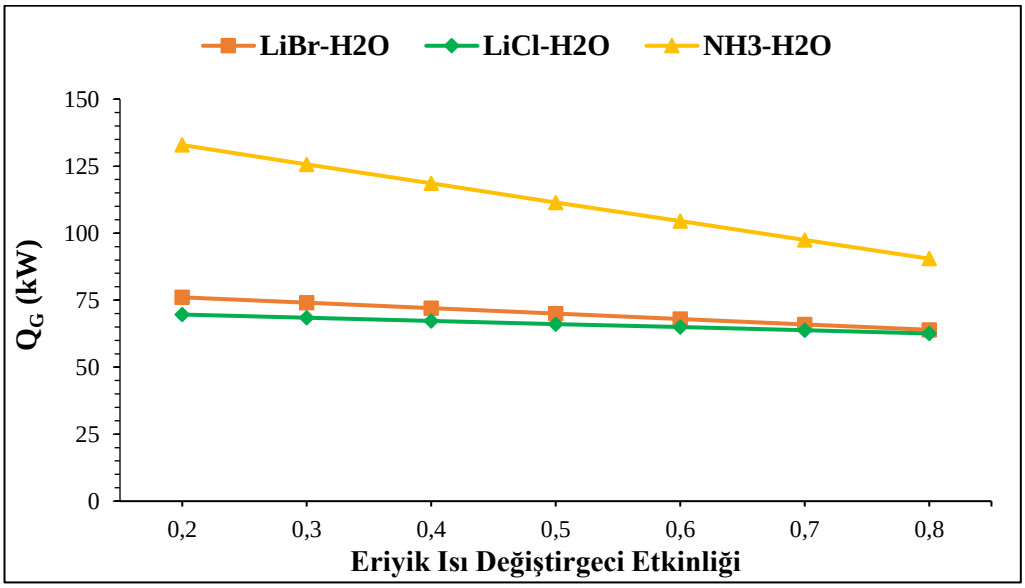
H_2O ile çalışan çevrimin diğer iki çevrime göre daha yüksek bir azalış gösterdiği, diğer iki çevrimde ise evaporatör sıcaklığı artışıyla beraber generatör ısıl kapasitelerinin birbirine yaklaştığı görülmektedir.

2.3.2.5. Eriyik ısı değiştirici etkinliğine göre birinci kanun analizi

Q_E=50 kW, T_G=85°C, T_A=T_K =40°C, T_E=10°C, η_P=0,8 sabit tutulup, eriyik ısı değiştirici etkinliği ϵ_{EID}=0,2-0,8 değerleri arasında değiştirilmiştir.



Şekil 2.17. Eriyik ısı değiştirici etkinliği ile COP değişimi



Şekil 2.18. Eriyik ısı değiştirgeci etkinliği ile generatörün ısıl kapasite değişimi

Şekil 2.17.-18.'de görüldüğü üzere eriyik ısı değiştirgeci etkinliğinin artışıyla üç çevrimde COP artışı gözlemlenirken, generatör ısıl kapasitelerinde düşüş

görülmektedir. Bunun nedeninin eriyik ısı değiştirgeci etkinliğinin artışıyla beraber absorberden çıkan eriyiğin daha yüksek bir sıcaklıkta generatöre girdiği ve bunun sayesinde soğutucu akışkanla absorbent çiftinin generatörde ayrılması için daha az ısıl yük verilmesini sağladığı sonucu elde edilmektedir. Bu gözlemler ve sonuçlar doğrultusunda en yüksek COP değerinin LiCl-H_2O çevrimde 0,798 olduğu ancak ısı değiştirici etkinliğinin artışıyla LiBr-H_2O çevriminin LiCl-H_2O çevrimine yaklaştığı görülmektedir.

2.3.3. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin ikinci kanuna göre (Ekserji) analizi

Ekserji, bir sistemi çevre koşullarına indirgeyerek bir sistemden elde edilecek maksimum faydalı iş miktarı olarak tanımlanır. Termodinamiğin birinci yasa analizinde, tüketilen enerji miktarı iş ve ısı arasındaki fark dikkate alınmaksızın hesaplanır, ikinci yasa (ekserji) analizinde ise tersinmezliklerin neden olduğu ekserji kaybı hesaplanır. Ekserji, enerji yerine bir sistem için hesaplanırsa, enerji nitelikleri arasındaki fark da dikkate alınır, bu nedenle sistemleri ekserji temelinde değerlendirmek daha uygun olur (Sözen, 2003).

Ekserji analizi birinci yasa analizinin yanı sıra döngü performansına alternatif bir bakış açısı sunar. Mühendislik bakış açısından sistemdeki tüm ısı değişim bileşenleri maksimum verimlilikle tasarlanmalıdır bunu sağlamak için ekserji analizi farklı bileşenlerdeki kayıpların birbirine nasıl bağlı olduğunu ve belirli bir tasarımın en iyi performans için hangi bileşenin geliştirilebileceği hakkında bilgi verir (Aphornratana ve Eames, 1995).

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde ekserji verimliliğini düşüren tersinmezlikler üç ana faktörden kaynaklanmaktadır. Bunlar sistem elemanlarında eksik ısı ve kütle transferi, karışım kayıpları ve dolaşım kayıplarıdır (Şencan ve diğ., 2005).

Saf maddenin ekserjisi şu şekilde yazılabilir (Çengel ve Boles, 2007),

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \qquad (2.29)$$

kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edilirse,

$$e = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \qquad (2.30)$$

Eşitlik 3.29. ve 3.30.'da ki 0 indisleri akışkanın ölü halde durumunu belirtmektedir.

$$E = \dot{m}e \tag{2.31}$$

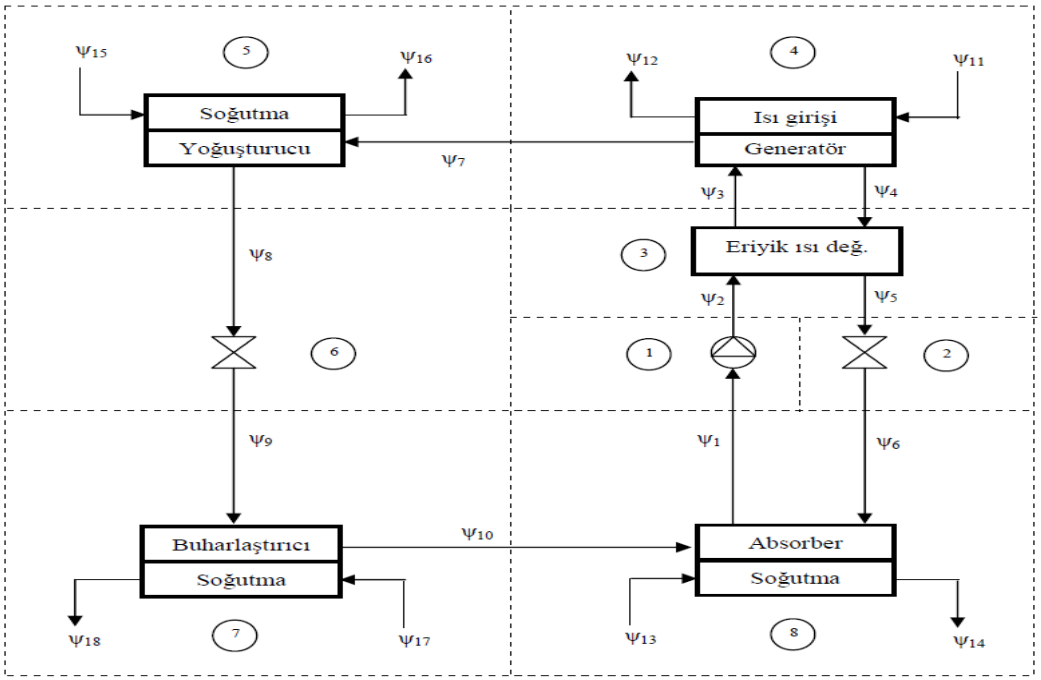
Sistemi oluşturan her bir eleman kontrol hacmi olarak ele alınırsa,

$$\Delta E = \sum \dot{m}_g \dot{e}_g - \sum \dot{m}_ç \dot{e}_ç - \left[\sum Q\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)_g - \sum Q\left(1 - \frac{T_0}{T}\right)_ç\right] + \sum W \tag{2.32}$$

eşitliğin sağ tarafındaki ilk iki terim giren ve çıkan toplam ekserjileri ifade etmektedir, üçüncü ve dördüncü terimler ise sabit bir T sıcaklığında transfer edilen ısının ekserjisini ifade eder, son terim ise giren veya çıkan mekanik enerjiyi temsil eder (Talbi ve Agnew, 2000).

Absorbsiyonlu sistemin ekserji analizi yapılırken aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Sistem ve çevre arasındaki ısı kayıpları ve kazançları ihmal edilmiştir.
- Sistem elemanlarındaki ve borulardaki sürtünme ve basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- T_0=298,15 K ve P_0=101,325 kPa alınmıştır.
- $T_{11}=T_G+10^oC$, $T_{12}=T_G+5^oC$, $T_{13}=T_A-8^oC$, $T_{14}=T_A-3^oC$, $T_{15}=T_K-8^oC$, $T_{16}=T_K-3^oC$, $T_{17}=T_E+8^oC$ ve $T_{18}=T_E+3^oC$ alınmıştır.



Şekil 2.19. Absorbsiyonlu sistemin tüm ekserji akışının gösterimi (Şencan, 2004)

Pompa

$$E_P = E_1 + W_P - E_2 \quad (2.33)$$

Genleşme Vanası

$$E_{GV} = E_5 - E_6 \quad (2.34)$$

Eriyik Isı Değiştirici

$$E_{EID} = E_2 + E_4 - E_3 - E_5 \quad (2.35)$$

Generatör (Kaynatıcı)

$$E_G = E_3 + E_{11} - E_4 - E_7 - E_{12} \quad (2.36)$$

Kondenser (Yoğuşturucu)

$$E_K = E_7 + E_{15} - E_8 - E_{16} \quad (2.37)$$

Genleşme Vanası

$$E_{GV-2} = E_8 - E_9 \quad (2.38)$$

Evaporatör (Buharlaştırıcı)

$$E_E = E_9 + E_{17} - E_{10} - E_{18} \quad (2.39)$$

Absorber

$$E_A = E_{10} + E_6 + E_{13} - E_1 - E_{14} \quad (2.40)$$

Toplam Tersinmezlik

$$E_T = E_P + E_{EID} + E_{GV} + E_G + E_K + E_{GV-2} + E_E + E_A \quad (2.41)$$

Absorbsiyonlu Soğutma Sistemin Ekserji (İkinci Yasa) Verimi

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin ikinci yasa verimi evaporatördeki soğutulmuş su ekserjisinin generatördeki ısı kaynağının ekserjisine oranı olarak tanımlanır (Lee ve Sheriff, 2001).

$$\eta_{II} = \frac{E_{18} - E_{17}}{E_{11} - E_{12}} \quad (2.42)$$

$$\text{Ekserji yıkım Yüzdeleri} = \frac{E_{komponent}}{E_T} \times 100 \quad (2.43)$$

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan akışkan çiftlerinin her bir sistem durumu için termodinamik özellikleri sırasıyla Tablo 2.5., Tablo 2.6. ve Tablo 2.7. olarak verilmektedir. Bulunan termodinamik özellikler Q_E=50 kW, T_G=85^{o}C, T_A= T_K =40^{o}C, T_E=10^{o}C, ϵ_{EID}=0,6, η_P=0,8 değerleri için yapılmıştır.

Tablo 2.6. LiBr-H_2O çevrimi için termodinamik özellikler

No.	T (^{o}C)	P (kPa)	X (%)	ṁ (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	E (kW)
1	40	1,228	54,91	0,2547	94,05	0,246	25,23	6,426
2	40	7,381	54,91	0,2547	94,06	0,246	25,23	6,426
3	63,31	7,381	54,91	0,2547	141,9	0,393	29,1	7,412
4	85	7,381	59,91	0,2334	203,8	0,480	65,02	15,18
5	58	7,381	59,91	0,2334	151,6	0,329	58	13,54
6	58	1,228	59,91	0,2334	151,6	0,329	58	13,54
7	85	7,381	-	0,02126	2659	8,51	126,1	2,681
8	40	7,381	-	0,02126	167,5	0,572	1,433	0,0304
9	10	1,228	-	0,02126	167,5	0,594	-5,116	-0,108
10	10	1,228	-	0,02126	2519	8,899	-129,7	-2,758
11	95	101,3	-	3,231	398	1,25	29,85	96,44
12	90	101,3	-	3,231	377	1,193	25,97	83,89
13	32	101,3	-	3,107	134,1	0,464	0,338	1,052
14	37	101,3	-	3,107	155	0,532	0,983	3,057
15	32	101,3	-	2,533	134,1	0,464	0,338	0,857
16	37	101,3	-	2,533	155	0,532	0,983	2,492
17	18	101,3	-	2,39	75,56	0,267	0,349	0,834
18	13	101,3	-	2,39	54,64	0,195	1,038	2,482

Tablo 2.7. LiCl-H_2O çevrimi için termodinamik özellikler

No.	T (^{o}C)	P (kPa)	X (%)	ṁ (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	E (kW)
1	40	1,228	42,33	0,1313	177,1	0,3483	77,81	10,22
2	40	7,381	42,33	0,1313	177,1	0,3484	77,81	10,22
3	60,58	7,381	42,33	0,1313	230,8	0,5143	81,99	10,77
4	85	7,381	50,51	0,1101	351,7	0,6484	162,9	17,93
5	58	7,381	50,51	0,1101	287,7	0,4625	154,3	16,99
6	58	1,228	50,51	0,1101	287,7	0,4625	154,3	16,99
7	85	7,381	-	0,02126	2659	8,51	126,1	2,681
8	40	7,381	-	0,02126	167,5	0,5723	1,433	0,03047
9	10	1,228	-	0,02126	167,5	0,5942	-5,116	-0,1088

Tablo 2.7. (Devam) LiCl-H_2O çevrimi için termodinamik özellikler

No.	T (°C)	P (kPa)	X (%)	ṁ (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	E (kW)
10	10	1,228	-	0,02126	2519	8,899	-129,7	-2,758
11	95	101,3	-	3,087	398	1,25	29,85	92,15
12	90	101,3	-	3,087	377	1,193	25,97	80,16
13	32	101,3	-	2,963	134,1	0,464	0,3385	1,003
14	37	101,3	-	2,963	155	0,532	0,9838	2,915
15	32	101,3	-	2,533	134,1	0,464	0,3385	0,8573
16	37	101,3	-	2,533	155	0,532	0,9838	2,492
17	18	101,3	-	2,39	75,56	0,2675	0,3492	0,8347
18	13	101,3	-	2,39	54,64	0,1951	1,038	2,482

Tablo 2.8. NH_3-H_2O çevrimi için termodinamik özellikler

No.	T (°C)	P (kPa)	X (%)	ṁ (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	e (kJ/kg)	E (kW)
1	40	615,3	54,39	0,3923	-57,15	0,4378	36,56	14,34
2	40,16	1555	54,39	0,3923	-55,68	0,4387	37,75	14,81
3	64,06	1555	54,39	0,3923	53,71	0,7752	46,84	18,37
4	85	1555	48,29	0,346	145,7	1,051	43,56	15,07
5	58,1	1555	48,29	0,346	21,72	0,6907	26,84	9,288
6	51,22	615,3	48,29	0,346	21,72	0,6949	25,6	8,858
7	85	1555	-	0,04623	1625	5,56	389,2	18
8	40	1555	-	0,04623	390,6	1,645	322	14,89
9	10	615,3	-	0,04623	390,6	1,675	312,9	14,46
10	10	615,3	-	0,04623	1472	5,494	255,6	11,82
11	95	101,3	-	4,967	398	1,25	29,85	148,3
12	90	101,3	-	4,967	377	1,193	25,97	129
13	32	101,3	-	4,686	134,1	0,464	0,3385	1,586
14	37	101,3	-	4,686	155	0,532	0,9838	4,61
15	32	101,3	-	2,729	134,1	0,464	0,3385	0,9237
16	37	101,3	-	2,729	155	0,532	0,9838	2,685
17	18	101,3	-	2,39	75,56	0,2675	0,3492	0,8347
18	13	101,3	-	2,39	54,64	0,1951	1,038	2,482

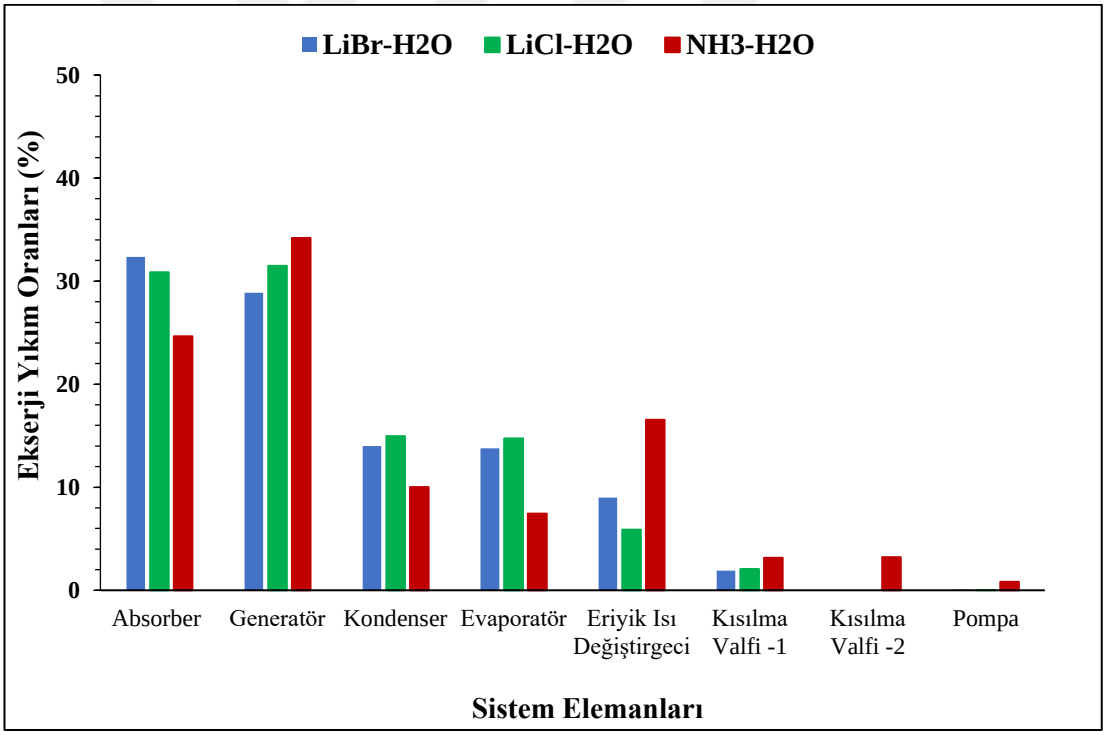
Tablo 2.9. Üç sistemin aynı çalışma koşullarında ikinci kanun analizi kapsamında karşılaştırılması

Sistem Bileşenleri	Ekserji Yıkımları (kW)		
	LiBr-H_2O	LiCl-H_2O	NH_3-H_2O
Generatör	2,097	2,14	4,594
Kondenser	1,016	1,016	1,348
Soğutucu Akışkan Kısma Valfi	0,1393	0,1393	0,4219
Evaporatör	1,002	1,002	0,999
Absorber	2,351	2,097	3,311
Pompa	0,004723	0,0007571	0,1101

Tablo 2.9. (Devam) Üç sistemin aynı çalışma koşullarında ikinci kanun analizi kapsamında karşılaştırılması

Sistem Bileşenleri	Ekserji Yıkımları (kW)		
	$LiBr\text{-}H_2O$	$LiCl\text{-}H_2O$	$NH_3\text{-}H_2O$
Çözelti Kısma Valfi	0	0	0,43
Eriyik Isı Değiştirgeci	0,6526	0,3994	2,22
TOPLAM	7,263	6,794	16,35
η_{II}	0,1313	0,1374	0,0853

Tablo 2.9.'da üç farklı akışkan çiftinin aynı çalışma koşullarında ikinci kanun analiz sonuçları verilmektedir. Yapılan karşılaştırma sonucunda en yüksek ekserji veriminin %13,740 ile $LiCl\text{-}H_2O$ çevriminde olduğu görülmektedir. Bunu, %13,130 ile $LiBr\text{-}H_2O$ çevrimi takip ederken, en düşük ekserji verimi ise %8,530 ile $NH_3\text{-}H_2O$ çevriminde olduğu görülmektedir.



