

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ



**GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ABSORPSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN
İNCELENMESİ**

Niyazi OĞUZ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HAZİRAN 2019

ANTALYA

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



**GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ABSORPSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN
İNCELENMESİ**

Niyazi OĞUZ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HAZİRAN 2019

ANTALYA

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ABSORPSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN
İNCELENMESİ

Niyazi OĞUZ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI
YÜKSEK LİSANS TEZİ

Bu tez 19/06/2019 tarihinde jüri tarafından Oybirliği/Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Dr. Öğr. Üyesi Ahmet ÇAĞLAR

Prof. Dr. Ahmet KABUL

Doç. Dr. İbrahim ATMACA

ÖZET

GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ ABSORPSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİNİN İNCELENMESİ

Niyazi OĞUZ

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ahmet ÇAĞLAR

Haziran 2019; 57 sayfa

Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde kaynatıcıda kullanılmak üzere bir ısı kaynağına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu ısı kaynağı güneş enerjisi ve jeotermal enerji gibi yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanabilmektedir.

Absorpsiyonlu sistemlerde kullanılan ve tasarım şartlarına göre tercih edilen eriyik çiftleri bulunmaktadır. Bunlardan en çok kullanılanlar LiBr-H₂O, NH₃-H₂O ve LiCl-H₂O çiftleridir.

Bu tez çalışmasında Antalya ili için tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonu Engineering Equation Solver (EES) programı kullanılarak yapılmıştır. Çevrim akışkanı olarak LiBr-H₂O incelenirken kaynatıcı ısı kaynağı olarak güneş enerjisi ele alınmıştır.

Soğutma yükü 10kW olan bir ortam için EES programı ile eriyiğin termodinamik özellikleri olan basınç, sıcaklık, entalpi ve entropi değerleri belirlenmiştir. Sonrasında sistem üzerinde termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizleri yapılmıştır. Bulunan sonuçlar ile soğutma tesir katsayısı (COP) ve ekserji verimi hesaplanmıştır.

Değiştirilen sistem çalışma koşullarının COP ve ekserji verimi üzerindeki etkileri çizelgeler ve şekiller halinde bulgular ve tartışma kısmında sunulmuştur. Güneş enerjisi hesaplamalarında güneş ışınımına bağlı olarak gerekli maksimum kollektör alanı ve güneşten faydalanma oranı (FNP)bulunarak aynı bölümde sunulmuştur.

ANAHTAR KELİMELELER: Absorpsiyonlu soğutma, Birinci ve ikinci kanun analizi, EES, Ekserji analizi, Güneş enerjisi, Lityum bromür-su, Simülasyon

JÜRİ: Dr. Öğr. Üyesi Ahmet ÇAĞLAR

Prof. Dr. Ahmet KABUL

Doç. Dr. İbrahim ATMACA

ABSTRACT

INVESTIGATION OF SOLAR POWERED ABSORPTION COOLING SYSTEM

Niyazi OĞUZ

MSc Thesis in Mechanical Engineering Department

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Ahmet ÇAĞLAR

June 2019; 57 pages

Absorption cooling cycles require a heat source for the use in the generator. This heat source can be supplied from renewable energy sources such as solar energy and geothermal energy.

There are fluid pairs used in absorption systems and preferred according to design conditions. The most commonly used fluid pairs are LiBr-H₂O, NH₃-H₂O and LiCl-H₂O.

In this thesis study, the simulation of a single stage absorption cooling system for Antalya province was performed by using Engineering Equation Solver (EES) program. While LiBr-H₂O is preferred as the fluid pair, solar energy is preferred as generator heat source.

The pressure, temperature, enthalpy and entropy of the fluid pair are determined by the EES program for the cooling load of 10kW. Then, the first and second law analyses of thermodynamics were performed. With the results obtained, the cooling coefficient of performance (COP) and exergy efficiency were calculated.

The effects of variable system operating conditions on the COP and exergy efficiency are presented by tables and figures in the results and discussion section of the thesis. In solar energy calculations, the maximum required collector area and solar fraction (FNP: the fraction of the total load met by non-purchased energy) are calculated depending on solar radiation and the results are presented in the same section.

KEYWORDS: Absorption cooling, EES, Exergy analysis, First and second law analysis, Lithium bromide-water, Simulation, Solar energy

COMMITTEE: Asst. Prof. Dr. Ahmet ÇAĞLAR

Prof. Dr. Ahmet KABUL

Assoc. Prof. Dr. İbrahim ATMACA

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasını yaparken engin bilgi ve tecrübelerinden faydalandığım, desteğini ve yol göstericiliğini her zaman yanımda hissettiğim değerli danışmanım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Ahmet ÇAĞLAR'a teşekkürlerimi ve sonsuz şükranlarımı arz ederim. Araştırmalarım esnasında karşılaştığım zorluklarda yardımını esirgemeyen değerli Doç. Dr. İbrahim ATMACA'ya ayrıca teşekkürlerimi sunarım. Bugünlere gelmemde büyük emeği geçen başta ailem olmak üzere bütün hocalarım ve iş arkadaşlarıma saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
ÖNSÖZ	iii
AKADEMİK BEYAN	vi
SİMGELER VE KISALTMALAR	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK TARAMASI.....	3
3. MATERYAL VE METOT.....	8
3.1. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri	9
3.1.1. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemleri	10
3.1.2. Kristalleşme	11
3.1.3. ASÇ termodinamik analizi	12
3.2. ASÇ’de Kullanılan LiBr-H ₂ O Akışkanının Termodinamik Özelliklerinin Bulunması.....	17
3.2.1. LiBr-H ₂ O eriyiğinin entalpisi	17
3.2.2. Eriyik ve soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı	18
3.2.3. Eriyik yoğunluğu.....	18
3.2.4. Eriyik özgül ısısı	19
3.2.5. Su buharının doyma basıncı	19
3.2.6. Doymuş su buharının entalpisi	19
3.2.7. Su buharının buharlaşma gizli ısısı	19
3.2.8. Doymuş su buharının yoğunluğu	20
3.2.9. Kızgın su buharının entalpisi	20
3.2.10. Suyun özellikleri	20
3.2.11. Dolaşım oranı (FR)	21
3.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi	21
3.3.1. Eriyik pompasının ekserji kaybı	23
3.3.2. Kaynatıcı ekserji kaybı.....	23
3.3.3. Evaporatör ekserji kaybı.....	24

3.3.4. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji verimi	24
3.4. Güneş Enerjisi Sisteminin Enerji Denklemleri	24
3.4.1. Güneş kolektör enerji denklemleri.....	25
3.4.2. Sıcak su deposu sıcaklığı.....	26
3.4.3. Güneşten yararlanma oranı (FNP)	26
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	28
4.1. Absorpsiyonlu Sistem Dizayn Parametreleri	29
4.2. Absorpsiyonlu Sistem İçin Güneş Enerjisi Parametreleri.....	39
5. SONUÇLAR.....	42
6. KAYNAKLAR.....	44
7. EKLER	47
ÖZGEÇMİŞ	

AKADEMİK BEYAN

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “**Güneş Enerjisi Destekli Absorpsiyonlu Soğutma Çevriminin İncelenmesi**” adlı bu çalışmanın, akademik kurallar ve etik değerlere uygun olarak yazıldığını belirtir, bu tez çalışmasında bana ait olmayan tüm bilgilerin kaynağını gösterdiğimi beyan ederim.

19/06/2019

Niyazi OĞUZ

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A	: Absorber
B	: Buhar
c_p	: Özgül ısı [kJ/kgK]
COP	: Soğutma tesir katsayısı
$\ç$: Çevre
E	:Evaporatör
ECOP	: Ekserji verimi
EID	: Eriyik ısı değiştirici
f	:Doymuş su
FNP	: Güneşten faydalanma oranı
FR	: Dolaşım oranı
g	: Doymuş buhar
G	: Kaynatıcı
h	: Entalpi [kJ/kg]
h_{fg}	: Buharlaşma gizli ısı [kJ/kg]
h_g	: Doymuş su buharının entalpisi [kJ/kg]
h_{sh}	: Kızgın su buharı entalpisi [kJ/kg]
I	: Güneş ışınım şiddeti [W/m^2]
k	: Isı iletim katsayısı [$W/m^{\circ}C$]
K	: Kondenser
\dot{m}	: Kütlesel debi [kg/s]
P	: Basınç [kPa]
s	: Entropi [kJ/kgK]

soğ	: Soğutma
T	: Sıcaklık [°C]
T _s	: Suyun doyma sıcaklığı [°C],
q	: Isı akısı [kW/kgs]
Q	: Isıl yük [kW]
W _{EP}	: Eriyik pompası gücü [kW]
x	: LiBr konsantrasyonu [%]
ε	: Eriyik ısı değiştirici etkenlik oranı
η	: Verim
μ	: Dinamik viskozite [kg/ms]
ν	: Kinematik viskozite [m ² /s]
v	: Özgöl hacim [m ³ /kg]
ρ	: Yoğunluk [kg/m ³]
ψ	: Ekserji [kJ/kg]
ΔΨ	: Ekserji kaybı [kW]

Kısaltmalar

DMİ	: Devlet meteoroloji işleri genel müdürlüğü
ASÇ	: Absorpsiyonlu soğutma çevrimi

Bu tez çalışmasında ondalık ayırıcı olarak virgül kullanılmıştır.

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistem şeması	8
Şekil 3.2. Tek etkili LiBr-H ₂ O eriyikli absorpsiyonlu sistemin şeması	10
Şekil 3.3. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminin basınç-sıcaklık grafiği	11
Şekil 3.4. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki absorber bileşeninin şematik gösterimi.....	13
Şekil 3.5. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki kaynatıcı bileşeninin şematik gösterimi.....	13
Şekil 3.6. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki kondenser bileşeninin şematik gösterimi.....	14
Şekil 3.7. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki evaporatör bileşeninin şematik gösterimi.....	14
Şekil 3.8. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki eriyik ısı değiştiricisi bileşeninin şematik gösterimi.....	15
Şekil 3.9. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki eriyik pompası bileşeninin şematik gösterimi.....	15
Şekil 3.10. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki eriyik tarafında bulunan genişleme valfi bileşeninin şematik gösterimi	16
Şekil 3.11. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki soğutucu akışkan tarafında bulunan genişleme valfi bileşeninin şematik gösterimi	16
Şekil 3.12. Absorpsiyonlu soğutma sistemin ekserji akışı.....	23
Şekil 3.13. Güneş enerjisi destekli tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi şeması.....	25
Şekil 4.1. Buharlaştırıcı sıcaklığı ile COP'un değişimi	30
Şekil 4.2. Buharlaştırıcı sıcaklığı ile ekserji veriminin değişimi	31
Şekil 4.3. Buharlaştırıcı sıcaklığı ile kaynatıcıda çekilen ısıl yükün değişimi	31
Şekil 4.4. Buharlaştırıcı sıcaklığı COP _{soğ} , ekserji verimi ve kaynatıcı ısisına etkisinin incelendiği parametrik çalışmanın EES arayüzü (T ₁₀ = 8°C)	33
Şekil 4.5. Eriyik ısı değiştiricisi etkenlik oranının COP değişimine etkisi.....	33
Şekil 4.6. Eriyik ısı değiştiricisi etkenlik oranının ekserji verimi değişimine etkisi.....	34
Şekil 4.7. Eriyik ısı değiştiricisi etkenliğinin COP ve ekserji verimine etkisinin incelendiği parametrik çalışmanın EES arayüzü (ε _{EID} = 0,8).....	35
Şekil 4.8. Dolaşım oranı (FR) ile COP'un değişimi.....	35
Şekil 4.9. Dolaşım oranı (FR) ile ekserji veriminin değişimi	36
Şekil 4.10. Dolaşım oranı değerinin COP ve ekserji verimine etkisinin incelendiği parametrik çalışmanın EES arayüzü (FR= 13).....	37
Şekil 4.11. Kondenser sıcaklığının kaynatıcı ısisına etkisi.....	37
Şekil 4.12. Kondenser sıcaklığının COP'un değişimine etkisi	38
Şekil 4.13. Kondenser sıcaklığı değişiminin FR değişimine oranı	38
Şekil 4.14. FNP oranının seçilen kollektör alanına göre aylık değişimi	41

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerindeki bazı akışkan ikilileri	9
Çizelge 3.2. Entalpi denkleminde kullanılacak olan katsayılar	17
Çizelge 3.3. (3.29), (3.30) ve (3.31) eşitlikleri için verilen katsayılar	18
Çizelge 3.4. Kollektör cinslerine göre kollektör parametreleri.....	26
Çizelge 4.1. Simülasyonun literatür ile karşılaştırması	28
Çizelge 4.2. Kullanılan giriş parametrelerine göre absorpsiyonlu soğutma sisteminin her bir noktadaki termodinamik hesaplamaları	29
Çizelge 4.3. Kullanılan giriş parametrelerine göre absorpsiyonlu sistem ısı yükleri ve diğer parametreler	30
Çizelge 4.4. Buharlaştırıcı sıcaklık değerine karşılık gelen kaynatıcı ısı yükü, COP ve ekserji verimi değerleri	32
Çizelge 4.5. Eriyik ısı değiştiricisi etkenlik oranına denk gelen fakir eriyik sıcaklığı, kaynatıcı ısı yükü, COP ve ekserji verimi değerleri	34
Çizelge 4.6. Dolaşım oranı (FR) değişimlerine karşılık gelen kaynatıcı ısı yükü COP ve ekserji verimi değerleri	36
Çizelge 4.7. Kondenser sıcaklığı değişimlerine karşılık gelen x_3 , x_4 , Q_G ,FR ve COP değerleri	39
Çizelge 4.8. Antalya için güneşlenme şiddeti, güneşlenme süresi ve gün sayısı tablosu	40
Çizelge 4.9. Birim m^2 için aylık faydalı enerji çizelgesi	40
Çizelge 4.10. Seçilen kollektör alanına göre aylık güneşten yararlanma oranı (FNP).....	41

1. GİRİŞ

Dünyadaki enerji tüketimi her geçen gün hızla artmaktadır. Mevcut enerji kaynaklarından fosil yakıtların gün geçtikçe azalması, çevre kirliliğinin ve küresel ısınmanın bu yakıtlardan dolayı artması nedeniyle alternatif ve yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması adeta bir zorunluluk haline gelmiştir.