Şekil 2.20. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin sistem elemanlarının ekserji yıkım yüzdeleri

Şekil 2.20.'de görüldüğü gibi üç farklı akışkan çiftinin aynı çalışma koşulları altındaki yapılan ekserji analizi doğrultusunda sistem elemanlarının ekserji yıkım yüzdeleri verilmektedir. Yapılan inceleme doğrultusunda $LiBr\text{-}H_2O$ çevriminde en yüksek ekserji yıkımı %32,37 ile absorberde oluşmaktadır. $NH_3\text{-}H_2O$ ve $LiCl\text{-}H_2O$ çevrimlerinde ise en yüksek ekserji yıkımı sırasıyla %34,2 ve %31,49 ile generatörde

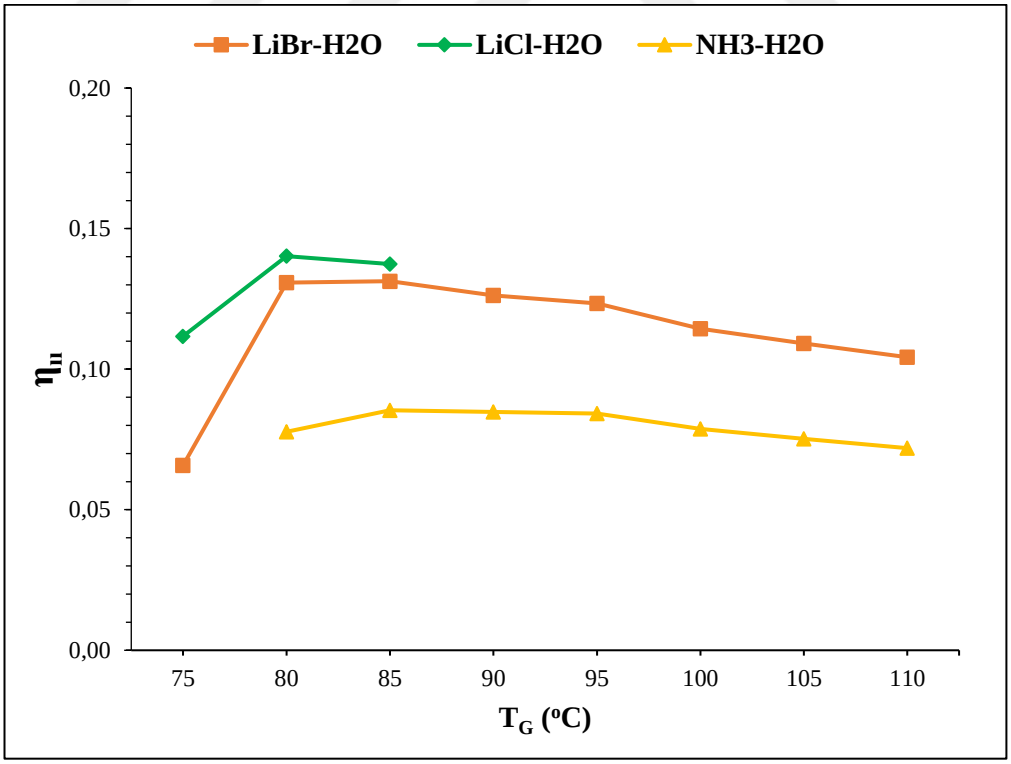
oluşurken en düşük ekserji yıkımı ise sırasıyla pompa ve çözelti kısılma valfinde oluşmaktadır. Generatör ve absorberdeki ekserji yıkımlarının yüksek olmasının nedeninin çözelti dolaşım oranının yüksek olması (Aphornratana ve Eames, 1998), evaporatördeki ekserji yıkımının nedeni ise çevre ve buharlaşan soğutucu akışkanın sıcaklık farkından kaynaklandığı (Şencan, 2005) sonucuna ulaşılmıştır.

2.3.4. Absorbsiyonlu soğutma sistemini oluşturan sistem bileşenlerinin farklı sıcaklık değerlerine göre ikinci kanun analizi

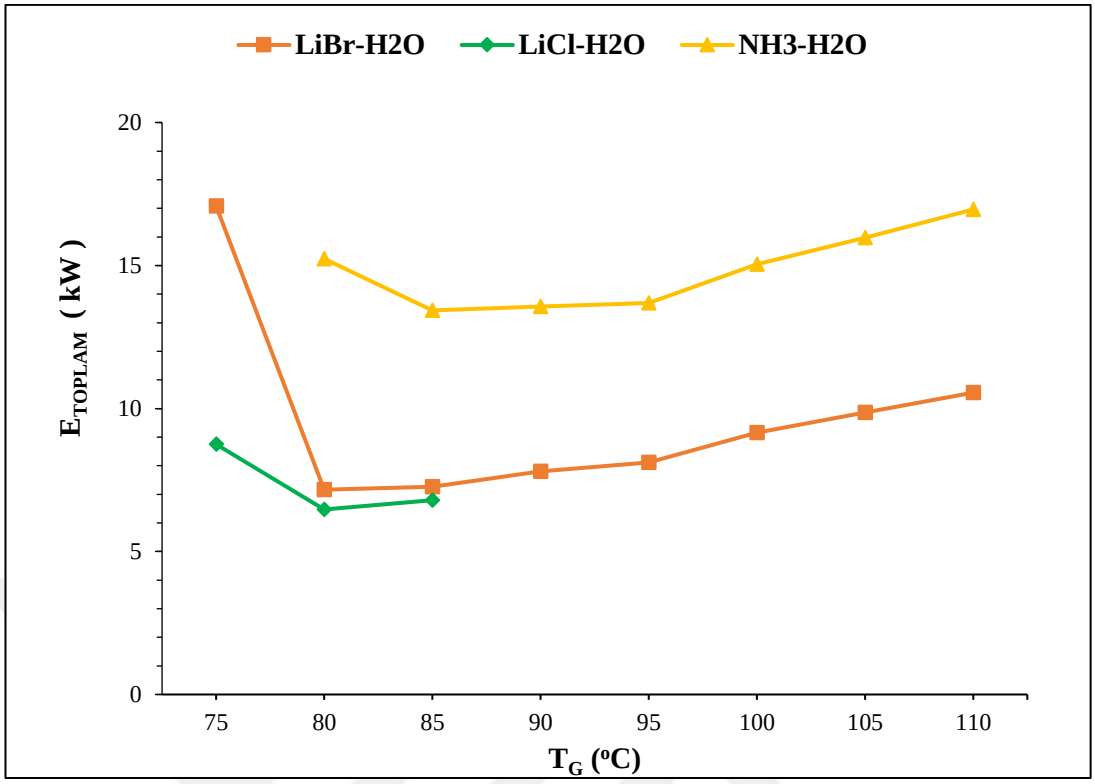
Absorbsiyonlu soğutma sistemini oluşturan sistem bileşenleri termodinamiğin ikinci kanununa göre analizi yapılarak sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

2.3.4.1. Generatör (Kaynatıcı) sıcaklık değerlerine göre ikinci kanun analizi

Q_E=50 kW, T_A=T_K =40°C, T_E=10°C, ϵ_{EID}=0,6, η_P=0,8 değerleri sabit tutulup, generatör sıcaklığı T_G=75-110°C sıcaklıklar arasında değiştirilerek sistemin analizi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.



Şekil 2.21. Generatör sıcaklığı değişimiyle sistemin ekserji veriminin değişimi

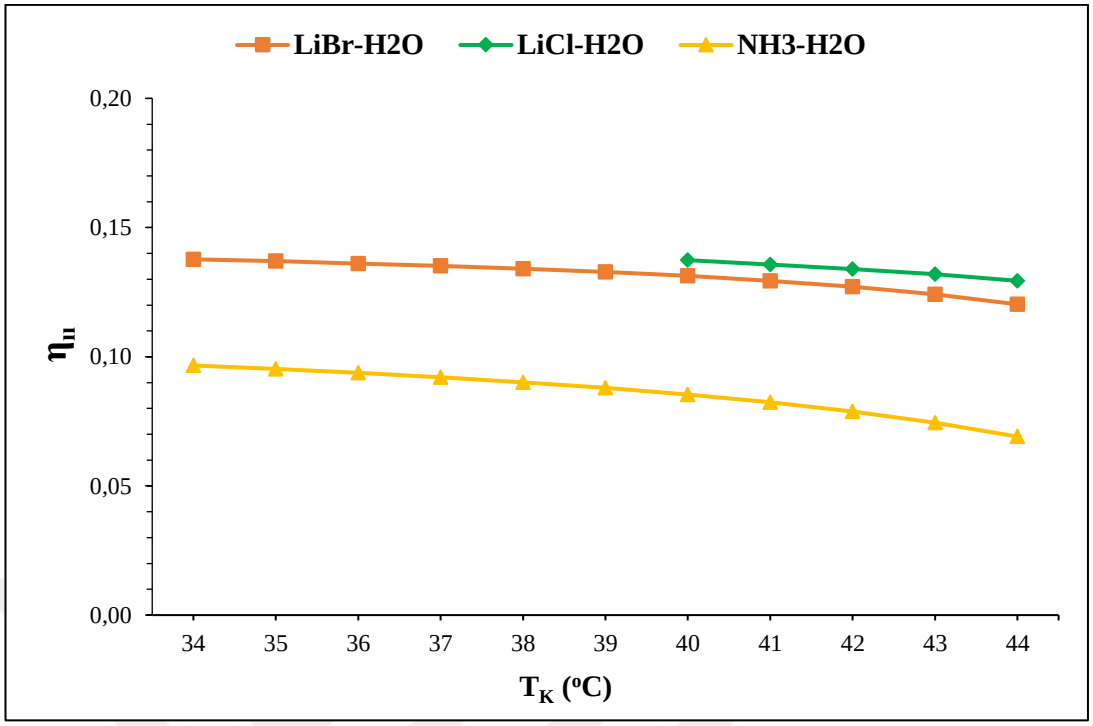


Şekil 2.22. Generatör sıcaklığı değişimiyle sistemin toplam ekserji yıkımının değişimi

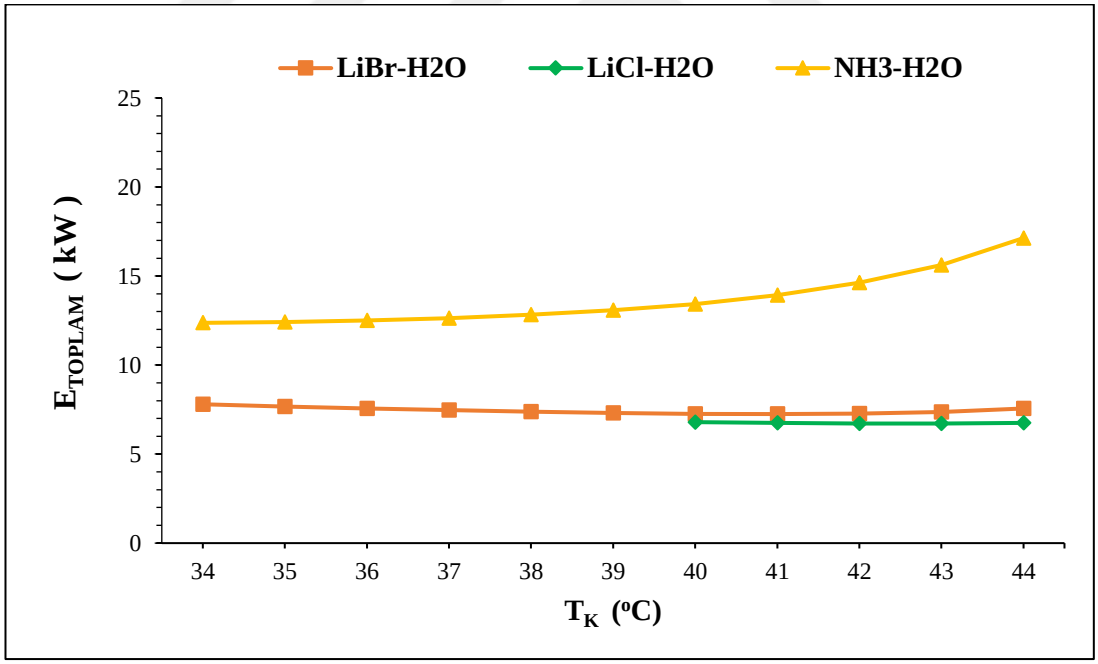
Şekil 2.21. ve Şekil 2.22. incelendiğinde generatör sıcaklığı artışıyla beraber üç çevrim için toplam ekserji yıkımının arttığı gözlemlenmiş olup, buna bağlı olarak çevrimlerin ekserji verimlerinde düşüş olduğu görülmektedir. Üç çevrim içinde belirlenen çalışma koşullarında 75ºC'de zengin eriyik ve fakir eriyik konsantrasyonlarının birbirine yaklaşmasından dolayı çalışamayacağı sonuçları elde edilmektedir. Buradan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin en önemli sistem elemanı olan generatör sıcaklığının sistem tasarımında ve optimizasyonunda ne kadar önemli olduğu söylenebilir.

2.3.4.2. Kondenser (Yoğuşturucu) sıcaklık değerlerine göre ikinci kanun analizi

Q_E=50 kW, T_G=85 ºC, T_A= 40ºC, T_E=10 ºC, ϵ_{EID}=0,6, η_P=0,8 değerleri sabit tutulup, kondenser sıcaklığı T_K=34-44ºC aralıklar arasında değiştirilerek sistemin analizi yapılmıştır.



Şekil 2.23. Kondenser sıcaklığı değişimiyle sistemin ekserji verimi değişimi

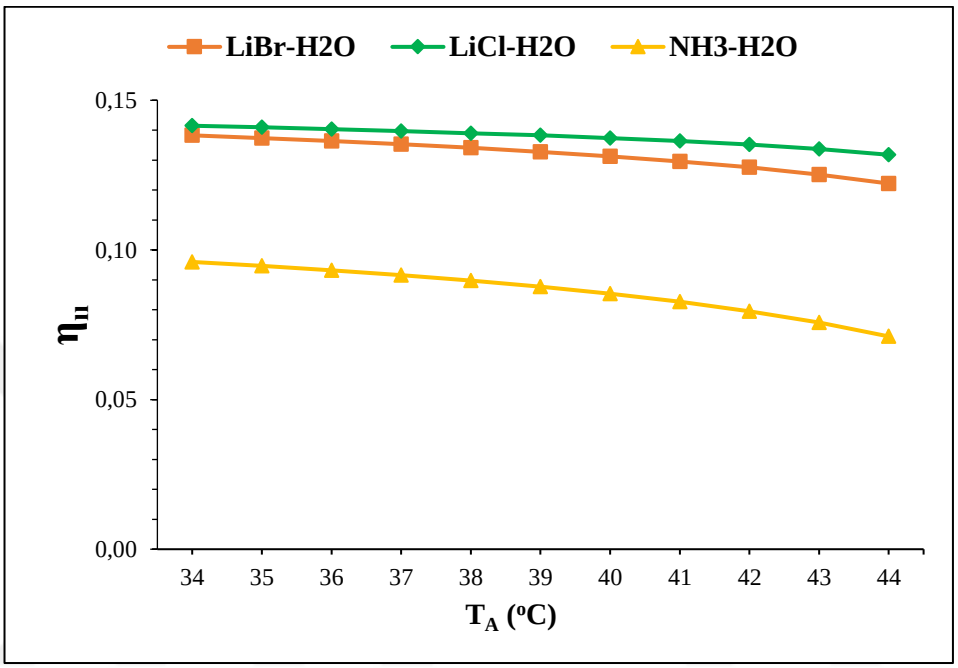


Şekil 2.24. Kondenser sıcaklığı değişimiyle sistemin toplam ekserji yıkımının değişimi

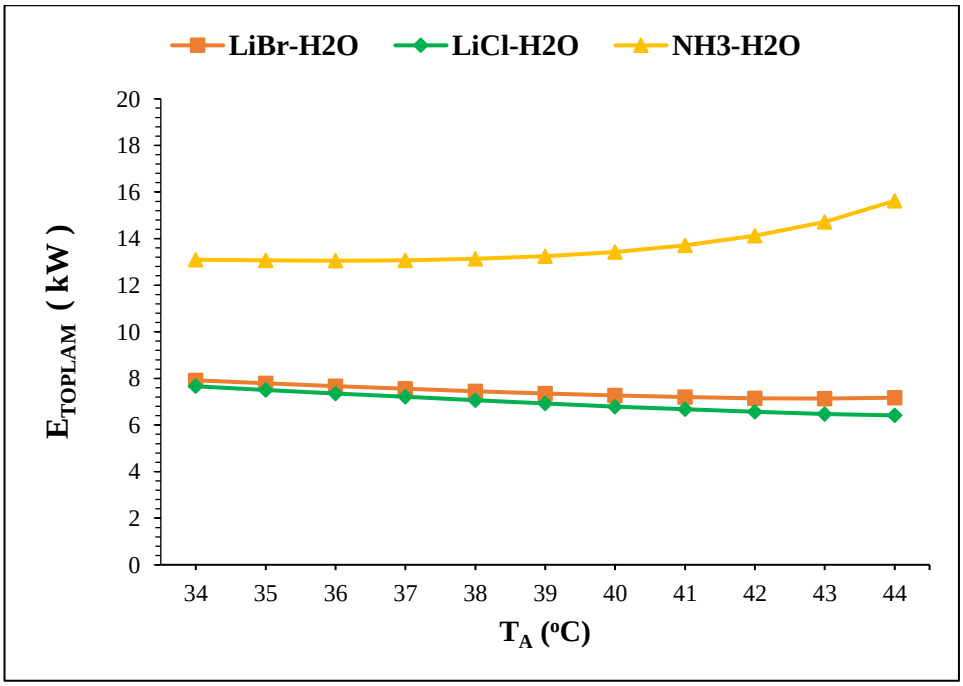
Şekil 2.23. ve Şekil 2.24.'te görüldüğü üzere kondenser sıcaklığı artışıyla sistemin toplam ekserji yıkımının artış gösterdiği bununla beraber sistemin ekserji veriminde azalma olduğu görülmektedir. Bunun nedeni ise kondenser sıcaklığının artmasıyla artan dolaşım oranının ekserji verimini azaltmasıdır.