Güneş enerjisi, diğer yenilebilir enerji kaynaklarının da temelini oluşturması sebebiyle alternatif enerji kaynaklarının en önemlisidir. Bu nedenle, yeni tasarlanan enerji üretim sistemleri, ısıtma ve soğutma uygulamalarında güneş enerjisinin kullanımına son yıllarda daha çok yer verilmiştir. Bu sevindirici bir gelişme olsa da genele oranlandığı zaman daha çok başlarda olduğu görülmektedir.

Dünyadaki enerji ihtiyacının önemli bir kısmı ısıtma ve soğutma uygulamalarında kullanılmaktadır. İklimlendirme için soğutma ihtiyacı küresel ısınmaya da bağlı olarak her geçen gün artmaktadır. Özellikle sıcak iklim kuşağında yer alan kentlerde soğutma ihtiyacı ısıtmaya göre oldukça fazladır.

Soğutma sistemleri, soğutmanın yapıldığı kaynağa göre mekanik ve ısı tahrikli olmak üzere iki ana gruba ayrılır. Yaygın olarak kullanılan ve elektrik enerjisi tüketerek soğutma yapan sistemler mekanik tahrikli sistemlerdir. Bu sistemlerde elektrik enerjisinin fosil yakıtlardan sağlanması, fosil yakıtların hem enerji dönüşüm verimlerinin düşük olmasından hem de çevreye verdikleri zararlardan dolayı maliyetleri oldukça yüksektir. Isıl tahrikli soğutma sistemlerinde fosil yakıtlar, atık ısı kaynağı ve güneş enerjisi gibi bir ısı kaynağı tarafından sistem sürekliliği sağlanırken elektrik tüketimi yok denecek kadar azdır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri, ısı tahrikli soğutma sistemlerinde avantajlarından dolayı daha çok tercih edilmektedir. Adsorpsiyonlu ve diğer sistemlere göre absorpsiyonlu sistemler daha verimlidir. Buhar sıkıştırımlı sistemlerde kullanılan kompresöre, absorpsiyonlu sistemlerde ihtiyaç duyulmamaktadır. Bu da hareketli parça sayısının azalması ve bakım süresinin oldukça uzamasına neden olarak önemli bir avantaj sunmaktadır. Absorpsiyonlu sistemlerin karışık olmaması, kurulumunun kolay olması ve düşük sıcaklıktaki ısı kaynağı ile çalışıyor olması da diğer avantajlarıdır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutucu ve soğurucu (absorbent) olarak dolaşan iki farklı akışkan kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan evaporatörde (buharlaştırıcıda) ortamdan ısı çekerek soğutma yükünü karşılar ve bütün sistem elemanlarında dolaşır. Akışkan çiftleri arasında en çok tercih edilenleri LiBr-H₂O ve NH₃- H₂O'dur.

Bu tez çalışmasında, yüksek buharlaşma ısısına sahip olması, düşük maliyetli olması, sistem üzerinden herhangi bir kaçak durumunda soğutucu akışkan olan suyun amonyak gibi zehirli olmamasından ve yaygın olarak kullanılmasından dolayı, akışkan çifti olarak LiBr-H₂O tercih edilmiştir. Ayrıca, tez çalışmasının Türkiye'nin en çok güneş alan ikinci bölgesinde olan Antalya ili için yapılmasından, temiz ve tükenmeyen bir enerji kaynağı olmasından ve işletme maliyetinin düşük olmasından dolayı kaynatıcıda ısı kaynağı olarak güneş enerjisi tercih edilmiştir.

Bu tez çalışmasında akışkan çifti LiBr-H₂O olan, tek etkili, kaynatıcı ısı kaynağı güneş enerjisi olan, absorpsiyonlu soğutma çevriminin enerji ve ekserji denklemleri oluşturulmuş ve mühendislik yazılım programı olan EES (Engineering Equation Solver) programı kullanılarak yapılmış ve sonuçlar analiz edilmiştir. Güneş enerjisi kaynağının Antalya ili için aylık ortalama verileri incelenmiş ve ilgili denklemler yazılarak analizler yapılmıştır. Sonuç olarak, enerji, ekserji ve güneş enerjisi kaynağının denklemlerinden bazılarının kompleks olması ve hesaplama aşamasında her seferinde zaman almasından dolayı, bu denklemler ile EES programında simülasyon yapılarak çıkan sonuçlar değerlendirilmiştir.

2. KAYNAK TARAMASI

Absorpsiyonlu soğutma sistemi ile ilgili ilk çalışma akışkan çifti olarak su ve sülfürik asit kullanan Fransız bilim adamı Edmond Carré tarafından 1850 yılında yapılmıştır. Bu sistemin dezavantajları küçük bir miktar suyu soğutmak için 5 dakika boyunca el pompası kullanılması ve su ile sülfürik asit çiftinin zehirli olmasıydı. İlk absorpsiyonlu soğutma sisteminin icadı ise sistemde amonyak-su eriyiği kullanan Ferdinand Carré tarafından 1858 yılında yapılmış ve 1859 yılında patenti alınmıştır.

Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin ilk kullanımı 1878 yılında Fransız mucit Augustin Mouchot tarafından Paris Dünya Fuarı'nda sergilenmiştir. Bu tasarımda yoğunlaştırılmış güneş enerjisini kullanılarak buz üretimi gerçekleştiren Augustin Mouchot jüriyi etkilemeyi başarmış ve altın madalya kazanmıştır. Fakat o yıllarda İngiltere ile yapılan serbest ticaret antlaşması gereği düşen kömür fiyatları güneş enerjisinin absorpsiyonlu sistemler ile kullanılmasının önüne geçmiştir.

19. yüzyılın başlarında sanayi soğutma uygulamalarında $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkanlı absorpsiyonlu sistemler kullanılmaya başlanırken bir sonraki yüzyılın ortalarında ise $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ eriyikli sistemler iş merkezlerinin soğutulmasında kullanılmaya başlandı. Kaynatıcı ısı kaynağı için kullanılan konvansiyonel enerji kaynaklarına alternatif olarak güneş enerjisinin kullanılması ise 1970'li yıllara tekabül etmektedir (Akdemir ve Güngör 2001).