2.3.4.3. Absorber sıcaklık değerlerine göre ikinci kanun analizi

Q_E=50 kW, T_G=85ºC, T_K= 40ºC, T_E=10ºC, ϵ_{EID}=0,6, η_P=0,8 değerleri sabit tutulup, absorber sıcaklığı T_A=34-44ºC sıcaklıklar arasında değiştirilerek sistemin analizi yapılmıştır.



Şekil 2.25. Absorber sıcaklığı değişimiyle sistemin ekserji verimi değişimi

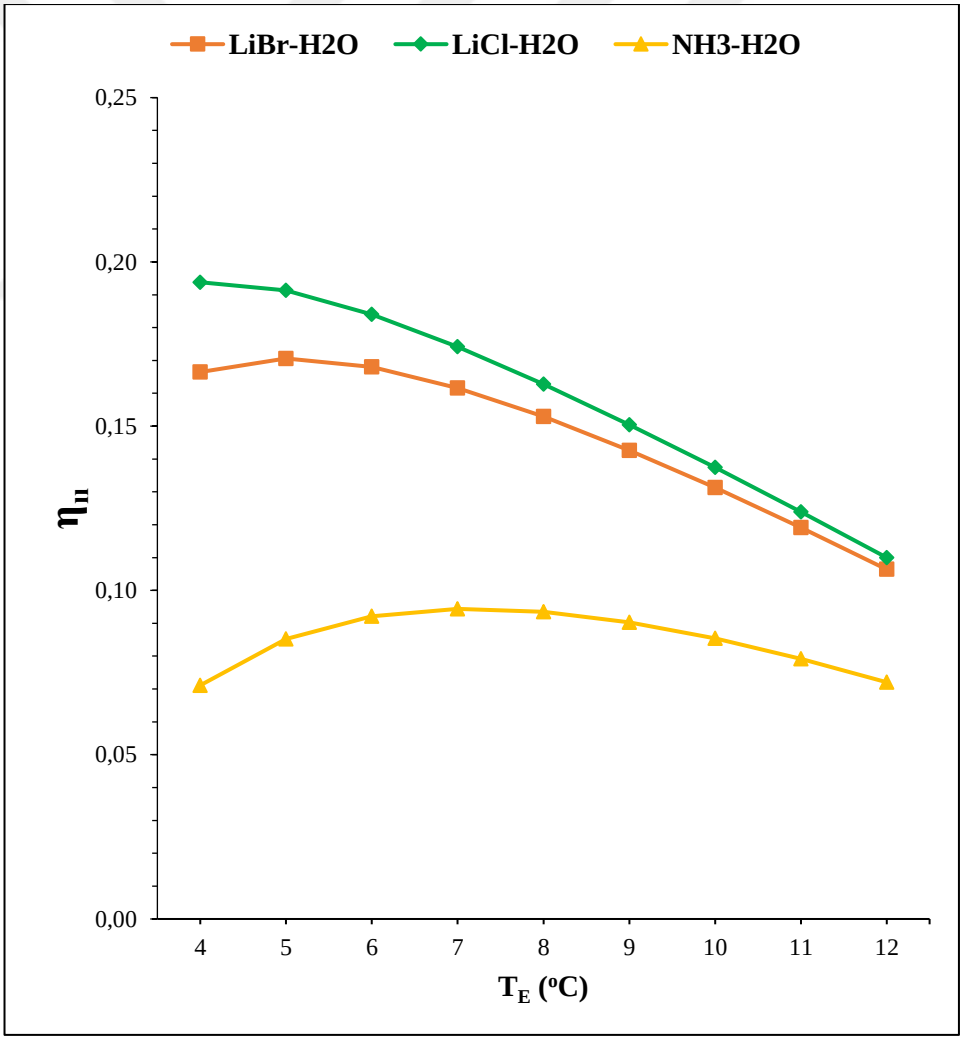


Şekil 2.26. Absorber sıcaklığı değişimiyle sistemin toplam ekserji yıkımı değişimi

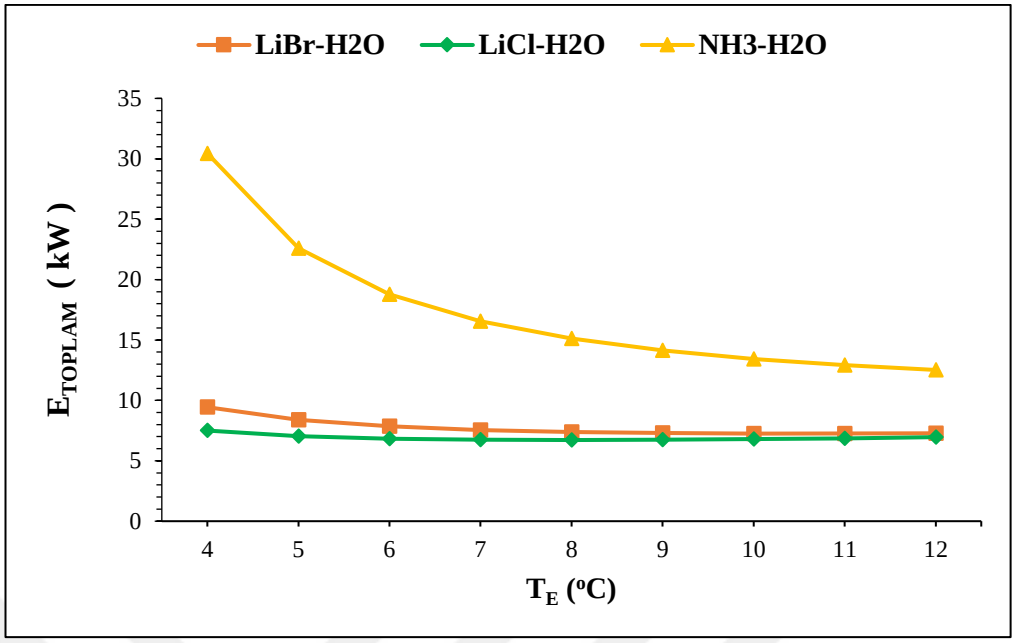
Şekil 2.25. ve Şekil 2.26.'da görüldüğü üzere absorber sıcaklığı değişimiyle sistemin ekserji veriminin azaldığı, LiBr-H_2O ve LiCl-H_2O çevrimlerinde toplam ekserji yıkımının azalma eğiliminde olduğu ancak NH_3-H_2O çevriminde ise artış olduğu sonucu elde edilmektedir. Sistemin ekserji veriminin azalmasının nedeni ise absorber sıcaklığı artışıyla beraber dolaşım oranının artışı olduğu sonucu söylenebilir. En yüksek ekserji verimin LiCl-H_2O çevrimine ait olup, bunu LiBr-H_2O ve NH_3-H_2O çevrimleri takip etmektedir.

2.3.4.4. Evaporatör (Buharlaştırıcı) sıcaklık değerlerine göre ikinci kanun analizi

Q_E=50 kW, T_A=T_K=40°C, T_G=85°C, ϵ_{EID}=0,6, η_P=0,8 değerleri sabit tutulup, evaporatör sıcaklığı T_E=4-12°C arasında değiştirilerek sistemin analizi yapılmıştır.



Şekil 2.27. Evaporatör sıcaklığıyla sistemin ekserji veriminin değişimi

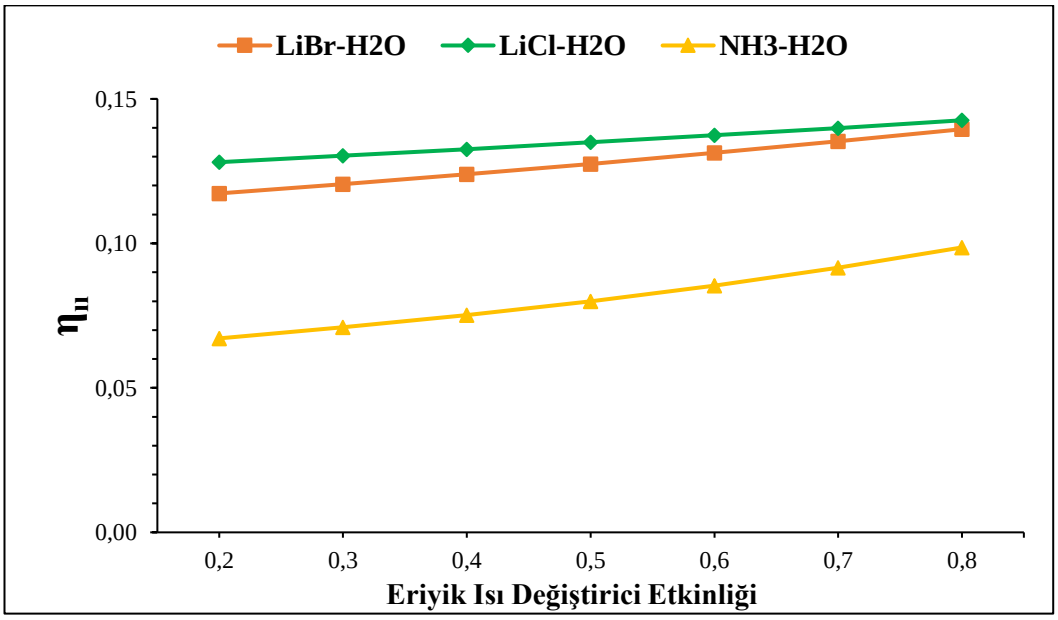


Şekil 2.28. Evaporatör sıcaklığıyla sistemin toplam ekserji yıkımının değişimi

Şekil 2.27. ve Şekil 2.28.'de görüldüğü üzere evaporatör sıcaklığı artarken çevrimin ekserji veriminin azalmakta, ancak sistemin toplam ekserji yıkımlarının da azalma eğiliminde olduğu gözlemlenmektedir.

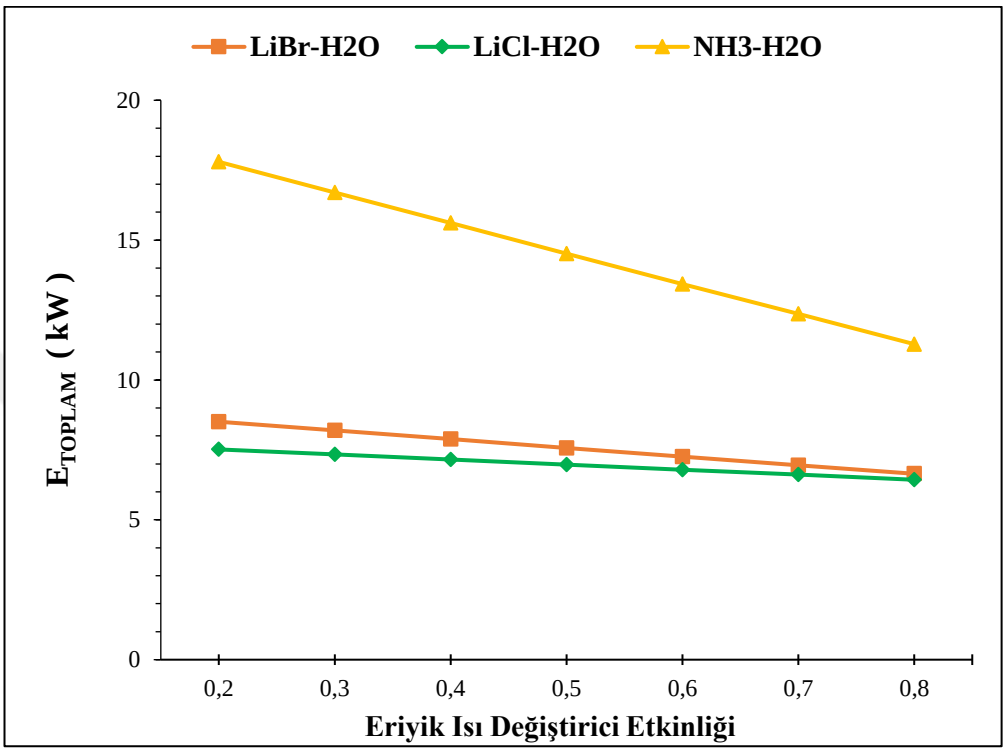
2.3.4.5. Eriyik ısı değiştirici etkinliğine göre ikinci kanun analizi

Q_E=50 kW, T_G=85°C, T_A=T_K=40°C, T_E=10°C, η_P=0,8 sabit tutulup, eriyik ısı değiştirici etkinliği ϵ_{EID}=0,2-0,8 değerler arasında değiştirilmiştir.



Şekil 2.29. Eriyik ısı değiştirgeci etkinliği ile sistemin ekserji veriminin değişimi

Şekil 2.29.'da görüldüğü gibi eriyik ısı değiştirici etkinliği artığında üç çevriminde ekserji verimlerinde artış olduğu gözlemlenmektedir. En yüksek ekserji veriminin %14,26 ile LiCl-H_2O çevriminde olduğu ayrıca etkinliğin yükselmesiyle %46 verim artışıyla en fazla NH_3-H_2O çevriminin verimi arttığı gözlemlenmektedir.



Şekil 2.30. Eriyik ısı değiştirici etkinliği ile sistemin toplam ekserji yıkımının değişimi

Şekil 2.30.'da görüldüğü üzere eriyik ısı değiştirgeci etkinliği artışıyla beraber üç çevriminde toplam ekserj yıkımlarında azalış görülmektedir. Isı değiştirgeci etkinliği 0,8 de iken NH_3-H_2O çevriminde %37 azalış ile en yüksek azalma görülmektedir.

Tablo ve şekiller incelendiğinde üç akışan çiftinden en yüksek ekserji verime sahip olan akışkanın tüm incelemelerde LiCl-H_2O olduğu ardından LiBr-H_2O geldiği en düşük verimin ise NH_3-H_2O çevriminde olduğu görülmektedir. Toplam ekserji yıkımını azaltmak için ısı değiştirgecinin etkinliğinin arttırılması önemlidir ancak maksimum etkinlik LiBr/LiCl-H_2O çiftleri için kristalizasyon sıcaklığına bağlıdır. (Aphornratana ve Eames, 1998).

3.GÜNEŞ ENERJİSİ

3.1. Güneşin Yapısal Özellikleri ve Güneş Işınımı

Güneş, samanyolu olarak adlandırılan galaksideki, yarıçapı $7x10^5$ km ve kütlesi $2x10^{30}$ kg olan yaklaşık yüz milyar yıldızdan biridir. Güneşin merkezi yaklaşık 15-16 milyon ^oC sıcaklıkta ve basınç 200 milyar atmosfer değerindedir. Güneşin yapısında %92,8 oranında H ve %7,1 oranında He atomu vardır. Güneşin çekirdeğinde her saniyede füzyon süreci ile 564 milyon ton hidrojen, 560 milyon ton helyuma dönüşmektedir. Bu dönüşüm sırasında kaybolan 4 milyon ton kütleden ise $38x10^{22}$ kJ enerji açığa çıkmaktadır (Öztürk, 2012).

Güneş ortalama 6000 K sıcaklığında ışınım yayan bir cisim olarak kabul edilir. Güneş enerjisi güneşin çekirdeğinde yer alan füzyon süreci ile 1 milyon yılda çekirdekten güneşin ışınım bölgesine ulaşan ve buradan açığa çıkan ışınım enerjisidir. Güneş dünyamız için temel enerji kaynağıdır. Günümüzde insanoğlunun kullandığı enerji kaynaklarının çoğu güneş kaynaklıdır. Dünyaya gelen güneş enerjisi, çeşitli dalga boylarındaki ışınlardan oluşur. Dünyamız yaklaşık güneşten 150 milyon km uzakta olmasına rağmen güneşin yaydığı ışınlar 8 dakikada dünyamıza ulaşır. Güneşten dünyaya $1,7x10^{11}$ MW ışınım enerjisi gelmektedir. Güneşin ürettiği toplam enerji göz önüne alındığında bu çok küçük bir kısım olsa da bu insanoğlunun bugün kullandığı enerjinin 15-16 bin katıdır (Yiğit ve Atmaca , 2018, Öztürk, 2012).

3.2. Güneş Enerjisi Uygulama Alanları

Güneş ışınımı asırlardan beri yeryüzüne gelmesine rağmen bilinçli faydalanmaya başlanması oldukça yenidir. Kaynaklara göre, ilk defa Sokrat (M.Ö 400) evlerin güney yönüne fazla pencere koyarak güneş ışığının içeri girmesini ve kuzey tarafını yüksek yaparak rüzgârın önlenmesi gerektiğini belirtmiştir. Arshimed'in iç bükey aynalarla güneş ışığını odaklayarak Sirakuza'yı kuşatan gemileri yaktığı iddia edilmektedir. Güneş enerjisi ile yapılan çalışmalar Galile'nin merceği bulmasıyla artmıştır. 19. yüzyılın ortalarından 20.yüzyılın başlarına kadar bilim insanları güneş enerjisiyle olan

çalışmalar yoğunlaşmışlardır. Ancak birinci dünya savaşından sonra petrolün önem kazanmasıyla güneş enerji sistemlerine rağbet azalmıştır. (Kılıç ve Öztürk, 1983). 1973 yılındaki petrol kriziyle beraber insanoğlu yeni enerji kaynaklarına yönelmiş bunların başında gelen en önemli kaynak ise dünyamız için bitmek bilmeyen bir enerji kaynağı olan güneş enerjisidir.

Güneş ışınımının teknoloji vasıtasıyla faydalı enerjiye dönüştürülmesinde ısıl veya fotovoltaik esaslardan yararlanılır. (Kılıç ve Öztürk, 1983). Isıl esasa dayanan sistemler güneş enerjisinden ısı enerjisi elde ederler. Fotovoltaik esasa dayanan sistemler ise güneş pilleri aracılığıyla elektrik enerjisi elde ederler. Güneş enerjisi ile çalışan ısıl uygulamalar sıcaklık durumuna göre üç grupta incelenir.

- Düşük sıcaklık uygulamaları (20-100 ^{o}C)
- Orta sıcaklık uygulamaları (100-300 ^{o}C)
- Yüksek sıcaklık uygulamaları (>300 ^{o}C)

Bu sıcaklık uygulamalarına göre yaygın olarak konut veya büyük tip ısıtma-soğutma, sıcak su temini, elektrik üretimi, endüstriyel kullanım için buhar üretimi, güç santralleri ve güneş fırınları gibi birçok büyük ve küçük tipte uygulama yapılmaktadır.

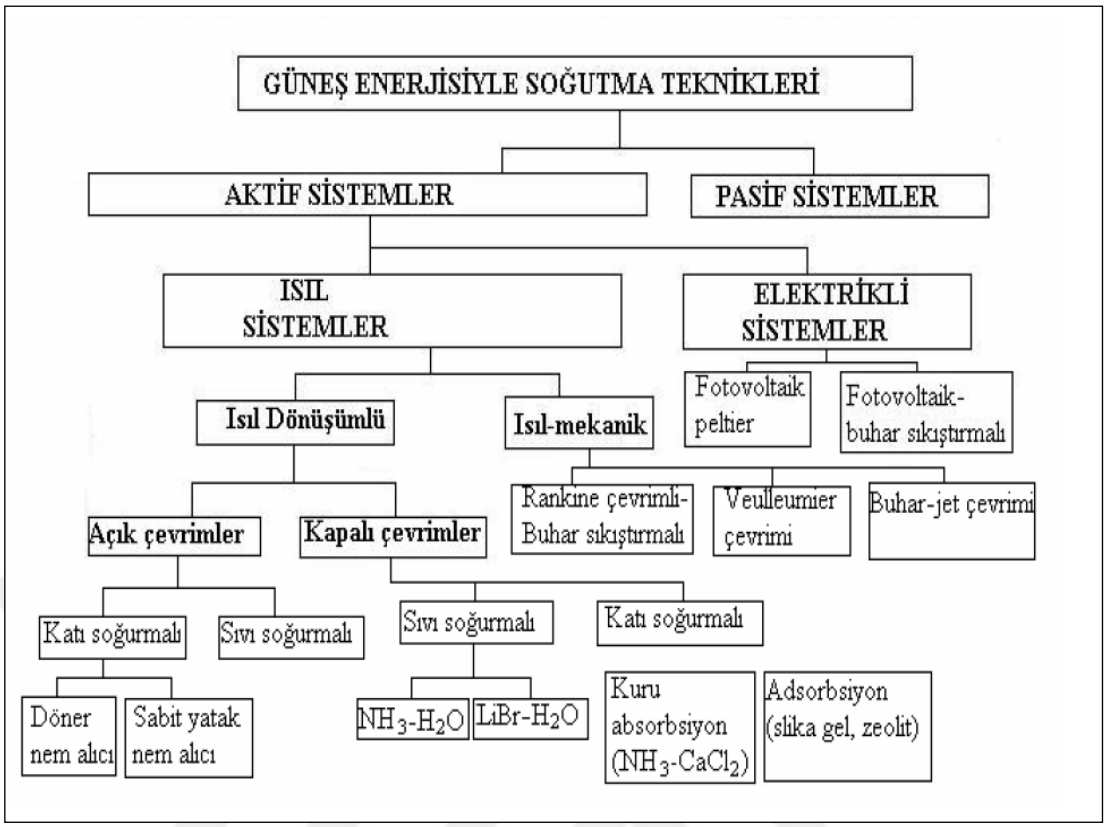
3.2.1. Güneş enerjisiyle soğutma uygulamaları

Güneş enerjisi uygulamalarında son yıllarda üzerine yoğunlaşılan konuların başında soğutma gelir, Çünkü güneş enerjisinin bol olduğu zaman ve bölgelerde soğutma gereksinimi fazladır (Öztürk, 2012).

Güneş enerjileri ile soğutma sistemleri üç farklı açıdan sınıflandırılabilir. Bunlar kullanılan soğutma tekniği, kullanılan güneş enerjisi toplama sistemi ve elde edilmek istenen soğutma sıcaklığıdır (Büyükalaca ve Yılmaz, 2003).

Soğutma sıcaklığı genel olarak üç şekilde sınıflandırılabilir,

- 4/25^{o}C iklimlendirme
- -10/4^{o}C genel amaçlı soğutma
- -20/-10^{o}C (düşük sıcaklık uygulamaları)



Şekil 3.1. Güneş enerjisi ile soğutma teknolojileri (Büyükalaca ve Yılmaz, 2003)

Güneş enerjisiyle soğutma teknolojilerinde birçok sistem olmasına rağmen birçoğu geliştirme aşamasındadır. Şekil 3.1.'de verilen sistemlerden sıvı soğurmalı (absorbsiyonlu), adsorbsiyonlu, döner nem alıcılı çevrim (desisif) çevrimler pratikte uygulanabilecek düzeye ulaşmışlardır.

3.3. Güneş Geometrisi ve Güneş Işınımı

Dünya ile güneş arasındaki mesafe mevsimlere göre farklılık göstermektedir. Atmosfer dışında güneş ışınlarına dik birim alanda bütün dalga boylarında bir anda gelen güneş ışınımının değeri mevsimlere bağlı olarak dünya ile güneş arasındaki mesafe değiştiği için değişkendir. Dünya ile güneş arasındaki ortalama uzaklıkta, atmosfer dışında güneş ışınımına dik birim alana bütün dalga boylarında gelen güneş ışınım değeri güneş sabiti (G_{sc}) olarak tanımlanır. Bu değer %1 hata ile 1367 W/m^2 olarak kabul edilmektedir (Yiğit ve Atmaca , 2018).

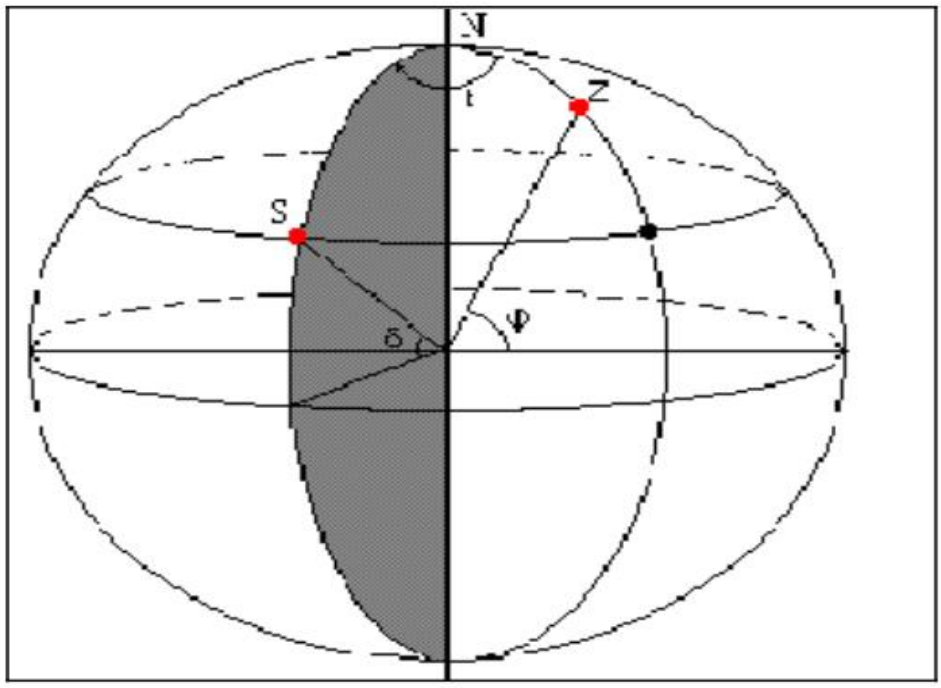
Atmosfer dışında yılın herhangi bir zamanında güneş ışınımına dik düzleme bütün dalga boylarında gelen güneş ışınımı (G_{on}) Denklem 3.1 ile tespit edilir,

$$G_{on} = G_{sc}\left(1 + 0{,}033\cos\frac{360n}{365}\right) \quad (3.1)$$

n = 1 Ocaktan itibaren gün sayısıdır

3.3.1. Güneş açıları

Dünyanın kendi ekseni ve güneş etrafında dönmesiyle güneşten gelen ışınlar ile dünya üzerindeki yüzeyler arasında belirli açılar oluşur. Güneş enerjisi ile bir sistem kurabilmek için bu açıların hesaplanması gerekir.

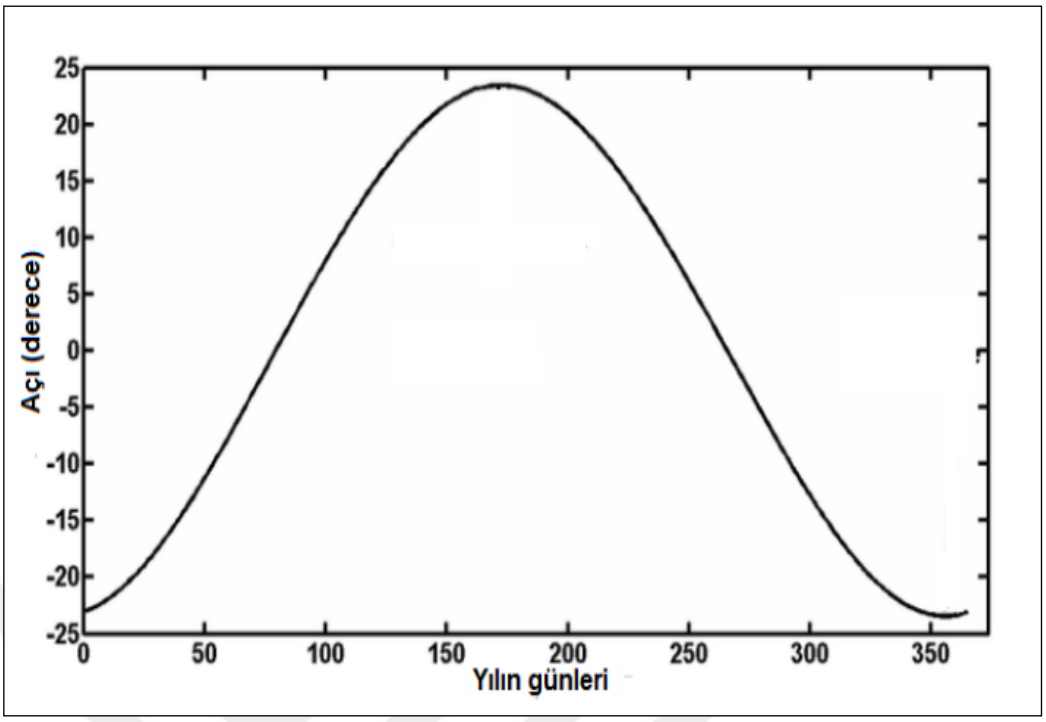


Şekil 3.2. Düz yüzeyin güneş açıları (Yiğit ve Atmaca, 2018)

Enlem Açısı (φ) ekvator düzlemi ile göz önüne bulundurulan nokta arasındaki açıdır ($-90 \leq \varphi \leq 90^{o}$) (Öztürk, 2012).

Deklinasyon Açısı (δ) güneş ışınlarının ekvator düzlemi ile yaptığı açıdır. Bu açı dünyanın yörünge düzlemi ile yaptığı 23° 27'lık açıdan kaynaklanır.($-23{,}45 \leq \delta \leq 23{,}45^{o}$). Deklinasyon açısı Cooper eşitliği ile şu şekilde hesaplanır,

$$\delta = 23{,}45\sin\left(360 \times \frac{284+n}{365}\right) \quad (3.2)$$



Şekil 3.3. Deklinasyon Açısının günlere göre değişimi (Ceylan ve Gürel, 2018)

Tablo 3.1 Ayları temsil eden ortalama gün ve n değerleri aylar deklinasyon açıları

Ay	n	Gün	Ort. Gün	δ
Ocak	i	17	17	-20,9
Şubat	31+i	16	47	-13
Mart	59+i	16	75	-2,4
Nisan	90+i	15	105	9,4
Mayıs	120+i	15	135	18,8
Haziran	151+i	11	162	23,1
Temmuz	181+i	17	198	21,2
Ağustos	212+i	16	228	13,5
Eylül	243+i	15	258	2,2
Ekim	273+i	15	288	-9,6
Kasım	304+i	14	318	-18,9
Aralık	334+i	10	334	-23

Eğim Açısı (β) ele alınan yüzeyin yatay ile yaptığı açıdır $0 \leq \beta \leq 180^o$

Yüzey Azimut Açısı (γ) yüzeyin normali ile kuzey güney doğrultusu arasındaki açıdır. Yüzey dikeyinin, yerel boylama göre sapmasını belirler $-180 \leq \gamma \leq 180^o$

Güneş Yükseklik Açısı (α) güneşin ufuk çizgisinden ne kadar yüksekte olduğunu tanımlar.

Saat Açısı (ω) öğleden önce negatif öğleden sonra pozitif olmak üzere dünyanın kendi ekseni etrafında dönmesiyle 15^o dönmesi dolayısıyla yerel meridyenin doğu veya batısı yönünde güneşin açısal yer değiştirmesidir GS (güneş saatidir) (Yiğit ve Atmaca , 2018),

$$\omega = 15(GS - 12) \tag{3.3}$$

Güneş Geliş Açısı (θ) yüzeye gelen güneş ışınımı ile yüzeyin normali arasındaki açıdır.

Zenit Açısı (θ_z) yatay yüzey için tanımlanan güneş geliş açısıdır. Güneşin doğuş ve batışında 90^o iken dik geldiği durumda 0^o'dır,

$$\cos\theta_z = \sin\delta\sin\varphi\cos\beta - \sin\delta\cos\varphi\sin\beta\cos\gamma + \cos\delta\cos\varphi\cos\beta\cos\omega + \cos\delta\sin\varphi\cos\gamma\cos\omega + \cos\delta\sin\beta\sin\gamma\sin\omega \tag{3.4}$$

yatay yüzey için zenit açısı,

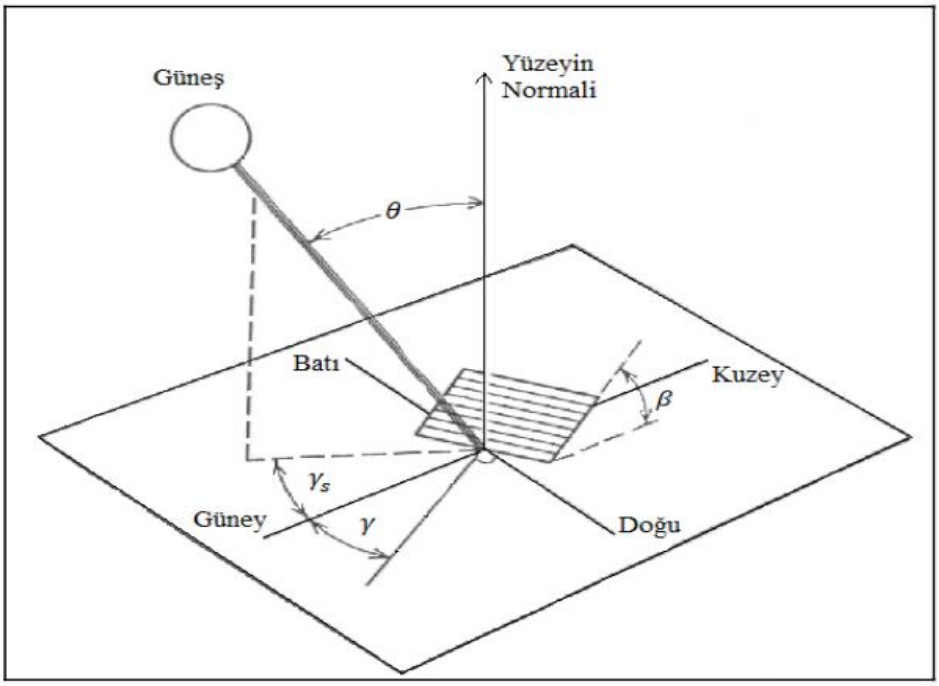
$$\cos\theta_z = \cos\delta\cos\varphi\cos\omega + \sin\delta\sin\varphi \tag{3.5}$$

Güneş Batış Açısı (ω_s) güneşin batışında $\theta_z = 90^o$ $\cos\theta_z = 0$ olur güneş batış açısı şu şekilde bulunur,

$$\cos(\omega_s) = -\tan\varphi\tan\delta \tag{3.6}$$

Gün Uzunluğu (N)

$$N = \frac{2}{15}\omega_s \tag{3.7}$$



Şekil 3.4 Eğik yüzey üzerine güneş açıları (Yiğit ve Atmaca, 2018)

3.3.2. Atmosfer dışında yatay düzleme gelen ışınım

$$G_o = G_{on} \times \cos\theta_z$$

$$= G_{sc}\left[1 + 0{,}033\cos\left(\frac{360n}{365}\right)\right] \times \cos\theta_z$$

$$= G_{sc}\left[1 + 0{,}033\cos\left(\frac{360n}{365}\right)\right](\cos\delta\cos\varphi\cos\omega + \sin\varphi\sin\delta) \quad (3.8)$$

Yukarıdaki eşitliğin gün doğuşundan gün batışına kadar integrasyonu ile atmosfer dışında yatay düzleme gelen günlük toplam güneş ışınımı (H_o) tespit edilir. Birimi J/m^2'dir.

$$H_o = \frac{24\times3600\times G_{sc}}{\pi}\left[1 + 0{,}033\cos\left(\frac{360n}{365}\right)\right] \times \left[\cos\delta\cos\varphi\cos\omega_s + \frac{2\pi\omega_s}{360}\sin\varphi\sin\delta\right] \quad (3.9)$$

3.3.3. Yeryüzüne gelen güneş ışınımı

Güneşten gelen güneş ışınımlarının, yeryüzüne ulaşmadan önce atmosferi geçerken atmosfer tarafından bir kısmı yutulur atmosfer dışına gelen ışınımın %10'u ile %80'i yeryüzüne ulaşır. Yeryüzüne ulaşan güneş ışınımı direkt ve yayılı ışınım olarak ikiye ayrılır. Direkt ışınım atmosferde dağılmadan yeryüzüne doğrudan ulaşan ışınımdır.

Yayılı ışınım ise atmosferde dağılarak gelen ışınımdır. Yeryüzünde toplam ışınım hesaplarında yansıyan ışınım kavramı da bulunmaktadır. Yansıyan ışınım ise yeryüzünde herhangi bir cismin yutup yansıttığı ışınımdır (Yiğit ve Atmaca , 2018).