Löf ve Tybout (1974) Amerika'nın 8 farklı şehrinde 1 yıl boyunca yaptıkları konutların güneş enerjisi ile ısıtılması ve soğutulmasının performansını incelemişlerdir. Isıtma, soğutma ve sıcak su temininin uygulamasının bir arada olduğu kombine güneş enerjisi sisteminin, sadece ısıtma amaçlı olarak kullanılanlardan daha ekonomik olduğu bildirilmiştir.

Wilbur ve Manchini (1976) güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sistemlerini bilgisayar simülasyonu ile değerlendirmiştir. Karşılaştırmaya göre bu sistemlerde $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ eriyiğinin $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ eriyiğine göre üstün olduğu belirtilmiştir.

Suri vd. (1984) yaptıkları çalışmada güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, elektrik enerjisi tüketimini en aza indirmede yardımcı ısıtma enerjisi kaynağının önemini vurgulamaktadır. Yardımcı enerji girdisinin kullanımı, yüksek soğutma tesir katsayısı (COP) elde edilmesine neden olmuş ve elektrik enerjisi kullanımını azaltmasından dolayı cazip olduğunu bildirmişlerdir.

Muneer ve Uppal (1985) çalışmalarında, ticari olarak temin edilebilen bir solar absorpsiyonlu soğutucu için detaylı bir sayısal simülasyon modeli geliştirmişlerdir. Soğutma tesir katsayısı (COP) ve soğutma suyu sıcaklığının değişimi dikkate alınarak, özellikle kurak iklim koşullarında güneş enerjisi destekli su soğutmalı absorpsiyonlu sistemlerin yüksek potansiyele sahip olduğu bildirilmiştir.

Corbella ve Garibotti (1989) geleneksel ve güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemlerini incelemiştir. Sonuç olarak enflasyon oranı, yakıt fiyatları ve yakıt

kaynağına uzaklığa bağlı olarak güneş enerjisi kaynaklı sistemlerin geleneksel sistemlere göre daha uygun olabileceğini değerlendirmişlerdir.

Hammad ve Audi (1992) Ürdün'ün Amman kentinde, Ağustos ve Eylül aylarında, enerji depolama sistemi olmayan, LiBr-H₂O eriyikli güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistemini incelemişlerdir. Uygun güneş enerjisinin olduğu günlerde günlük 4-5 saatlik soğutma periyotları için inceleme yapılmıştır. Çalışma sonucunda maksimum ideal performans katsayısını 1,6 olarak bulurken, en yüksek soğutma tesir katsayısının 0,55 olduğunu bildirmişlerdir.

Chinnappa vd. (1993) geleneksel R-22 buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ile NH₃-Su eriyikli güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu sistemi birleştirerek hibrit bir uygulama yapmışlardır. Bu hibrit uygulamada buhar sıkıştırımlı sistemin yoğunlaştırıcısını soğutmak için, absorpsiyonlu sistemin buharlaştırıcısı kullanılmış ve enerji tasarrufu sağlanmışlardır.

Mendes vd. (1998) güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu ısı pompasının birincil enerji tüketim değeri ile buhar sıkıştırımlı sistemin değerlerini karşılaştırılmalı olarak incelemişlerdir. Çalışma sonucunda güneş enerjisi kaynaklı sistemin çok daha az birincil enerji tüketimi ile çalıştığı gösterilmiştir.

Li ve Sumathy (2000) güneş enerjisi kaynaklı LiBr-H₂O eriyikli absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile ilgili çalışma yapmışlardır. Güneş enerjili iklimlendirme sisteminin tasarım ve imalatında, kaynatıcıyı besleyen kaynağın kaynatıcıya giriş sıcaklığının en önemli parametre olduğu gösterilmiştir.

Li ve Sumathy (2001) güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminin sıcak su tankının bölmeli olması durumunda ki performansını incelemişlerdir. Çalışma sonucunda bölmeli su tankı kullanılan soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısının geleneksel su tankına oranla %15 daha yüksek olduğu gösterilmiştir.

Atmaca (2002), Antalya ili için güneş enerjisi destekli LiBr-H₂O eriyikli absorpsiyonlu soğutma sistemi için simülasyon programı geliştirmiştir. Çalışma sonucunda kolektör cinsi olarak yüksek verime sahip seçici yüzeyle kolektörler kullanılmasının ve depo tank hacminin çalışma saati sonundaki depo sıcaklığını çok fazla düşürmeyecek şekilde minimumda tutulmasının uygun olduğunu gösterilmiştir.

Florides vd. (2003) tek etkili LiBr-H₂O eriyikli absorpsiyonlu soğutma çevriminin özelliklerini ve performansını değerlendirmek için teorik ve deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Gerekli ısı ve kütle transfer denklemlerini ve çalışma akışkanlarının özelliklerini tanımlayan uygun denklemleri belirtmişlerdir. Bu denklemler bir bilgisayar programında kullanılıp analiz yapılmıştır. Bu analiz, absorbe edici LiBr giriş ve çıkış oranları arasındaki farkın ne kadar büyük olduğunu, daha küçük olanın absorber içinde dolaşan kütle olduğunu göstermiştir. Öte yandan, belirli bir aşamada döngüyü devam ettirmek için, absorbe edici LiBr çıkış yüzde oranı daha düşük olduğunda, absorber çıkışındaki sıcaklık daha düşük bir seviyede tutulması gerektiğini göstermiştir.

Şencan (2004) tek kademeli LiBr-H₂O eriyikli atık ısı kaynaklı absorpsiyonlu sisteminin entalpi ve entropilerinin hesaplanabilmesi için yapay sinir ağları (YSA) metoduyla denklemler türetmiş ve soğutma ve ısıtma uygulamaları için matematiksel olarak modelleyip termodinamiğin I. ve II. yasa analizlerini yapmıştır. Akış oranının artmasıyla COP değerinin azaldığını göstermiştir.

Syed vd. (2005) geleneksel bir Madrid evine güneş enerjisi destekli LiBr-H₂O eriyikli absorpsiyonlu soğutma sistemi kurulumu yaparak inceleme yapmışlardır. Sonuçlar, teknolojinin, nispi nem ve kuru termometre sıcaklığındaki büyük günlük değişimlerin geçerli olduğu kuru ve sıcak iklim koşullarında en iyi şekilde çalıştığını göstermektedir.

Izquierdo vd. (2008) çalışmalarında İspanya'nın Madrid şehrinde, farklı dış sıcaklıklara sahip tipik üç Ağustos gününde, LiBr-H₂O eriyikli güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu çevrim ile konutsal soğutma uygulamasında testler yapmışlardır. Sonuçlar incelendiğinde, artan kuru termometre sıcaklıkları ile soğutma gücünün gerilemeye başladığını gösterilmiştir.

Pongtornkulpanich vd. (2008) Tayland'ın Phitsanulok şehrinde Yenilenebilir Enerji Teknolojileri Okulunda tek kademeli LiBr-H₂O eriyikli, güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu sistemin tasarımını ve kurulumunu yapmışlardır. Kaynacı için gereken termal enerjinin %81'i güneş kolektörlerinden sağlanırken, güneş enerjisinin yetersiz olduğu durumlarda kalan kısım LPG ateşlemeli yedek ısıtma ünitesinden sağlanmıştır. Sonuç olarak absorpsiyonlu soğutma sisteminin kurulum maliyetinin geleneksel soğutma sistemlerine göre çok daha fazla olduğu belirtilmiştir.

Ali vd. (2008) Almanya'nın Oberhausen kentinde, 2002 ve 2007 yılları arasında, doğal serinletme sistemini güneş enerjisi kaynaklı tek etkili LiBr-H₂O eriyikli absorpsiyonlu sistemle birleştirerek soğutma işleminin performans değerlendirme yapmışlardır. Sonuçlar doğal serinletmenin bazı soğutma aylarında %70'e kadar soğutma yükünü karşılarken, 5 yıl boyunca ortalama %25'ini karşıladığını göstermiştir. Ayrıca güneş kolektörleri alanının 4,23 m²/kW_{soğutma} olması gerektiğini belirtmişlerdir.

Hidalgo vd. (2008) İspanya'nın Madrid şehrinde 50 m² düz güneş kolektörlü, tek etkili, LiBr-H₂O eriyikli absorpsiyonlu soğutma sistemi ile testler yapmışlar ve sonuçları geleneksel buhar sıkıştırımlı sistemler ile karşılaştırmışlardır. Sonuçlar sistem performansı, ekonomik yatırım, enerjiyi ve ekonomiyi koruma ile çevresel etkide azalma yönlerinden güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin daha etkili olduğunu göstermiştir.

Lecuona vd. (2009) küçük binaların soğutulmasında tek etkili LiBr-H₂O eriyikli absorpsiyonlu soğutma sisteminin optimum sıcak su sıcaklığını incelemişlerdir. Güneş enerjisi kaynaklı soğutma tesisinin genel anlık verimliliğini en üst seviyeye çıkaran sıcak su sıcaklığı, modifiye edilmiş karakteristik bir denklem kullanılarak belirlenmiştir.

Mateus ve Oliveira (2009) Berlin (Almanya), Lizbon (Portekiz) ve Roma (İtalya) gibi üç farklı konum ve iklim şartında ve farklı bina tiplerinde ısıtma, soğutma ve sıcak su temini işlemi için güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu çevrimin enerji ve maliyet analizini yapmışlardır. Çalışma sonucunda güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu

sistemlerin kurulum maliyetinin yüksek olmasına rağmen işletme maliyetinin düşük olduğuna ve düz tip güneş kolektörü yerine vakumlu tip kullanılmasının toplam güneş kolektör alanında azalmaya sebep olacağı vurgulanmıştır.

Agyenim vd. (2010) İngiltere'deki Cardiff Üniversitesinde, yaz ve sonbahar aylarında, LiBr-H₂O eriyikli güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğuk su deposuyla kullanılmasının tasarımını ve testini yapmışlardır. Bu çalışmada 1000 litre hacminde soğuk su deposu, 12m² yüzey alanlı vakum tüplü kolektör kullanılmıştır. Test sonuçlarına göre soğutma tesir katsayısı 0,58 çıkmıştır. Deneysel sonuçlar, soğuk hava deposu konseptinin bu ölçekteki fizibilitesini, 7,4°C gibi düşük soğutulmuş su sıcaklıklarıyla kanıtlamış ve bu da yerel ölçekli binaları soğutmada potansiyel kullanımını göstermiştir.

Sanjuan vd. (2010) 4 adet dahili depolamalı güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansını incelemişlerdir. Güneş kolektörü alanı, absorpsiyonlu ısı pompası sistemi ve bina yükü hesaplamalarını içeren tam dinamik bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. Absorpsiyonlu ısı pompası sistemi, kristalize tuzlar şeklinde enerji depolayan dört ısı pompasıyla oluşturduğu için harici depolama kapasitesi gerektirmemiştir. Her bir cihaz şarj ve deşarj işlemini bağımsız olarak yapabilen iki bölümden oluşmaktadır. Sonuç olarak otomatik kontrol sistemlerinin performans üzerinde önemli bir etkisinin olduğu ve harici depolamalı sistemlere nazaran 16m³ depolama hacmine karşılık gelen bir dahili depolama sistemi olduğu belirtilmiştir.

Soutullo vd. (2011) absorpsiyonlu soğutma sisteminin dahili ve harici depolamalı olarak karşılaştırmasını yapmış ve sonuç olarak aynı enerji depolama miktarlarına ulaşabilmek için harici depolama sistemlerinde en az 15 m³ hacminde bir tanka ihtiyaç duyulacağı belirtilmiştir.

Pinel vd. (2011) konut uygulamalarında güneş enerjisinin termal olarak depolanması için mevcut yöntemleri gözden geçirmişlerdir. Çalışmada umut vaat eden kimyasal enerji, duyulur ve gizli ısı formlarında güneş enerjisinin depolanması konuları incelenmiştir. Dahili depolamalı absorpsiyonlu ısı pompası ünitelerinin enerji depolama işlemi için kullandıkları kimyasal yöntem ve bunun faydaları da çalışma sonucu içinde yer almıştır.

Darkwa vd. (2012) güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma çevrimin teorik ve pratik analizini yaparak incelemişlerdir. Çalışma sonucunda kolektörlerin teorik verimi %69 iken pratik verimi %61 olarak, absorpsiyonlu soğutma pompasının teorik soğutma tesir katsayısı (COP) 0,7 iken pratikte 0,69 olarak bulunmuştur. Bununla birlikte, düşük güneş ışınımı olan bölgelerde, sıcak su tedarik sıcaklığını muhafaza etmek için, gaz veya biyokütle ateşlemeli sistem gibi ek ısı kaynağı dikkate alınmalı ve güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemlerine dâhil edilmesi gerektiği belirtilmiştir.

Lizarte vd. (2012) konut kullanımı için yenilikçi, güneş enerjili, doğrudan hava soğutmalı LiBr-H₂O absorpsiyonlu soğutma sistemi prototipini tasarlayıp incelemişlerdir. Sonuç olarak, hava soğutmalı LiBr-H₂O absorpsiyonlu soğutucular piyasada bulunmazken, bu doğrudan hava soğutmalı prototip ile elde edilen sonuçlar, gelecekte bu teknolojinin konutlarda kullanılması potansiyelinin bir göstergesi olduğunu belirtmişlerdir.