3.3.3.1. Yeryüzünde yatay düzleme gelen toplam güneş ışınımı

Yatay düzleme gelen toplam ışınım Angstrom regrasyonu ile hesaplanır,

$$\frac{\bar{H}}{\overline{H_C}} = a' + b' \frac{\bar{n}}{\bar{N}} \quad (3.10)$$

$\bar{H}$ = Yatay düzleme gelen aylık ortalama günlük ışınım miktarı

$\overline{H_c}$ =Uygulama bölgesinin konumuna ve aya bağlı olarak havanın açık olduğu bir günde ortalama güneş ışınımı miktarı

$\bar{n}$ = Aylık ortalama günlük güneşlenme süresi

$\bar{N}$ =Aylık ortalama gün uzunluğu

$a' + b'$ =Ampirik Sabitler

Havanın açık olduğu bir günde $\overline{H_c}'$ nin tespiti oldukça zordur. Bu sorundan dolayı $\bar{H}_c$ yerine H_o değeri kullanılır.

$$\frac{H}{H_o} = \left(a + b\frac{n}{N}\right) \quad (3.11)$$

n/N=İzafi güneşlenme süresi

$$a = 0{,}103 + 0{,}000017Z + 0{,}198\cos(\varphi - \delta) \quad (3.12)$$

$$b = 0{,}533 - 0{,}165\cos(\varphi - \delta) \quad (3.13)$$

Z=Hesaplama yapılacak şehrin deniz seviyesinden yüksekliği,

Berraklık İndeksi (K_T) $K_T = \frac{H}{H_o}$ (3.14)

elde edilen berraklık indeksiyle beraber yeryüzünde yatay düzleme düşen aylık ortalama günlük güneş ışınımının direkt ve yayılı kısımları bulunabilir. Yatay düzleme

düşen aylık ortalama güneş ışınımının direkt ve yayılı bileşenlerinin bulunabilmesi için literatürde birçok korelasyon ve bağıntı mevcuttur ancak bu çalışmada Gebze'de Tübitak MAM tarafından 1984-1992 yıllarda yapılan ölçümlere bağlı olarak çıkarılan eşitlikler kullanılmıştır. Çıkarılan eşitlikler şu şekildedir (Yiğit ve Atmaca, 2018),

$$\frac{H_d}{H} = 0{,}703 - 0{,}414K_T - 0{,}428K_T^2 \tag{3.15}$$

$$\frac{H_d}{H} = 0{,}665 - 0{,}567\frac{n}{N} \tag{3.16}$$

Yatay düzleme düşen aylık ortalama güneş ışınımının yayılı bileşeni bulunmasının ardından toplam ışınımdan yayılı ışınımı çıkararak direkt bileşeni de bulunur,

$$H_b = H - H_d \tag{3.17}$$

3.3.3.2. Yeryüzünde eğik düzleme düşen aylık ortalama toplam günlük güneş ışınımı

Eğik düzleme düşen aylık ortalama günlük güneş ışınımının bulabilmek için Liu ve Jordan tarafından verilen Klein tarafından genişletilen metot kullanılmıştır. Bu metotda yayılı yansıyan direkt ışınım bileşenlerinin hepsi mevcuttur.

$$\overline{R} = \frac{H_T}{H} = \left(1 - \frac{H_d}{H}\right)\overline{R_b} + \frac{H_d}{H}\left(\frac{1+COS\beta}{2}\right) + \rho\left(\frac{1-COS\beta}{2}\right) \tag{3.18}$$

$$H_T = H\left(1 - \frac{H_d}{H}\right)\overline{R_b} + H_d\left(\frac{1+COS\beta}{2}\right) + H\rho\left(\frac{1-COS\beta}{2}\right) \tag{3.19}$$

H_T =Eğik düzleme gelen toplam ortalama ışınım

ρ =yerin yansıtma oranıdır yerde kar var ise 0,7 yoksa 0,2 alınır. Sistemimiz yazın çalışacağı için bu çalışmada 0,2 alınmıştır.

$\overline{R_b} = \frac{H_{bT}}{H_b}$ eğik yüzere düşeye günlük güneş ışınımının yatay düzleme düşen günlük güneş ışınımına oranıdır.

Kuzey yarım kürede güneye dönük yüzeyler için ($\gamma = 0^o$) için

$$\overline{R_b} = \frac{\cos(\varphi-\beta)\cos\delta\cos\omega_s' + (\pi/180)\omega_s'\sin(\varphi-\beta)\sin\delta}{\cos\varphi\cos\delta\sin\omega_s' + (\pi/180)\omega_s\sin\varphi\sin\delta} \tag{3.20}$$

ω_s' =Ayın ortalama gününde eğik düzlem için güneş ışınlarının eğik yüzey üzerine ilk düşüş saat açısıdır.

$$\omega_s' = \min[\omega_s/\cos^{-1}(-\tan(\varphi-\beta)\tan\delta)] \quad (3.21)$$

Buradaki min bu iki değerden küçük olanın alınacağını göstermektedir.

Eğik Yüzeye Gelen Aylık Ortalama Anlık Işınım ise şu formülle bulunur,

$$I_E = \frac{H_T}{N\times 3600} \quad (3.22)$$

Bu bölümde kullanılan tüm formüller (Yiğit ve Atmaca, 2018)'den alınmıştır.

3.4. Güneş Enerjisi Toplayıcıları (Kollektörleri)

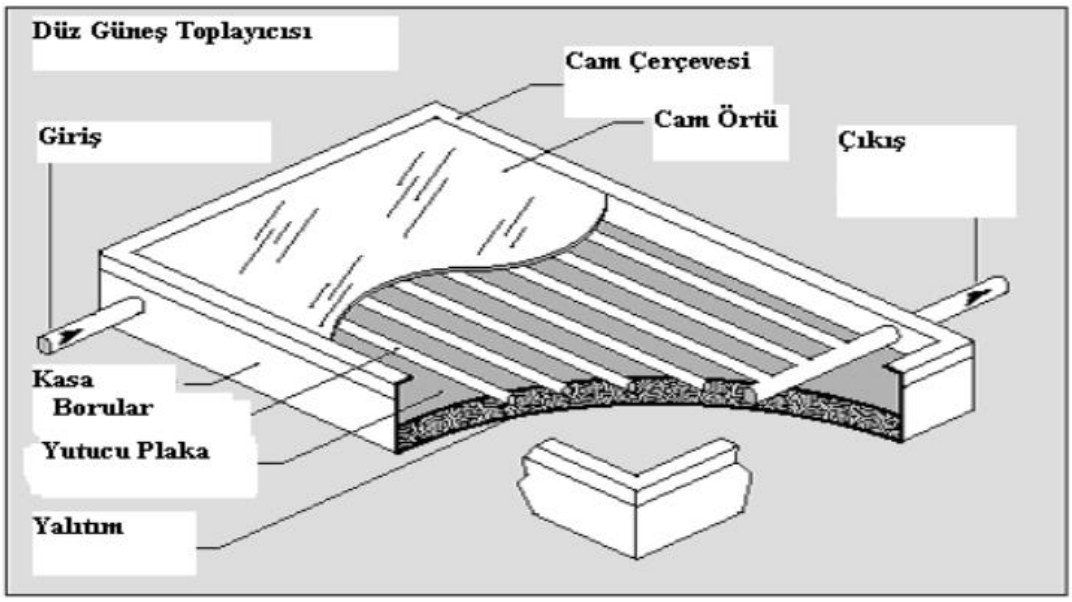
Güneş ışınımı ile bir akışkanın sıcaklığının artmasını sağlayan araçlara güneş toplayıcıları (kollektörleri) denir. Güneş kollektörlerinin çalışma prensibi şöyledir. Bir yüzeye düşen güneş ışınlarının bir kısmı yutulur ve akışkana doğru iletim ve taşınımla ısı transferi olurken, dış yüzeyden de çevreye, yüzey sıcaklığına ve ısı taşınım katsayısına bağlı olarak taşınımla ısı geçişi olur. Yutulan ışınımla çevreye olan ısı kaybının farkı kollektörün faydalı güneş enerjisidir ve istenen akışkana geçer (Kılıç ve Öztürk, 1983).

Güneş kollektörleri ışınları toplama şekline göre düz kollektör, vakumlu kollektör ve yoğunlaştıran kollektörler olarak sınıflandırılırlar. (Yiğit ve Atmaca, 2018)

3.4.1. Düzlemsel güneş toplayıcıları

Düzlemsel tip kollektörler genellikle sıcak su ısıtmak amacıyla kullanılan 70-80^{o}C sıcaklıklara ulaşan kollektörlerdir. Bu kollektörler, üstten alta doğru, genelde camdan yapılma saydam örtü, cam ile yutucu plaka arasında boşluk, yutucu plaka, arka yan yalıtım ve bu bileşenleri içine alan bir kasadan oluşur.

Düz kollektörler genelde kullanılacak bölgenin coğrafi konumuna ve kullanılacağı mevsime göre sabit bir açıyla yerleştirilirler. Kullanılmak istenen duruma göre kollektörlerin eğim açıları ± 15 enlem derecesidir.



Şekil 3.5. Sıvılı tip düzlem toplaç

3.4.1.1. Saydam örtü

Saydam örtünün amacı, güneş ışınımını içeri alıp çevreye olan ısı kayıplarını azaltmaktır. Saydam örtü taşınımla olan ısı kayıplarını engellediği gibi yutucu yüzeyi yağmur dolu gibi dış etkenlerden de korur (Kılıç ve Öztürk, 1983).

3.4.1.2. Yutucu levha

Yutucu levha kollektörün en önemli bölümüdür, güneş ışınım enerjisini ısı enerjisine dönüştüren ve bunu ısı taşıyıcı akışkana ileten elemandır. Yutucu levhaların yüzeyi genellikle koyu renkte olup, bazı durumlarda seçiciliği arttıran bir madde ile kaplanırlar. Yutucu levha yüzeylerinin güneş ışını yutma oranlarının yüksek, uzun dalga ışınım yayma katsayısı ise düşük olmalıdır.

Yutucu levhaların efektif bir şekilde çalışabilmesi için yutma oranları yüksek siyah mat boyalarla boyanırlar ya da yutma oranı yüksek ve yüksek sıcaklıklarda da ışınım yayma oranı düşük seçici yüzey kaplamalarıyla kaplanırlar (Kılıç ve Öztürk, 1983).

3.4.1.3. Isı yalıtmı

Kollektörün güneş ışınımı almayan alt ve yan kısımlarından olan ısı kayıplarının azaltılması için ısı iletim katsayısı düşük olan cam yünü gibi malzemelerle kaplanır.

3.4.1.4. Kollektör kasası

Kasa yalıtkan malzemenin ıslanmasını önleyecek bir biçimde, kolay montaj için çıtalı yapılmalıdır. Ayrıca camda ki yoğuşan buharı atmak için 2 tarafından 2-3 mm delikli ve camın genleşme durumuna göre camın patlamaması için hafif boşluklu olmalıdır.

Düzlemsel kollektörlerde kendi içlerinde ısı aktarımı yapılan akışkana göre sınıflandırılır. Bu kollektörler havalı kollektörler ve sıvılı tip kollektörlerdir.

3.4.2. Vakum borulu güneş toplayıcıları

Vakum borulu güneş kollektörleri, yüksek sıcaklıklı ve güneşi izlemesi gerekmeyen güneş kollektörleridir. Vakumlu güneş toplayıcıları havası boşaltılmış cam boru, güneş enerjisini yutan toplayıcı yüzey, ısı transfer akışkanı ve bu akışkanın içinde dolaştığı boru ve manifoldan oluşur. Bu kollektörlerde yüzeye gelen enerjiyi arttırmak için metal veya cam yansıtıcılılar kullanılır ve bu kollektörlerin çıkış sıcaklıkları 100-120^{o}C sıcaklıklarındadır. Düzlemsel kollektörlere göre daha yüksek verimlidir bunun nedeni ise tüpün silindirik bir şekilde olduğu için güneş ışınlarının yüzeye her zaman dik gelmesinden kaynaklıdır, geniş kullanım alanına sahip, kolay montajı ve mimariye uygunluğu açısından üstündür ancak düzlemsel kollektörlere göre ilk yatırım maliyetleri yüksektir. Bu sistemlerde maliyeti yükselten durum ise vakum ve cam tüplerdir (Öztürk, 2012, Atmaca ve Yiğit, 2018).



Şekil 3.6. Vakum borulu güneş kollektörü

3.4.2.1. Cam tüp

Cam tüpte oluşturulan yüksek vakum sayesinde iletim ve taşınım kayıpları ortadan kalkmıştır ayrıca dış etkenlere karşı yalıtımı mükemmel olduğundan sıcaklık ve rüzgara göre verimi değişmemektedir.

3.4.2.2. Yutucu yüzey

Yutucu yüzey ısı geçirgenliği yüksek olan bakır alüminyum gibi malzemelerden yapılır ve üst yüzeyi genellikle seçici yüzeylerle kaplanır.

3.4.2.3. Isı transfer akışkanı

100^{o}C'nin üstündeki uygulamalar için basınçla sıvılaştırılmış gazlar altında ise su kullanılmaktadır.

3.4.2.4. Isı boruları

Absorber plaka üzerine monte edilmiş içinde ısı transfer akışkanının dolaştığı ısı borusu, yutulan enerjiyi ısı transfer akışkanına aktaran elemandır.

Vakum borulu kollektörler çalışma prensibine göre ikiye ayrılırlar. Açık sistem vakum kollektörler kullanım suyunun ısı transfer akışkanı olarak kullanıldığı sistemlerdir bu sistemle düzlemsel kollektörler gibi çalışırlar. Kapalı tip vakumlu kollekörlerde ise kullanım suyu ısı transfer akışkanı olarak kullanılmaz, buharlaşma basıncı yüksek gazlar kullanılır. Bu sistem ise ısı borusu içinde ısınan akışkan kondenser ısıyı kullanım suyuna transfer eder soğuyan akışkan tekrar ısı borusunun içinde aşağıya iner ve bu çevrim devam eder (Atmaca ve Yiğit, 2018)

3.4.2.5. Vakum tipli kollektörlerin verimleri, faydalı enerjileri, kollektör alanları

Kollektör verimi

$$\eta_K = k_0 - k_1 x - k_2 x^2 I_E \tag{3.23}$$

$$x = \frac{T_{ORT} - T_Ç}{I_E} \tag{3.24}$$

T_{ORT} = Ortalama kollektör sıcaklığıdır. Akışkanın kollektöre giriş ve çıkış sıcaklıklarının aritmetik ortalamasıyla bulunur. Bu çalışma da ortalama kollektör sıcaklığını 87,5 ^{o}C alınmıştır.

$T_{Ç}$ = Çevre sıcaklığıdır

k değerleri ise kollektörün optik verimi ve ısı kayıp katsayılarıdır. Kollektör firmalarından alınmıştır.

Gerekli kollektör alanı

$$A_K = \frac{Q_G}{\eta_K I_E} \tag{3.25}$$

Gerekli kollektör sayısı

$$N_{KOLLEKTOR} = \frac{A_K}{A_C} \tag{3.26}$$

A_C = Bir kollektör alanı (2 m^2)

Kollektörden sağlanan faydalı enerji

$$Q_F = \eta_K A_K I_E \tag{3.27}$$

3.4.3. Yoğunlaştırıcı tip kollektörler

Güneş enerji uygulamaları yüksek sıcaklık uygulamalarında (elektrik üretimi, buhar veya sıcak hava üretimi) kullanılmak istendiğinde yoğunlaştırıcı tip kollektörler kullanılmaktadır. Bu sistemler de kendi içlerinde çanak tip ve parabolik oluk tip ve merkezi çanak sistemleridir. Bu sistemlerde yoğunlaştırma oranları 300-40000 arasında değişmektedir ve kollektörlerden akışkanların sıcaklıkları 300^{o}C üzerinde hatta merkezi alıcı güç santrallerinde 1000^{o}C üzerine çıkabilmektedir.

3.5. Antalya ve Kocaeli İlleri için Güneş Enerjisi Hesaplamaları

Türkiye'nin güneş enerjisi potansiyeli haritası göz önüne alınarak iki farklı bölgeden olan Antalya ve Kocaeli ili için hesaplamalar yapılmıştır. Antalya ve Kocaeli ili için yapılan güneş enerjisi hesaplamalarında absorbsiyonlu soğutma sistemin için çalışma koşulları olarak soğutma kapasitesi Q_E=15 kW T_E=10^{o}C, T_G=80^{o}C, T_A=T_K=40^{o}C

ϵ=0,6 η_P=0,8 kabul edilmiştir. Soğutucu akışkan çifti olarak LiBr-H_2O, LiCl-H_2O ve NH_3-H_2O kullanan absorbsiyonlu soğutma sistemini çalıştırmak için gerekli olan generatör kapasitesini sağlamak için hesaplamalar yapılmıştır. Generatörlerin ısıl kapasitesini karşılamak için tasarlanan güneş enerjisi sisteminde vakum tüplü güneş kollektörleri kullanılmış, yaz aylarına göre analiz yapılacağı için kollektörlerin eğim açıları literatürde yaz ayları için tavsiye edilen enlem derecesinden 15^o düşük alınmıştır. Bu sebeple sırasıyla Antalya ili için 22^o Kocaeli ili için 26^o derece alınmıştır. İki şehir için rakım değerleri ise sırasıyla 42 m ve 76 m, enlem dereceleri ise 36,91^o ve 40,76^o alınmıştır. Bu değerler ele alınarak iki şehir için Mayıs ayından Eylül ayına kadar yapılan hesaplamalar bu bölümde Tablolar halinde verilmiştir.

Tablo 3.2.'den Tablo 3.15.'e kadar olan hesaplamalarda 3.3.Güneş Geometrisi ve Güneş Işınımı bölümünde yer alan (denklem 3.1.-3.22.) denklemler kullanılmıştır.