Gomri (2013) güneş/doğalgaz absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans incelemesini yapmıştır. Çalışma sonucunda buharlaştırıcı sıcaklığı 5°C'de sabit tutulduğunda ve kondenser sıcaklığı 28°C ila 36°C arasında değiştiğinde ve kaynatıcı sıcaklığı 54°C ila 83°C arasında değişmekte olup, maksimum COP 0,82 ve maksimum ekserji verimliliği yaklaşık % 30 olarak tespit etmiştir. Ayrıca yardımcı enerji kaynağı olarak kullanılan doğalgazın miktarı çok az olduğu için CO₂ emisyonu da çok az çıkmıştır.

Iranmanesh ve Mehrabian (2014) genetik algoritma kullanarak vakum tüplü güneş kolektörleri ile LiBr-H₂O eriyikli, çift etkili güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin optimizasyonunu yapmışlardır. Sonuçların, kaynatıcı ve kolektörden geçen sıcak suyun optimum kütle akış oranlarının yardımcı enerjinin azaltılmasında önemli bir rol oynadığını gösterdiğini belirtmişlerdir.

Xu vd. (2015) LiBr-H₂O eriyikli absorpsiyonlu soğutma sistemi için tasarlanmış çift etkili, yüksek verimli güneş enerjisi sistemini deneysel olarak incelemişlerdir. Kararlı durum performansını göstermek için çeşitli sıcaklık ve COP değerleri verilmiştir. Bu veriler ile, 95°C'den 120°C'ye kadar üretim sıcaklığında, STK'nın 0,69'dan 1,08'e kadar yükseldiğini göstermişlerdir.

Ketfi vd. (2015) yaptıkları çalışmada, LiBr-H₂O çifti kullanarak bir kademeli absorpsiyonlu çevrimin termodinamik analizini yapmış, döngünün teorik sonuçlarını sunmuş ve başka bir matematiksel model ile karşılaştırmışlardır. Ayrıca, bu çalışma kapsamında Matlab kullanan bir simülasyon programı geliştirmişlerdir. Simülasyon sonuçları, devrenin soğutma tesir katsayısının, kaynatıcı ve evaporatör sıcaklıklarını artmasıyla arttığını, kondenser ve absorber sıcaklıklarının artmasıyla azaldığını göstermiştir.

Bellos vd. (2016) çeşitli kolektör tipleri ile güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji, enerji ve finansal değerlendirmesini yapmışlardır. Düz plakalı, vakum tüplü, parabolik ve parabolik oluklu kolektörleri aynı koşullar altında incelemiştir. Optimize edilmiş dört sistem arasında yapılan finansal karşılaştırma, vakum tüplü kolektörlerin en yararlı teknoloji olduğunu göstermiştir. Analiz için, kararlı durum koşullarında, çok kullanışlı bir enerji aracı olan Engineering Equation Solver (EES) programını kullanmışlardır.

Xu ve Wang (2017) değişken etkili, LiBr-H₂O eriyikli güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmada, güneş enerjisinin dengesizliğinin güneş kolektörü ile absorpsiyonlu soğutucu arasında uyumsuzluğa neden olduğuna ve bunu iyileştirmek için değişken etkili absorpsiyon döngüsüne ihtiyaç duyulduğunu belirtmişlerdir. Güneş performansını araştırmak için, değişken bir LiBr-H₂O absorpsiyonlu soğutma sistemi olan Bileşik Parabolik Kolektörü (CPC) simüle etmişlerdir. Modeli, deneysel veriye dayanan yapay sinir ağı (YSA) ile inşa etmişlerdir. Sonuç olarak, tahmin ve deneysel veriler arasında 0,994 gibi iyi bir korelasyon katsayısı elde etmişlerdir.

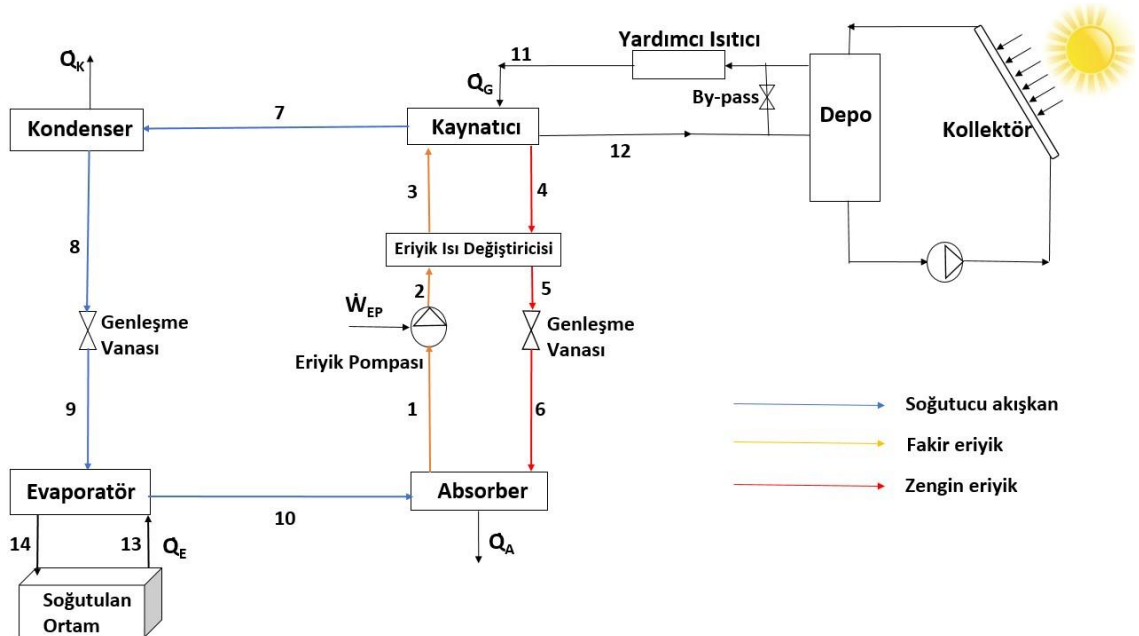
3. MATERYAL VE METOT

Bu tez çalışmasında güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma yükü 10kW olan bir ortam için incelenmesi amaçlanmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan LiBr-H₂O eriyiğinin termodinamik özellikleri olan basınç, sıcaklık, entalpi ve entropi değerlerinin tespit edilmesi ve sistem üzerinde termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizlerinin yapılması amaçlanmıştır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı (COP) ve ekserji verimlerinin tespit edilerek değerlendirilmesi hedeflenmiştir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi giriş verilerinin parametrik olarak değiştirilerek COP ve ekserji verimi üzerindeki etkilerinin incelenmesi ve güneşten faydalanma oranının (FNP) maksimum olacak şekilde kollektör alanı seçimi yapılması amaçlanmıştır.

Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma çevriminin enerji, ekserji ve güneş enerjisi kaynağının denklemlerinden bazılarının kompleks olmasından dolayı hesaplama aşamasında zaman kaybını engellemek için EES mühendislik yazılım programının kullanılması ve çıkan sonuçların parametrik olarak analiz edilmesi hedeflenmiştir.

İncelenen absorpsiyonlu soğutma sisteminin sistem elemanlarının şekil üzerinde gösterilmesi ve hesaplama yapılan hatların numaralandırılması Şekil 3.1 ile gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sistem şeması

3.1. Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri

Soğutma uygulamalarında kullanılan absorpsiyonlu çevrim ile buhar sıkıştırırmalı çevrimlerin çalışma şekli birbirine benzemektedir. Sistem üzerinde akışkanın dolaşmasını, buhar sıkıştırırmalı çevrimde kompresör sağlamaktadır. Kompresörün, bakım gerektirmesi, elektrikle çalışması ve gürültülü olması bu sistemlerde dezavantaj olarak ortaya çıkmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ise kompresör yerine kaynatıcı ve absorber düzeneği ve elektrik enerjisi yerine ısı enerjisi kaynağı kullanılır.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde kullanılan eriyik içinde iki akışkan bulunmaktadır. Bu akışkanlardan birisi çevrimin soğutma yükünü karşılayan akışkan olarak görev alırken diğeri soğurucu akışkan (absorbent) olarak görev alır. Soğutucu akışkan evaporatörde buharlaşarak soğutma işlemi yaparken, soğurucu akışkan absorberde absorpsiyon işlemini gerçekleştirir.

Çizelge 3.1’de absorpsiyonlu soğutma çevrimlerindeki bazı akışkan ikililerinin örnekleri yer almaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde uygun fiyatlı ve yaygın olmaları nedeniyle LiBr-H₂O ve NH₃-H₂O çiftleri en yaygın kullanılan akışkan çiftleridir. Her iki akışkan çiftinin avantaj ve dezavantajları vardır. LiBr-H₂O akışkan çiftinde suyun soğutucu akışkan olması sebebiyle 0°C’nin altında soğutma işlemi yapılamazken, NH₃-H₂O çiftinde amonyağın kaynama noktasının düşük olmasından dolayı -40°C’ye kadar soğutma uygulamalarında kullanılabilir. NH₃-H₂O çiftinin kullanıldığı sistemlerde kaçak olması durumunda amonyağın zehirli olması çevresel açıdan sorun teşkil ederken, aynı durumda LiBr-H₂O çifti için bir tehlike söz konusu değildir.

Çizelge 3.1. Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerindeki bazı akışkan ikilileri

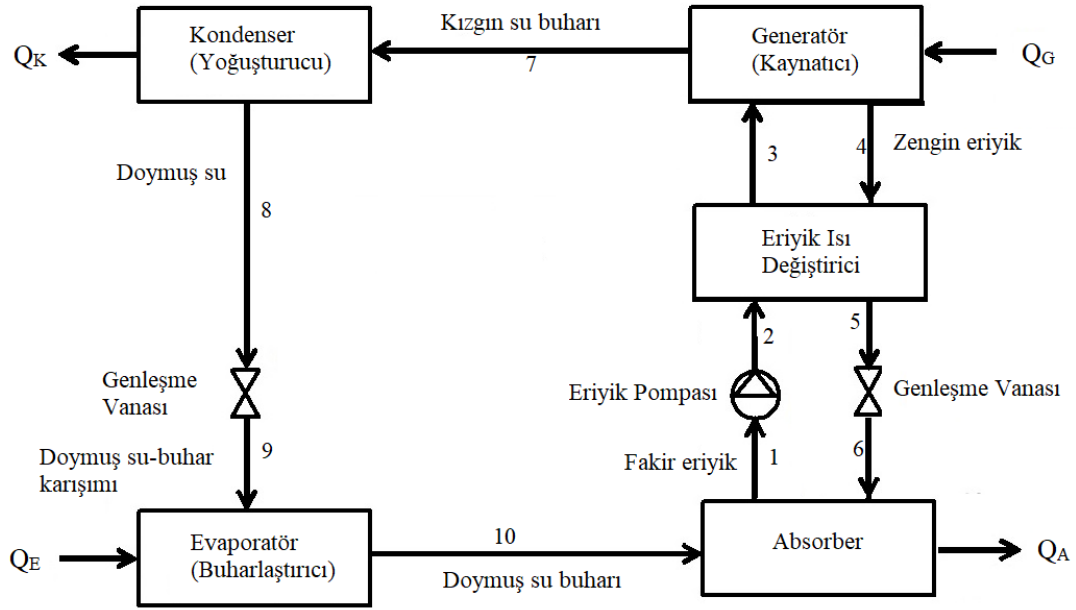
Soğutucu Akışkan	Soğurucu Akışkan
Su (H ₂ O)	Lityum bromür (LiBr)
Su (H ₂ O)	Lityum klorür (LiCl)
Amonyak (NH ₃)	Su (H ₂ O)
Amonyak (NH ₃)	Kalsiyum klorür (CaCl ₂)
Amonyak (NH ₃)	Lityum bromid (LiBr ₂)

Kullanılan kaynatıcı sayısına göre absorpsiyonlu soğutma sistemleri sınıflandırılabilir. Eğer bir kaynatıcı ve bir ısı değiştirici varsa tek etkili, iki kaynatıcı ve iki ısı değiştiricisi varsa çift etkili ve üç kaynatıcı ve üç ısı değiştiricisi varsa üç etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi olarak adlandırılırlar. Sistem olarak diğerlerine göre daha basit olmaları, maliyetlerinin daha uygun olması ve düşük ısı kaynağında çalışmaları sebebiyle tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemleri daha yaygın olarak kullanılmakta ve incelenmektedir.

3.1.1. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemleri

Tek etkili veya tek kademeli olarak adlandırılan absorpsiyonlu çevrimlerde bir kaynatıcı bulunmaktadır. Bu sistemlerde kullanılan kaynatıcı ısı kaynağı sıcaklığının düşük olmasından dolayı soğutma tesir katsayıları çift etkili çevrimlere göre daha düşüktür.