Tablo 3.2. Aylara göre şehirlerin ortalama deklinasyon açıları

Şehir	Deklinasyon Açısı (δ^o)				
	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Antalya	18,8	23,09	21,2	13,45	2,21
Kocaeli	18,8	23,09	21,2	13,45	2,21

Tablo 3.3. Aylara göre şehirlerin güneş batış açıları

Şehir	Güneş Batış Açısı (ω_s ^{o})				
	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Antalya	104,8	108,7	106,9	100,4	91,67
Kocaeli	107,1	111,6	109,5	101,9	91,91

Tablo 3.4. Aylara göre şehirlerin gün uzunlukları

Şehir	Gün Uzunluğu (saat)				
	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Antalya	13,97	14,49	14,26	13,38	12,22
Kocaeli	14,27	14,87	14,6	13,59	12,25

Tablo 3.5. Atmosfer dışında şehirlerin aylık ortalana günlük toplam gelen güneş ışınımı

Şehir	H_0 (MJ/m^{2}gün)				
	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Antalya	39,9	41,66	40,7	37,07	31,14
Kocaeli	39,63	41,77	40,64	36,39	29,7

Tablo 3.6. Aylara göre şehirlerin izafi güneşlenme süreleri (Atmaca, 2018)

Şehir	İzafi Güneşlenme Süreleri (n/N)				
	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Antalya	0,73	0,82	0,86	0,88	0,83
Kocaeli	0,55	0,62	0,67	0,67	0,6

Tablo 3.7. Aylara göre şehirlerin ampirik sabitleri

Şehir	Antalya		Kocaeli	
Ampirik Sabitler	a	b	a	b
Mayıs	0,2919	0,3762	0,2879	0,38
Haziran	0,296	0,3728	0,2929	0,3758
Temmuz	0,2943	0,3742	0,2908	0,3775
Ağustos	0,2854	0,3816	0,2802	0,3864
Eylül	0,2665	0,3973	0,2592	0,40339

Tablo 3.8. Aylara göre şehirler için yeryüzünde yatay bir düzleme gelen aylık ortalama günlük toplam güneş ışınımı

Şehir	H (MJ/m^{2}gün)				
	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Antalya	22,6	25,06	25,08	23,03	18,57
Kocaeli	19,69	21,97	22,1	19,62	14,89

Tablo 3.9. Aylara göre şehirlerin berraklık indekslerinin değişimi

Şehir	Berraklık İndeksi K_T				
	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Antalya	0,5665	0,601	0,616	0,621	0,596
Kocaeli	0,497	0,525	0,543	0,539	0,501

Tablo 3.10. Aylara göre şehirler için yeryüzünde yatay bir düzleme gelen aylık ortalama günlük toplam yayılı güneş ışınımı

Şehir	H_D (MJ/m^{2}gün)				
	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Antalya	7,483	7,494	7,159	6,464	5,645
Kocaeli	7,712	8,059	7,765	6,972	5,775

Tablo 3.11. Aylara göre şehirler için yeryüzünde yatay bir düzleme gelen aylık ortalama günlük toplam direkt güneş ışınımı

Şehir	H_B (MJ/m^{2}gün)				
	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Antalya	15,12	17,57	17,92	16,57	12,93
Kocaeli	11,98	13,91	14,34	12,64	9,119

Tablo 3.12. Aylara göre eğik düzlem üzerinde güneş ışınlarının ilk düşüş açıları

Şehir	Eğik Yüzeye Güneş Işınlarının Düşüş Açısı ($\omega_s{}'^{o}$)				
	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Antalya	95,2	96,52	95,92	93,65	90,59
Kocaeli	95,14	96,45	95,86	93,61	90,58

Tablo 3.13. Eğik yüzey üzerine düşen toplam güneş ışınımlarının yatay düzlem üzerine düşen güneş ışınlarına oranı (R_b)'nin oranı

Şehir	R_b				
	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Antalya	0,966	0,921	0,94	1,026	1,174
Kocaeli	0,971	0,917	0,941	1,045	1,232

Tablo 3.14. Aylara göre şehirler için (H_T/H) R oranlarının değişimleri

Şehir	R				
	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Antalya	0,9725	0,941	0,9545	1,016	1,117
Kocaeli	0,973	0,939	0,954	1,021	1,132

Tablo 3.15. Eğik düzlem üzerine düşen aylık ortalama günlük toplam güneş ışınımının aylara göre değişimi

Şehir	H_T (MJ/m^{2}gün)				
	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Antalya	21,98	23,59	23,94	23,39	20,75
Kocaeli	19,16	20,64	21,09	20,03	16,87

Tablo 3.16. Şehirler için eğik düzlem üzerine düşen anlık ortalama güneş ışınımları

Şehir	Anlık Ortalama Güneş Işınımı (W/m^2)	
	Antalya	Kocaeli
Mayıs	437,04	372,9
Haziran	452,22	385,56
Temmuz	466,33	401,255
Ağustos	485,59	409,41
Eylül	471,67	382,53

Yukarıda 3.2.-3.15. arasındaki tablolar şehirler için eğik düzlem üzerine gelen günlük ortalama ışınımı bulmak için yapılan hesaplamalardır. Tablo 3.16.' da görüldüğü üzere aylık ortalama güneş ışınımları yaz aylarında artmaktadır. Kocaeli ili ile Antalya ili arasındaki anlık ortalama güneş ışınım değerlerini karşılaştırdığımızda ise Antalya ilinin aylara göre Kocaeli ilinden yaklaşık %20 daha fazla güneş ışınımı aldığı görülmektedir.

Güneş enerjisi sistemlerinde eğik yüzeye gelen güneş ışınım değerleri bulunduktan sonra sistem için uygun olan kollektörler seçilir. Yapılan çalışmada generatör için gerekli ısıl yükü karşılayabilmek için düzlemsel kollektörlere göre daha yüksek çalışma koşullarında çalışan ve daha verimli olan vakum tüplü kollektörler seçilmiştir. Sistemde çalışacak olan kollektör tipi seçildikten sonra sistemden en iyi verimi almak için üç farklı vakum tüplü kollektör seçilmiş ve bunların karşılaştırılması yapılmıştır. Seçilen kollektör ve optik verimleri ve ısı kayıp katsayıları Tablo 3.17.'de verilmektedir. Kollektörlerin verimi ve sistem için uygun kollektör alanı için bölgelerin çevre sıcaklıkları bilinmelidir. İki şehir için aylara göre ortalama sıcaklıklar 1929-2019 yılları arasındaki ölçümler dikkate alınarak Tablo 3.18.'de görülmektedir.

Tablo 3.17. Kollektörlerin özellikleri (Viesman, Sim, 2014)

Kollektör Markası	Kollektör Tipi	k_0 (%)	k_1 (W/m^{2}K)	k_2 (W/m^{2}K)
Viesman Vitosol 200 T (1)	Vakum Tüplü	82	1,62	0,0068
Viesman Vitosol 300 T (2)	Vakum Tüplü	80,9	1,37	0,0068
SİM (3)	Vakum Tüplü	78	1,57	0,0057

Tablo 3.18. Şehirlerin aylık ortalama sıcaklıkları (URL-1)

Şehir	Ortalama Sıcaklıklar (^{o}C)				
	Mayıs	Haziran	Temmuz	Ağustos	Eylül
Antalya	20,5	25,3	28,4	28,3	25,1
Kocaeli	17,5	21,6	23,7	23,8	20,4

Şehirler için sıcaklık, ışınım ve kollektör verilerinden yararlanılarak iki şehir için, absorbsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan üç akışkan çifti için generatör ısıl kapasitesini %100 karşılayacak gerekli kollektör alanları ve kollektör verimleri hesaplanmıştır.

Tablo 3.19. LiCl-H_2O sistemi için Antalya ili için gerekli kollektör alanları ve kollektör verimleri

Ay	Kollektör -1		Kollektör -2		Kollektör -3	
	Verim	Kollektör Alanı (m^2)	Verim	Kollektör Alanı (m^2)	Verim	Kollektör Alanı (m^2)
Mayıs	0,501	92,70	0,5291	87,96	0,4808	96,81
Haziran	0,539	83,46	0,5624	79,98	0,5153	87,30
Temmuz	0,5574	78,27	0,5844	74,64	0,5383	81,03
Ağustos	0,5734	73,05	0,5929	70,65	0,5475	76,53
Eylül	0,549	78,48	0,5716	75,45	0,5250	82,11

Tablo 3.19.'da en verimli kollektörün kollektör-2 olduğu görülmektedir. LiCl-H_2O ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemi için gerekli kollektör alanları incelendiğinde ise Mayıs ayından Ağustos ayına kadar gerekli kollektör alanlarının düştüğü sonucu elde edilmektedir. Kollektör alanı gereksinimleri incelendiğinde ise sırasıyla en

yüksek ve en düşük kollektör alanlarının Mayıs ayında 96,81 m^2 ile kollektör-3'te olduğu 70,65 m^2 ile kollektör-2'de olduğu görülmüştür.

Tablo 3.20. LiCl-H_2O sistemi için Kocaeli ili için gerekli kollektör alanları ve kollektör verimleri

Ay	Kollektör-1		Kollektör-2		Kollektör-3	
	Verim	Kollektör Alanı (m^2)	Verim	Kollektör Alanı (m^2)	Verim	Kollektör Alanı (m^2)
Mayıs	0,426	127,89	0,462	117,96	0,41	132,93
Haziran	0,466	113,10	0,498	105,90	0,44	117,93
Temmuz	0,493	102,75	0,522	97,08	0,472	107,28
Ağustos	0,500	99,27	0,528	94,02	0,479	103,68
Eylül	0,455	116,67	0,488	108,84	0,455	121,56

Tablo 3.20.'de kollektör verimlerini Antalya ili ile karşılaştırdığımızda kollektör verimlerinin yaklaşık %7 düşüş gösterdiği görülmektedir. Gerekli kollektör alanları incelendiğinde ise en yüksek kollektör alanının 132,93 m^2 ile kollektör-3'te, en düşük ise 94,02 m^2 kollektör-2'de olduğu görülmüştür. Gerekli olan en düşük kollektör alanları Antalya ili ile karşılaştırıldığında ise %33 daha fazla kollektör alanı gerektiği görülmektedir.

Tablo 3.21. LiBr-H_2O sistemi için Antalya ili için gerekli kollektör alanları ve kollektör verimleri

Ay	Kollektör-1		Kollektör-2		Kollektör-3	
	Verim	Kollektör Alanı (m^2)	Verim	Kollektör Alanı (m^2)	Verim	Kollektör Alanı (m^2)
Mayıs	0,501	99,28	0,5291	94,20	0,4808	103,68
Haziran	0,539	89,38	0,5624	85,65	0,5153	93,49
Temmuz	0,5574	83,82	0,5844	79,93	0,5383	86,78
Ağustos	0,5734	78,23	0,5929	75,66	0,5475	81,96
Eylül	0,549	84,05	0,5716	80,80	0,525	87,93

Tablo 3.21.'de ise Antalya ili için LiBr-H_2O ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemi için gerekli olan kollektör alanları incelendiğinde en düşük kollektör alanının 75,66

m^2 olduğu görülmektedir. Antalya ilindeki LiCl-H_2O çifti ile karşılaştırıldığında ise %7 daha fazla kollektör alanı gerektiği gözlemlenmektedir.

Tablo 3.22. LiBr-H_2O sistemi için Kocaeli ili için gerekli kollektör alanları ve kollektör verimleri

Ay	Kollektör-1		Kollektör-2		Kollektör-3	
	Verim	Kollektör Alanı (m^2)	Verim	Kollektör Alanı (m^2)	Verim	Kollektör Alanı (m^2)
Mayıs	0,426	136,97	0,462	126,33	0,410	142,36
Haziran	0,466	121,13	0,498	113,41	0,440	126,3
Temmuz	0,493	110	0,522	103,97	0,472	114,89
Ağustos	0,50	106,31	0,528	100,69	0,479	111,04
Eylül	0,455	124,95	0,488	116,35	0,455	130,19

Kocaeili ili için en düşük kollektör alanının 100,69 m^2, en yüksek kollektör alanının ise 142,36 m^2 olduğu Tablo 3.22'de görülmektedir. Antalya ilindeki LiBr-H_2O ile çalışan sistemin en düşük kollektör alanı ile karşılaştırıldığında 25 m^2 fark olduğu sonucu elde edilmektedir.

Tablo 3.23. NH_3-H_2O sistemi için Antalya ili için gerekli kollektör alanları ve kollektör verimleri

Ay	Kollektör-1		Kollektör-2		Kollektö -3	
	Verim	Kollektör Alanı (m^2)	Verim	Kollektör Alanı (m^2)	Verim	Kollektör Alanı (m^2)
Mayıs	0,501	167,21	0,5291	158,59	0,4808	174,54
Haziran	0,539	150,47	0,5624	144,2	0,5153	157,4
Temmuz	0,5574	141,12	0,5844	134,57	0,5383	146
Ağustos	0,5734	131,7	0,5929	127,38	0,5475	137,98
Eylül	0,549	141,49	0,5716	136	0,525	148

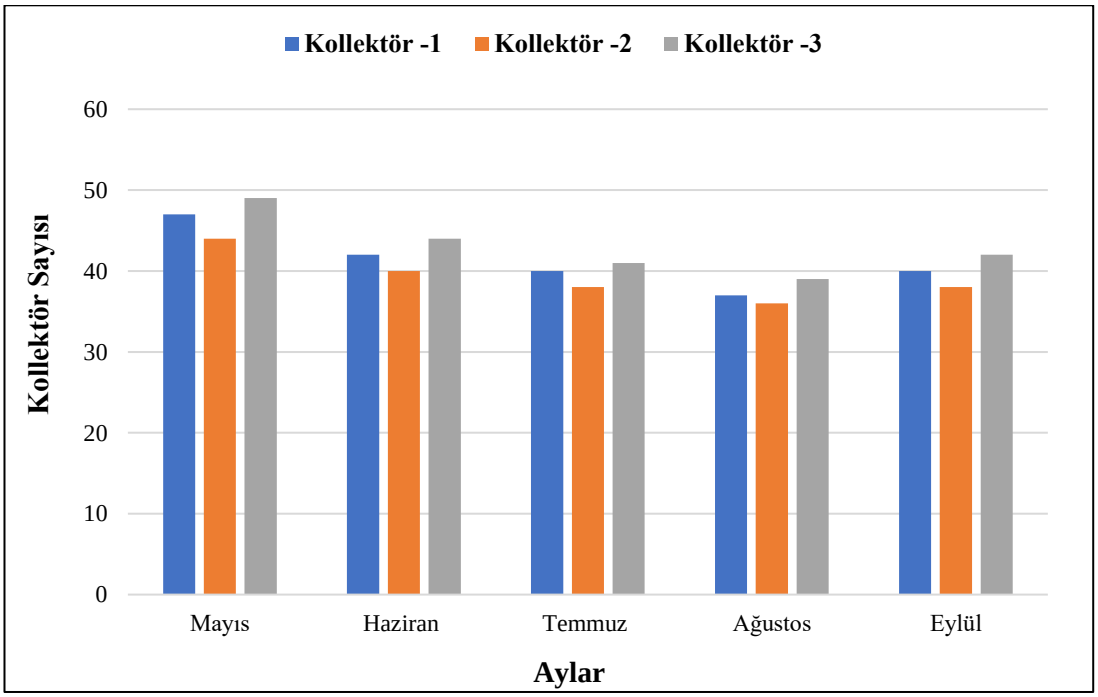
Tablo 3.23.'te en yüksek kollektör alanının 174,54 m^2, en düşük kollektör alanının ise 127,38 m^2 olduğu görülmektedir. Antalya ili için en az kollektör gereksinimlerine diğer iki akışkan çiftleri ile karşılaştırıldığında ise LiCl-H_2O çiftine göre %81, LiBr-H_2O çiftine göre %70 daha fazla kollektör alanı gerektirdiği sonucu elde edilmektedir.

Tablo 3.24. NH_3-H_2O sistemi için Kocaeli ili için gerekli kollektör alanları ve kollektör verimleri

Ay	Kollektör-1		Kollektör-2		Kollektör-3	
	Verim	Kollektör Alanı (m^2)	Verim	Kollektör Alanı (m^2)	Verim	Kollektör Alanı (m^2)
Mayıs	0,426	230,58	0,462	212,68	0,41	239,67
Haziran	0,466	203,91	0,498	190,93	0,44	212,62
Temmuz	0,493	185,25	0,522	175	0,472	193,42
Ağustos	0,5	179	0,528	169,51	0,479	186,93
Eylül	0,455	210,35	0,488	196,23	0,455	219,17

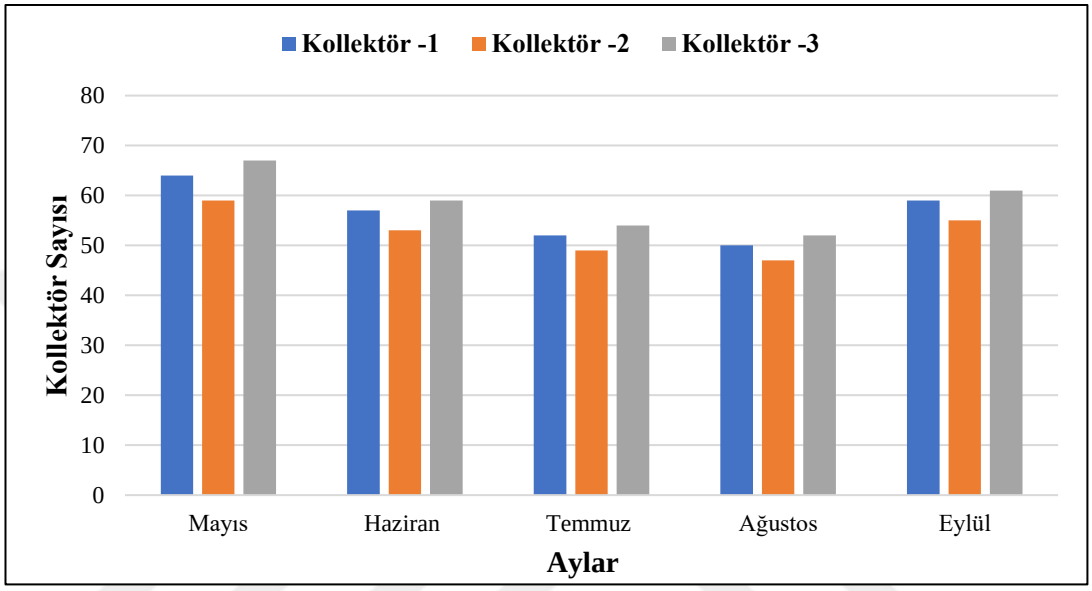
Kocaelili için NH_3-H_2O çifti için gerekli en düşük kollektör alanının 169,51 m^2 olup, Antalya ili ile karşılaştırıldığında 40 m^2 daha fazla kollektör kullanılması gerektiği Tablo 3.24.'te görülmektedir.

Şehirler için akışkan çiftleri ve aylara göre gerekli olan kollektör alanı ve verimleri incelemeleri doğrultusunda 1 kollektör alanının ortalama 2 m^2 olduğu kabulü ile şehirler için akışkan çiftlerine göre her ay için ayrı ayrı olarak ne kadar kollektör gerekmekte olduğu grafikler halinde açıklanmıştır.



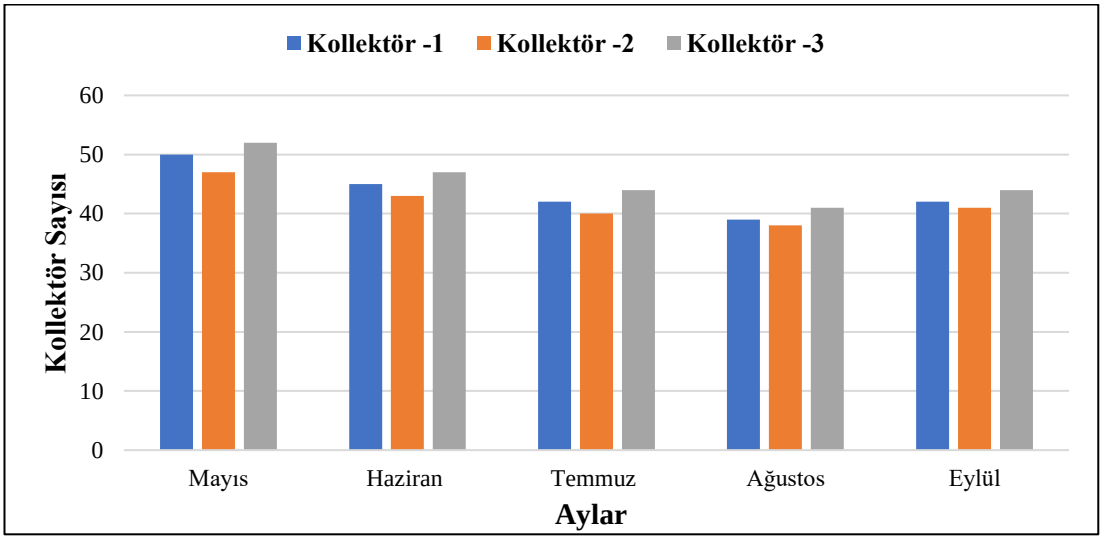
Şekil 3.7. LiCl-H_2O sistemi için Antalya ili için kollektör çeşitlerine göre gerekli kollektör sayıları

Şekil 3.7.'de Mayıs ayından Ağustos ayına doğru gerekli kollektör sayılarındaki azalma görülmektedir. En verimli kollektörlerin sırasıyla kollektör-2, kollektör-1 ve kollektör-3 olduğu görülmektedir. Antalya ili için gerekli en düşük kollektör sayısı Ağustos ayında olduğu ve kollektör-2'ye göre 38 kollektör gerektiği sonucu elde edilmektedir.



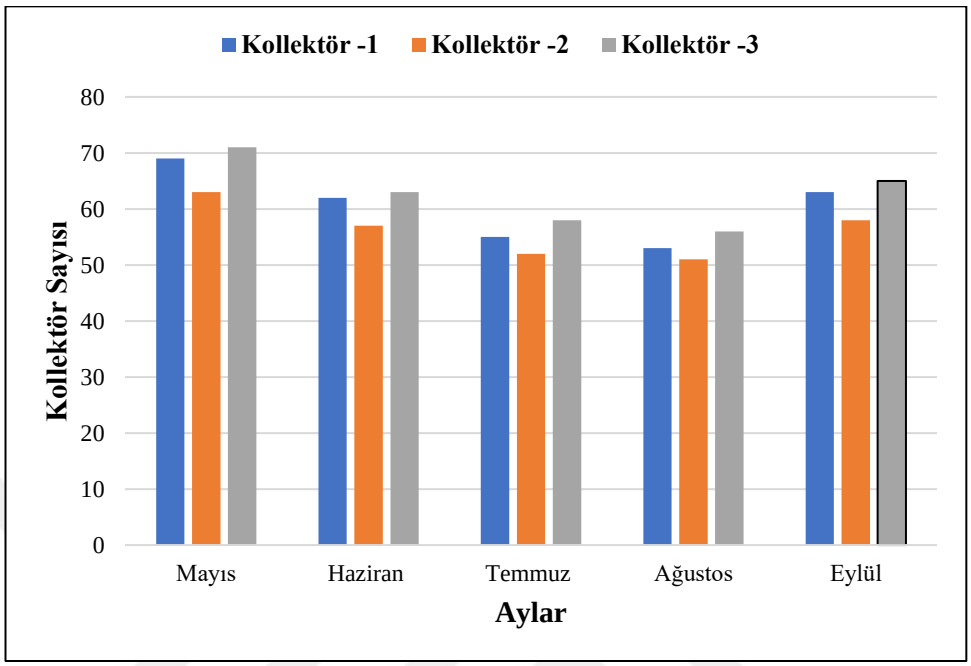
Şekil 3.8. LiCl-H_2O sistemi için Kocaeli ili için kollektör çeşitlerine göre gerekli kollektör sayıları

Kocaeli ili için en düşük kollektör sayısının Ağustos ayında gerektiği Şekil 2'de görülmektedir. Gerekli olan kollektör sayısı Ağustos ayında en düşük 47, en büyük ise Mayıs ayında 67 kollektördür.



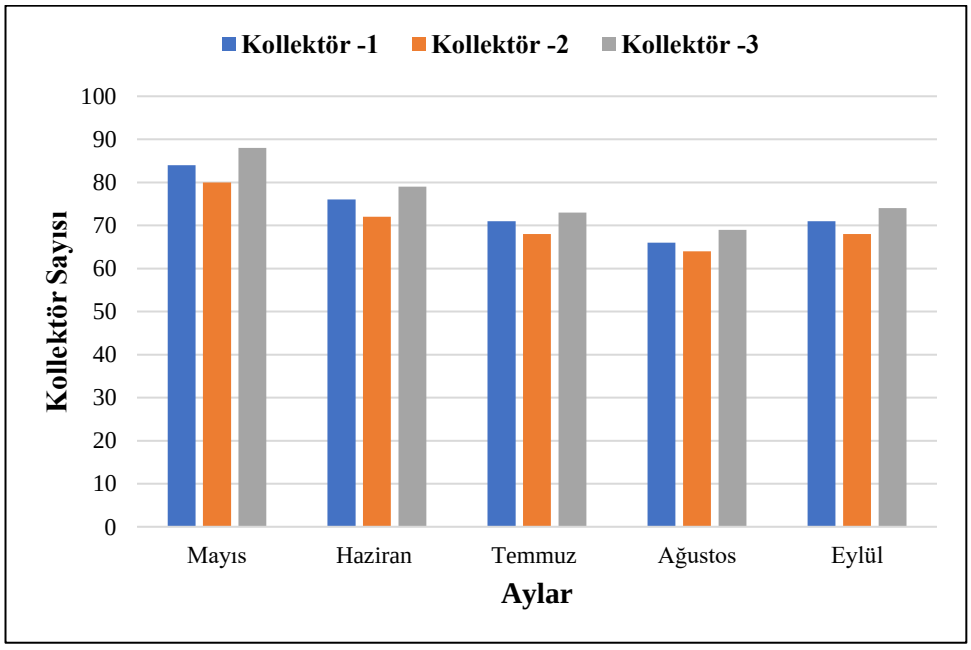
Şekil 3.9. LiBr-H_2O sistemi için Antalya ili için kollektör çeşitlerine göre gerekli kollektör sayıları

Şekil 3.9.'da Antalya ili için gerekli en düşük kollektör sayısı Ağustos ayında 38 olup, en yüksek kollektör sayısı Mayıs ayında 52 kollektördür.



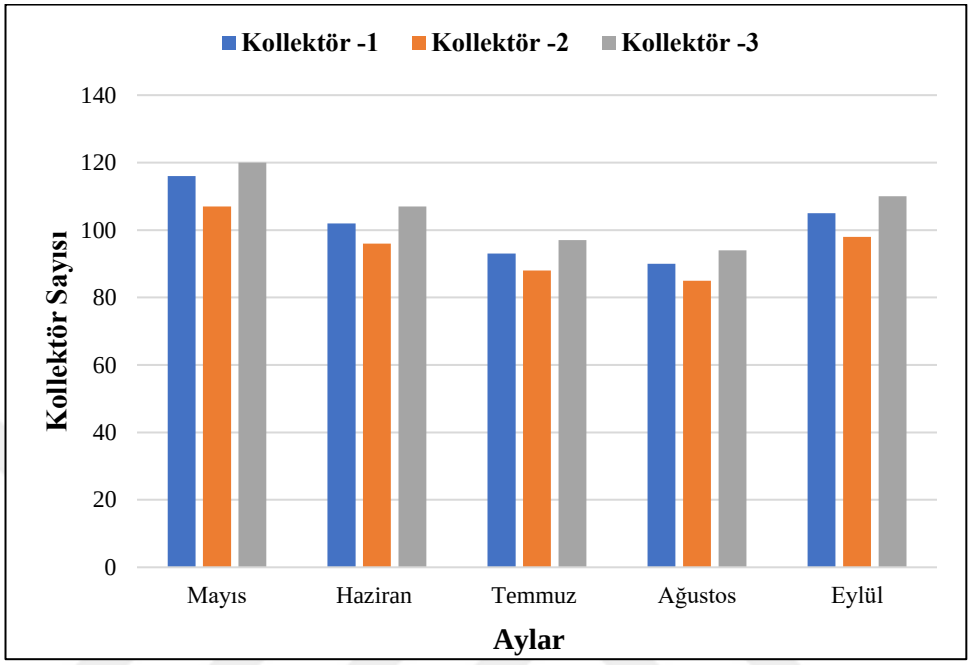
Şekil 3.10. LiBr-H_2O sistemi için Kocaeli ili için kollektör çeşitlerine göre gerekli kollektör sayıları

Kocaeli ili için gerekli kollektör sayıları en düşük ve en yüksek sırasıyla Ağustos ayında 51 ve Mayıs ayında 71 olduğu Şekil 3.10.da görülmektedir.



Şekil 3.11. NH_3-H_2O sistemi için Antalya ili için kollektör çeşitlerine göre gerekli kollektör sayıları

Şekil 3.11.'de NH_3-H_2O absorbsiyonlu soğutma sistemi için gerekli olan kollektör sayıları analiz edilmiştir. Yapılan analizde gerekli olan en düşük ve en yüksek kollektör sayıları sırası ile Ağustos ayında 64 ve Mayıs ayında 88 kollektördür.



Şekil 3.12. NH_3-H_2O sistemi için Kocaeli ili için kollektör çeşitlerine göre gerekli kollektör sayıları

Şekil 3.12.'de Kocaeli ili için gereken en düşük kollektör sayısı Ağustos ayında 85 iken en yüksek kollektör sayısının Mayıs ayında 120 olduğu görülmektedir.

Güneş enerjisi soğutma sistemlerinde soğutma sisteminin çalışabilmesi için gerekli olan enerjinin tamamını bazı durumlarda güneş enerji sistemi karşılamayabilir. Bu nedenle güneş enerjisi soğutma sistemleri tasarlanırken ek bir ısıtıcı koyacak şekilde tasarlanırlar. Bu sistemlerde eğer tüm enerji güneşten sağlanıyor ise güneşten kullanım oranı (SF=solar fraksiyon) %100'dür. Ancak güneş enerjisi soğutma sistemlerinde SF'nin %70-80 olduğu durumlarda ekonomik olduğu belirtilmektedir. (Goralı,2007)

$$SF = 1 - \frac{Q_{ek}}{Q_G} \tag{3.28}$$

$$Q_{ek} = Q_G - Q_F \tag{3.29}$$

Bu bilgiler doğrultusunda sistemin SF analizi, tablo ve grafiklerden elde edilen sonuçlara göre en verimli kollektör olan kollektör-2 (VİTOSOL 300 T)'ye göre yapılmış olup, sonuçlar tablolar halinde verilmiştir.

Tablo 3.25. LiCl-H_2O sistemi için Antalya iline göre SF analizi

LiCl-H_2O-Antalya				
75 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	17,34	20,34	2,997	0,852
Haziran	19,07	20,34	1,265	0,937
Temmuz	20,44	20,34	0	1
Ağustos	21,59	20,34	0	1
Eylül	20,22	20,34	0,119	0,994
Ortalama				95,60%
65 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	15,03	20,34	5,31	0,739
Haziran	16,53	20,34	3,809	0,812
Temmuz	17,71	20,34	2,626	0,87
Ağustos	18,71	20,34	1,626	0,92
Eylül	17,52	20,34	2,816	0,861
Ortalama				84%
55 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	12,72	20,34	7,622	0,625
Haziran	13,99	20,34	6,352	0,687
Temmuz	14,99	20,34	5,351	0,736
Ağustos	15,83	20,34	4,505	0,778
Eylül	14,83	20,34	5,512	0,729
Ortalama				71,10%

Tablo 3.25.'te LiCl-H_2O çevrimi için Antalya iline göre 55, 65 ve 75 m^2 kollektör alanlarıyla SF analiz sonuçları görülmektedir. Analiz sonucunda göre Antalya ilinde LiCl-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemi için 55 m^2 kollektör alanında SF %71,10 bulunmuştur. Antalya'da LiCl-H_2O çifti ile çalışan sistemin ekonomik

çalışabilmesi için 55 m^2 kollektör alanında çalışmasının uygun olduğu sonucu görülmektedir.

Tablo 3.26. LiCl-H_2O sistemi için Kocaeli iline göre SF analizi

LiCl-H_2O-Kocaeli				
105 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	18,09	20,34	2,251	0,889
Haziran	20,16	20,34	0,1791	0,99
Temmuz	21,99	20,34	0	1
Ağustos	22,7	20,34	0	1
Eylül	19,6	20,34	0,73	0,963
Ortalama				96,80%
95 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	16,37	20,34	3,793	0,8
Haziran	18,24	20,34	2,099	0,896
Temmuz	19,9	20,34	0,441	0,978
Ağustos	20,54	20,34	0	1
Eylül	17,73	20,34	2,606	0,871
Ortalama				90,90%
85 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	14,64	20,34	5,696	0,72
Haziran	16,32	20,34	4,01	0,8
Temmuz	17,8	20,34	2,536	0,875
Ağustos	18,37	20,34	1,966	0,9
Eylül	15,87	20,34	4,473	0,78
Ortalama				81,50%
75m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	12,91	20,34	7,43	0,634
Haziran	14,4	20,34	5,94	0,707
Temmuz	15,71	20,34	4,631	0,772
Ağustos	16,21	20,34	4,127	0,797
Eylül	14	20,34	6,339	0,688
Ortalama				71,90%

LiCl-H_2O sistemi için Kocaeli iline göre 105, 95, 85 ve 75 m^2 kollektör alanlarıyla SF analiz sonuçları Tablo 3.26.'da görülmektedir. Analiz sonucunda 75 m^2 kollektör alanında sistemin SF'si %71,90 hesaplamıştır. Kocaeli ilinde sistemin ekonomik çalışabilmesi 75 m^2 olması gerektiği belirlenmiştir. Aynı çalışma koşullarında Antalya ilindeki sisteme göre 20 m^2 daha fazla kollektör gerektiği sonucuna ulaşılmaktadır.

Tablo 3.27. LiBr-H_2O sistemi için Antalya iline göre SF analizi

LiBr-H_2O- Antalya				
75 m^2				
Ay	Q_F (Kw)	Q_G (Kw)	Q_{ek} (Kw)	SF
Mayıs	17,34	21,79	4,447	0,795
Haziran	19,07	21,79	2,715	0,875
Temmuz	20,44	21,79	1,351	0,938
Ağustos	21,59	21,79	0,197	0,991
Eylül	20,22	21,79	1,57	0,928
Ortalama				90,60%
65 m^2				
Ay	Q_F (Kw)	Q_G (Kw)	Q_{ek} (Kw)	SF
Mayıs	15,03	21,79	6,76	0,689
Haziran	16,53	21,79	5,25	0,758
Temmuz	17,71	21,79	4,076	0,812
Ağustos	18,71	21,79	3,07	0,858
Eylül	17,52	21,79	4,266	0,804
Ortalama				78,40%
55 m^2				
Ay	Q_F (Kw)	Q_G (Kw)	Q_{ek} (Kw)	SF
Mayıs	12,72	21,79	9,072	0,583
Haziran	13,99	21,79	7,802	0,641
Temmuz	14,99	21,79	6,801	0,687
Ağustos	15,83	21,79	5,955	0,7267
Eylül	14,83	21,79	6,962	0,68
Ortalama				66,40%

Tablo 3.27.'de LiBr-H_2O sistemi için Antalya iline göre 55, 65 ve 75 m^2 kollektör alanlarıyla SF analiz sonuçları görülmektedir. Analiz sonucunda sistemin, 65 m^2'de SF'si %78,4 olarak hesaplanmıştır. Sistemin ekonomik çalışabilmesi için 65 m^2'de çalışması uygun görülmüştür. Sistem kendisi ile aynı çalışma koşullarında çalışan

Antalya ilindeki LiCl-H_2O ile çalışan sistemle karşılaştırıldığında %7,3 daha fazla SF'ile 10 m^2 yaklaşık %18 daha fazla kollektör alanı gerektirdiği görülmektedir.

Tablo 3.28. LiBr-H_2O sistemi için Kocaeli iline göre SF analizi

LiBr-H_2O-Kocaeli				
105 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	18,09	21,79	3,701	0,83
Haziran	20,16	21,79	1,62	0,92
Temmuz	21,99	21,79	0	1
Ağustos	22,7	21,79	0	1
Eylül	19,6	21,79	2,19	0,899
Ortalama				93%
95 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	16,37	21,79	5,423	0,75
Haziran	18,24	21,79	3,55	0,837
Temmuz	19,9	21,79	1,9	0,91
Ağustos	20,54	21,79	1,25	0,94
Eylül	17,73	21,79	4,06	0,81
Ortalama				85%
85 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	14,64	21,79	7,15	0,672
Haziran	16,32	21,79	5,47	0,75
Temmuz	17,8	21,79	3,99	0,817
Ağustos	18,37	21,79	3,42	0,84
Eylül	15,87	21,79	5,92	0,728
Ortalama				76,20%

Tablo 3.28.'de LiBr-H_2O sistemi için Kocaeli iline göre 85, 95 ve 105 m^2 kollektör alanlarıyla SF analiz değerleri görülmektedir. Analiz sonucunda 85 m^2 için SF'nin %76,20 olduğu görülmüştür. Sistemin ekonomik olarak çalışması için 85 m^2 kollektör alanı uygun bulunmuştur. Antalya ilinde aynı akışkan çifti ile çalışan sistemle karşılaştırıldığında ise 20 m^2 daha fazla kollektör alanına gereksinim duyduğu görülmektedir.

Tablo 3.29. NH_3-H_2O sistemi için Antalya iline göre SF analizi

NH_3-H_2O-Antalya				
125 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	28,9	36,69	7,79	0,79
Haziran	31,79	36,69	4,9	0,86
Temmuz	34,07	36,69	2,62	0,93
Ağustos	35,99	36,69	0,7	0,98
Eylül	33,7	36,69	2,99	0,92
Ortalama				89,60%
115 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	26,59	36,69	10,1	0,724
Haziran	29,25	36,69	7,44	0,8
Temmuz	31,34	36,69	5,35	0,85
Ağustos	33,11	36,69	3,58	0,9
Eylül	31	36,69	5,69	0,85
Ortalama				82,40%
105 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	24,28	36,69	12,41	0,66
Haziran	26,7	36,69	9,99	0,73
Temmuz	28,61	36,69	8,07	0,78
Ağustos	30,23	36,69	6,46	0,82
Eylül	28,31	36,69	8,38	0,77
Ortalama				75,20%
95 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	21,97	36,69	14,72	0,6
Haziran	24,16	36,69	12,53	0,66
Temmuz	25,89	36,69	10,8	0,705
Ağustos	27,35	36,69	9,34	0,745
Eylül	25,61	36,69	11,08	0,698
Ortalama				68,20%

NH_3-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemi için Antalya iline göre 95, 105, 115 ve 125 m^2 kollektör alanlarına göre SF analiz sonuç değerleri Tablo 3.29.'da verilmektedir. Buna göre sistemim SF'si 105 m^2 için %75,20 olarak bulunmuştur. Sistemin ekonomik çalışabilmesi için 105 m^2 kollektör alanıyla çalışmasının uygun olacağı söylenebilir.

Tablo 3.30. NH_3-H_2O sistemi için Kocaeli iline göre SF analizi

Amonyak-Kocaeli				
165 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	28,43	36,69	8,26	0,77
Haziran	31,69	36,69	5	0,863
Temmuz	34,56	36,69	2,13	0,94
Ağustos	35,67	36,69	1,02	0,97
Eylül	30,8	36,69	5,89	0,84
Ortalama				87,60%
155 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	26,7	36,69	9,99	0,73
Haziran	29,76	36,69	6,93	0,81
Temmuz	32,47	36,69	4,22	0,88
Ağustos	33,51	36,69	3,18	0,91
Eylül	28,93	36,69	7,76	0,79
Ortalama				82,40%
145 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	24,98	36,69	11,71	0,68
Haziran	27,84	36,69	8,85	0,76
Temmuz	30,38	36,69	6,31	0,827
Ağustos	31,34	36,69	5,35	0,85
Eylül	27,07	36,69	9,62	0,737
Ortalama				77,10%
135 m^2				
Ay	Q_F (kW)	Q_G (kW)	Q_{ek} (kW)	SF
Mayıs	23,26	36,69	13,43	0,633
Haziran	28,92	36,69	10,77	0,7
Temmuz	28,28	36,69	8,41	0,77
Ağustos	29,19	36,69	7,5	0,79
Eylül	25,2	36,69	11,49	0,69
Ortalama				71,66%

Tablo 3.30.'da NH_3-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemi için Kocaeli iline göre 135, 145, 155 ve 165 m^2 kollektör alanlarına göre SF analizi sonuçları verilmektedir. Yapılan analiz sonucunda 135 m^2 ve 145 m^2 kollektör alanlarında ekonomik olarak çalışılabileceği gözlemlenmiştir. Kendisiyle aynı çalışma koşullarında Antalya ilinde çalışan sistem ile karşılaştırıldığında ise %28,5 daha fazla kollektör alanına gereksinim duyduğu görülmektedir.

Analizler sonucunda Antalya ilinin hem karşılaştırılması yapılan Kocaeli iline göre hem de aynı çalışma koşullarındaki çalışan sistemlerden LiCl-H_2O çiftinin diğer akışkan çiftlerine göre daha iyi sonuç verdiği görülmektedir. Ekonomik çalışma göz önüne alındığında en düşük kollektör alanı gereksinimine sahip Antalya ilinde LiCl-H_2O ve LiBr-H_2O çevrimleri karşılaştırıldığında ise LiCl-H_2O'nun çevriminin LiBr-H_2O çevrimine göre %18 daha iyi kollektör kazancı sağladığı gözlemlenmektedir. Kocaeli ilinde ekonomik çalışması için belirlenen kollektör alanlarında LiCl-H_2O için en düşük kollektör alanının aynı çalışma koşullarında aynı akışkan çifti kullanılan Antalya iline göre %36 fazla kollektör alanı gerektirdiği görülmüştür. NH_3-H_2O çifti ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sisteminde ise her iki şehirde de kabul edilen aynı çalışma koşullarında en kötü sonuçlar elde edildiği görülmektedir.

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri üzerine yapılan çalışmalardaki amaç sistemlerde kullanılan soğutucu akışkan çiftlerinin sistem performansı üzerindeki etkilerini arttırmak, en geniş çalışma aralıklarında performansı yüksek doğaya zarar vermeyen soğutucu akışkan çiftlerini geliştirmek ve bu iyi performans elde edebilecek akışkan çiftlerinin verebileceği maksimum sistem performansı üzerine sistem bileşenlerinin çalışma parametrelerini düzeltmek en sonunda güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, jeotermal enerji atık ısı gibi yenilenebilir enerji kaynaklarıyla entegre bir şekilde en verimli şekilde çalışmalarını sağlamaktır.

Bu çalışmada absorbsiyonlu soğutma sistemleri için en uygun yenilenebilir enerji kaynaklarından olan güneş enerjisi kaynaklı tek etkili absorbsiyonlu soğutma sistemi ele alınarak, bu sistemde piyasada en fazla kullanılan soğutucu akışkan çiftleri olan NH_3-H_2O, LiBr-H_2O eriyiklerinin yanında bu çiftlere rakip olabilecek LiCl-H_2O akışkan çiftlerini kullanarak ele alınan sistemin termodinamiğin birinci ve ikinci kanun kapsamında çeşitli sistem parametrelerinde analizleri yapılmıştır. Yapılan termodinamik analizlerinden sonra ele alınan sistemin iki farklı şehir için çeşitli aylara göre farklı güneş kollektörleriyle güneş enerji sisteminin analizi yapılmıştır.

Yapılan birinci kanun analizleri sonucunda aynı çalışma koşullarında çalışan, NH_3-H_2O, LiBr-H_2O ve LiCl- H_2O çiftlerinden en yüksek soğutma tesir katsayısının 0,77 ile LiCl-H_2O çiftinde olduğu görülmüş, absorbsiyonlu soğutma sistemleri için önemli bir çalışma parametresi olan dolaşım oranları karşılaştığında ise en düşük dolaşım oranının 5,716 ile LiCl-H_2O çiftinde olduğu saptanmıştır. Yapılan birinci kanun analizleri sonucunda LiCl-H_2O sisteminin çalışabildiği tüm sistem parametrelerinde diğer iki eriyik çiftine göre daha kararlı olduğu ve üstün performans gösterdiği görülmüştür. LiBr-H_2O sisteminin ise onun ardından geldiği belirlenmiştir.

Yapılan ikinci kanun analizleri sonucunda en yüksek tersinmezliklerin üç sistem için de generatör ve absorberde olduğu saptanmıştır. Tüm çalışma parametrelerinde LiCl-

H_2O üstünlük kurduğu görülmektedir. Sistemlerin ikinci kanun verimlilikleri karşılaştırıldığında ise LiCl-H_2O çiftinin %13,74 ekserji verimi ile diğer iki sisteme göre daha üstün olduğu görülmüştür. Sistemlerin verimlerinin arttırılması için eriyik ısı değiştirici etkinliğinin arttırılması gerektiği saptanmıştır.

Yapılan güneş enerjisi çalışmalarında Antalya ilinin Kocaeli iline göre daha avantajlı olduğu görülmüştür. İki şehir içinde güneş enerjisi ile çalışan absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde Ağustos aylarında gerekli kollektör alanları en düşük olduğu saptanmıştır. Analiz sonucunda gerekli en düşük kollektör alanlarının LiCl-H_2O eriyik çifti kullanan Antalya ve Kocaeli illeri için sırasıyla 70,65 ve 94,02 m^2 olduğu belirlenmiştir.

Ardından güneş enerjisinden ekonomik olarak yararlanmak için yapılan SF analizinde ise Antalya için LiCl-H_2O, LiBr-H_2O ve NH_3-H_2O çiftleri için sırasıyla %71,9, % 78,4, ve %75,2 SF oranlarıyla uygun bulunan kollektör alanları 55,75, ve 95 m^2 olarak hesaplanmıştır. Kocaeli ili için ise LiCl-H_2O, LiBr-H_2O ve NH_3-H_2O çiftleri için sırasıyla %71,9 ,%76,2 ve %71,6 SF oranlarıyla ekonomik olarak çalışan kollektör alanları 75,85 ve 95 m^2 olarak hesaplanmıştır.

NH_3-H_2O ile çalışan sistemin diğer iki sisteme göre belirlenen çalışma sıcaklıklarında verimsiz olduğu görülmüştür.

Yapılan analizler sonucunda sürekli gelişim gösteren güneş enerjisi teknolojilerinden etkin bir şekilde yararlanılırsa ülkemizde güneş enerji destekli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin efektif bir şekilde bir şekilde kullanılabileceği sonucu elde edilebilmektedir

KAYNAKLAR

Adewusi S. A., Zubair S. M., Second law based thermodynamic analysis of ammonia–water absorption systems, *Energy Conversion and Management*, 2004, **45**(15-16), 2355-2369.

Akdemir Ö., Güngör A., Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri; Verimlerini Artırmak İçin Geliştirilen Çevrimler, *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir, Türkiye, 3-6 Ekim 2001.

Alizadeh S., Bahar F., Geoola F., Design and optimisation of an absorption refrigeration system operated by solar energy, *Solar Energy*, 1979, **22**(2), 149-154.

Aman J., Ting D. K., Henshaw P., Residential solar air conditioning: Energy and exergy analyses of an ammonia–water absorption cooling system, *Applied Thermal Engineering*, 2014, **62**(2), 424-432.

Aphornratana S., Sriveerakul T., Experimental studies of a single-effect absorption refrigerator using aqueous lithium–bromide: effect of operating condition to system performance, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2007, **32**(2), 658-669.

Aprhornratana S., Eames I. W.,Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycles using the second law of thermodynamics method, *International Journal of Refrigeration*, 1995, **18**(4), 244-252.

Atmaca I., Yigit A., Simulation of solar-powered absorption cooling system, *Renewable Energy*, 2003, **28**(8), 1277-1293.

Balghouthi M., Chahbani M. H., Guizani A., Feasibility of solar absorption air conditioning in Tunisia, *Building and Environment*, 2008 **43**(9), 1459-1470.

Bellos E., Tzivanidis C., Antonopoulos K. A., Exergetic and energetic comparison of LiCl-H2O and LiBr-H2O working pairs in a solar absorption cooling system, *Energy Conversion and Management*, 2016, **123**, 453-461.

Bermejo P., Pino F. J., Rosa F., Solar absorption cooling plant in Seville, *Solar Energy*, 2010, **84**(8), 1503-1512.

Büyükalaca O., Yılmaz T., Güneş enerjisi ile soğutma teknolojilerine genel bir bakış, *Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi*, Mersin, Türkiye 2003.

Cengel Y. A., Boles M. A. *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 6th ed., The McGraw-Hill Companies, Inc., New York, 2007.

Ceylan İ., Gürel A. E., *Güneş Enerjisi Sistemleri ve Tasarımı*, Dora Yayıncılık, Bursa, 2017.

Cimsit C., Ozturk I. T., Analysis of compression–absorption cascade refrigeration cycles, *Applied Thermal Engineering*, 2012, **40,** 311-317.

Colorado D., Rivera W., Performance comparison between a conventional vapor compression and compression-absorption single-stage and double-stage systems used for refrigeration, *Applied Thermal Engineering*, 2015, **87**, 273-285.

Dincer I., Dost S.,Energy analysis of an ammonia-water absorption refrigeration system, *Energy Sources*, 1996, **18(**6), 727-733.

Dincer I., Ratlamwala T. A. H., *Integrated absorption refrigeration systems: comparative energy and exergy analyses*, Springer, 2016.

Farshi L. G., Ferreira C. I., Mahmoudi S. S., Rosen, M. A., First and second law analysis of ammonia/salt absorption refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, 2014, **40**, 111-121.

Farshi L. G., Mahmoudi S. S., Rosen M. A., Yari M., Amidpour, M., Exergoeconomic analysis of double effect absorption refrigeration systems, *Energy Conversion and Management*, 2013, **65**, 13-25.

Fernandez-Seara J., Sieres J., Vazquez M., Compression–absorption cascade refrigeration system, *Applied Thermal Engineering*, 2006, **26**(5-6), 502-512.

Florides G. A., Kalogirou S. A., Tassou S. A., Wrobel L. C., Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus, *Solar Energy*, 2002, **72**(1), 43-51.

Gogoi T. K., Konwar D., Exergy analysis of a H2O–LiCl absorption refrigeration system with operating temperatures estimated through inverse analysis, *Energy Conversion and Management*, 2016, **110**, 436-447.

Gomri R., Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems, *Energy Conversion and Management*, 2010, **51**(8), 1629-1636.

Goralı E., Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemi, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü, İstanbul, 2007, 185606.

Jain V., Kachhwaha S. S., Sachdeva G., Thermodynamic performance analysis of a vapor compression–absorption cascaded refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, 2013, **75**, 685-700.

Kairouani L., Nehdi E.,Cooling performance and energy saving of a compression–absorption refrigeration system assisted by geothermal energy, *Applied Thermal Engineering*, 2006, **26**(2-3), 288-294.

Kaushik S. C., Arora A., Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water–lithium bromide absorption refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, 2009, **32**(6), 1247-1258.

Kaynaklı Ö., Yamakaradeniz R., H2O-LiBr ve NH3-H2O Eriyiği Kullanan Tek Kademeli Soğurmalı Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması, *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 2003, **5**(2), 73-87.

Kaynakli O., Kilic M., Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system, *Energy Conversion and Management*, 2007, **48**(2), 599-607.

Keçeciler A., Acar H. İ., Doğan A.,Thermodynamic analysis of the absorption refrigeration system with geothermal energy: an experimental study, *Energy Conversion and Management*, 2000, **41**(1), 37-48.

Ketfi O., Merzouk M., Merzouk N. K., Metenani S. E., Performance of a single effect solar absorption cooling system (Libr-H2O), *Energy Procedia*, 2015, **74**, 130-138.

Khaliq A., Kumar R., Exergetic analysis of solar powered absorption refrigeration system using LiBr-H2O and NH3-H2O as working fluids, *International Journal of Exergy*, 2007, **4**(1), 1-18.

Kılıç A., Öztürk A., *Güneş Enerjisi*, Kipaş Dağıtımcılık, İstanbul, 1983.

Kilic M., Kaynakli O., Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system, *Energy*, 2007, **32**(8), 1505-1512.

Kovacı T., Şahin A. Ş., Energy and exergy analysis of a double-effect LiBr-H2O absorption refrigeration system, *International Journal of Energy and Environment*, 2018, **9**(1), 37-48.

Kumar V., Pandya B., Patel J., Matawala V., Cut-off temperature evaluation and performance comparison from energetic and exergetic perspective for NH3-H2O absorption refrigeration system, *Thermal Science and Engineering Progress*, 2017, **4**, 97-105.

Lee S. F., Sherif S. A., Thermodynamic analysis of a lithium bromide/water absorption system for cooling and heating applications, *International Journal of Energy Research*, 2001, **25**(11), 1019-1031.

Onan C., Ozkan D. B., Erdem S.Exergy analysis of a solar assisted absorption cooling system on an hourly basis in villa applications, *Energy*, 2010, **35**(12), 5277-5285.

Ozgoren M., Bilgili M., Babayigit O., Hourly performance prediction of ammonia–water solar absorption refrigeration, *Applied Thermal Engineering*, 2012, **40**, 80-90.

Öztürk H. H.,*Güneş enerjisi ve uygulamaları*, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2010.

Pátek J., Klomfar J., Thermodynamic properties of the LiCl–H2O system at vapor–liquid equilibrium from 273 K to 400 K, *International Journal of Refrigeration*, 2008, **31**(2), 287-303.

Patek J., Klomfar J., A computationally effective formulation of the thermodynamic properties of LiBr–H2O solutions from 273 to 500 K over full composition range, *International Journal of Refrigeration*, 2006, **29**(4), 566-578.

Patel J., Pandya B., Mudgal, A., Exergy based analysis of LiCl-H2O absorption cooling system, *Energy Procedia*, 2017, **109**, 261-269.

Raghuvanshi S., Maheshwari G. Analysis of ammonia–water (NH3-H2O) vapor absorption refrigeration system based on first law of thermodynamics. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 2011, **2**(8), 1-7.

Sim L. F., Numerical modelling of a solar thermal cooling system under arid weather conditions, *Renewable Energy*, 2013, **67**, 186-191.

Sözen A., Effect of heat exchangers on performance of absorption refrigeration systems, *Energy Conversion and Management*, 2001, **42**(14), 1699-1716.

Sözen A., Özalp M., Arcaklioğlu E., Prospects for utilisation of solar driven ejector-absorption cooling system in Turkey, *Applied Thermal Engineering*, 2004 ,**24**(7), 1019-1035.

Srikhirin P., Aphornratana S., Chungpaibulpatana S., A review of absorption refrigeration technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2001, **5**(4), 343-372.

Sun D. W., Comparison of the performances of NH3-H2O, NH3-LiNO3 and NH3-NaSCN absorption refrigeration systems, *Energy Conversion and Management*, 1998, **39**(5-6), 357-368.

Şencan A., Yakut K. A., Kalogirou S. A., Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems, *Renewable Energy*, 2005, **30(**5), 645-657.

Şencan A., Atık Isı ile Çalışan Absorbsiyonlu Sistemlerin Modellenmesi, Ekserji Analizi ve Optimizasyonu, Doktora Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta, 2004, 184341.

Talbi M. M., Agnew B., Exergy analysis: an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids, *Applied Thermal Engineering*, 2000, **20**(7), 619-630.

URL-1: http://www.mgm.gov.tr/veridegerlendirme/il-ilçeler-istatistik.aspx (Ziyaret Tarihi: 1 Ağustos 2020)

Wang L., Ma A., Tan Y., Cui X., Cui H., Study on solar-assisted cascade refrigeration system, *Energy Procedia*, 2012, **16**, 1503-1509.

Yamankaradeniz R., Horuz İ., Kaynaklı Ö., Çoşkun S., Yamankaradeniz N., *Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları*, Dora Yayınları, Bursa, 2017.

Yiğit A., Atmaca İ., *Güneş enerjisi Mühendislik Uygulamaları*, Dora Yayıncılık, Bursa, 2018.

Yilmaz C., Thermodynamic and economic investigation of geothermal powered absorption cooling system for buildings, *Geothermics*, 2017, **70**, 239-248.

Viesmann Vitosol Kollektör Planlama Kılavuzu

KİŞİSEL YAYIN VE ESERLER

Gündüz A.H., Cimşit C., Organik Rankine Çevrimi İle Çalışan Buhar Sıkıştırmalı Mekanik Bir Soğutma Sisteminin Enerji ve İkinci Yasa Analizi, *V. Enerji Verimliliği Kongresi ve Sergisi*, Gebze, Türkiye, 18-19 Ekim 2019.

Gündüz A.H., Cimşit C., Organik Rankine Çevrimi İle Çalışan Buhar Sıkıştırmalı Mekanik Bir Soğutma Sisteminin Analizi, *22. Isı Bilim ve Tekniği Kongresi*, Kocaeli, Türkiye, 11-14 Eylül 2019.

ÖZGEÇMİŞ

İlk, orta ve lise eğitimini Kocaeli'de tamamladı. 2017 yılında Düzce Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun oldu. Kocaeli Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde halen Yüksek Lisans eğitimine devam etmektedir.