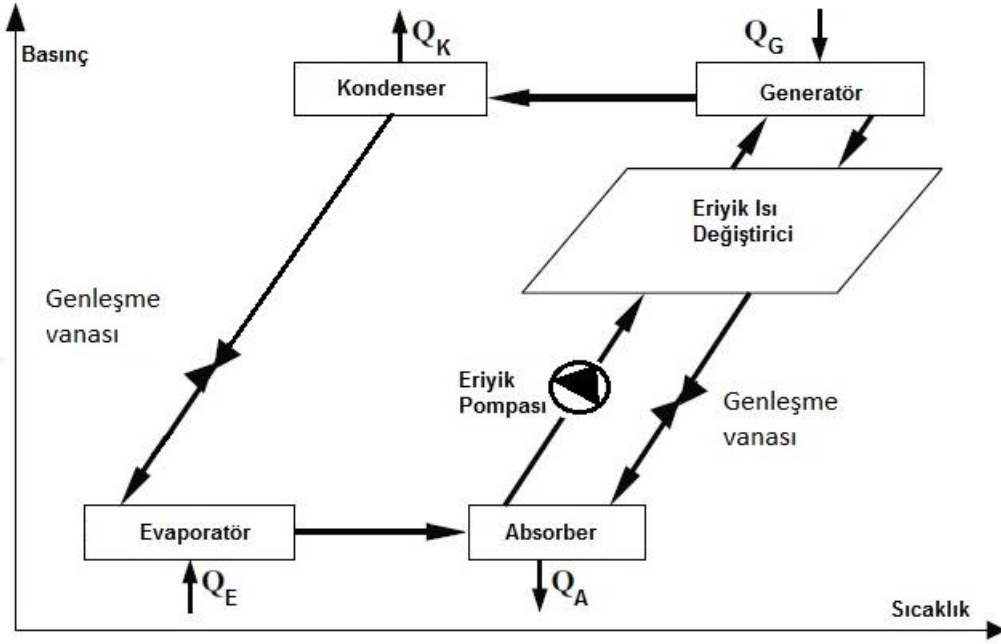
Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanları absorber, kaynatıcı, kondenser, evaporatör ve eriyik ısı değiştiricisidir. Şekil 3.2’de tek etkili absorpsiyonlu sistemin Şeması numaraları ve elemanlarıyla birlikte verilmiştir.



Şekil 3.2. Tek etkili LiBr-H₂O eriyikli absorpsiyonlu sistemin Şeması

Sistemin alışması Őu Şekilde açıklanabilir. LiBr bakımından fakir olan LiBr-H₂O akışkan çifti pompa vasıtasıyla absorberden eriyik ısı değiştiricisine gönderilerek basınçlandırılır. Fakir eriyik, ısı değiştiricisinden bir miktar ısı alarak çıkar ve kaynatıcıya gelir. Kaynatıcı, güneş enerjisi, atık ısı, doğalgaz ve jeotermal gibi çeşitli ısı kaynakları ile beslenir. Kaynatıcıdaki ısı enerjisi kaynağı sayesinde eriyik içindeki soğutucu akışkan olan su ısı alıp kızgın buhar haline geçer ve eriyikten ayrılır. LiBr bakımından zengin olan eriyik ise ısı değiştiricisine geri dönerek enerjisinin bir kısmını fakir eriyiğe bırakır. Yüksek basınçtaki eriyik bir genleşme valfi yardımıyla basıncı düşürülerek absorbere girer.

Kaynatıcıdan çıkan kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan (su buharı) kondensere girer. Burada zerindeki ısıyı atarak sıvı hale geçer. Basıncı yüksek olan su bir genleşme valfinden geçerek basıncı düşer ve evaporatöre girer. Soğutucu akışkan olan su evaporatörde ortam ısısını üzerine alarak soğutma işlemini gerçekleştirir. Bu arada su çok az miktarda yoğuşmaktadır. Soğutucu akışkan son olarak absorbere gider ve buradaki eriyikle birleşerek ısı atar ve sıvı eriyik olarak döngüyü devam ettirir. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin basınç-ısıcılık grafiği Şekil 3.3’te gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevriminin basınç-sıcaklık grafiği

3.1.2. Kristalleşme

LiBr-H₂O eriyiği belirli bir konsantrasyon oranına ve çözelti sıcaklığına sahiptir. Eriyik sıcaklık değeri belirli bir değerin altına düştüğü zaman, LiBr eriyikten ayrılmaya başlar ve katılarak kristalleşme olur. Eriyik ısı değiştiricisi, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kristalleşmenin en fazla meydana geldiği yerdir. Eriyik ısı değiştiricisinde LiBr bakımından zengin eriyik, kritik sıcaklığın altına düşmesi durumunda katılır ve boruların tıkanmasına sebep olur. Bu tıkanma sonucunda sistem çalışamaz hale gelir. Kristalleşme olayının temel nedenleri ve alınabilecek önlemler aşağıda belirtilmiştir (Atmaca 2002).

- Eriyik pompasında meydana gelecek güç düşümüne bağlı olarak otomatik kristalleşme önleyici sistem çalışmaz ve kristalizasyon meydana gelir. Bu olay sonucunda eriyik ısı değiştiricisinden absorbere zengin eriyik aktarılamadığı için kaynatıcıdaki eriyik konsantrasyonu giderek artar. Kaynatıcıda biriken eriyik bir by-pass borusu kullanılarak absorbere aktarılır ve buradaki fakir eriyik sıcaklığının yükselmesi sağlanabilir. Sonrasında fakir eriyik tekrar eriyik eşanjörüne pompalanır ve yüksek sıcaklığa ulaşan fakir eriyik, ısı değiştiricisinin borularını ısıtarak zengin eriyik dönüş borusunun açılmasını sağlar. Bu yöntem otomatik dekrizasyon olarak adlandırılır.

- Absorber ve kondenserdeki soğutma suyunun çok düşük sıcaklık değerlerinde sistemde kullanılması kristalizasyona neden olabilmektedir. Absorberdeki soğutma suyu sıcaklığının çok düşük olması fakir eriyik sıcaklığının düşmesine ve eriyik ısı değiştiricisinden geçmekte olan zengin eriyik sıcaklığının kristalleşme sıcaklığına kadar düşmesine neden olmaktadır. Çözüm olarak ise kondenser ve absorberdeki soğutma

sularının kesilerek sisteme verilmemesi, eriyik sıcaklığının artmasını ve kristalleşmenin önlenmesini sağlayacaktır.

3.1.3. ASÇ termodinamik analizi

Akışkan çifti LiBr –H₂O olan absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizinin yapılabilmesi için varsayılan bazı durumlar aşağıdaki gibi listelenmiştir.

1. Sistem sürekli rejim şartlarında çalışmaktadır.
2. Kaynatıcıdan ayrılan kızgın su buharının sıcaklığı ve basıncı, kaynatıcı sıcaklık değerlerine eşittir.
3. Kaynatıcıdan çıkan LiBr bakımından zengin eriyik, kaynatıcı sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
4. Kondenserden çıkan soğutucu akışkan, doymuş sıvı şartlarında saf sudur ve kondenser sıcaklığındadır.
5. Evaporatörden çıkan soğutucu akışkan buharı, kuru doymuş buhar şartlarında ve evaporatör sıcaklığındadır. Evaporatörden ayrılan soğutucu buharın yoğuşma miktarı çok az olduğu için ihmal edilmiştir.
6. Absorberden ayrılan LiBr bakımından fakir olan eriyik, absorber sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
7. Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
8. Absorber, kaynatıcı, kondenser ve evaporatör gibi elemanların çevreye ısı kaybı yoktur.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi için termodinamiğin birinci yasasını analiz etmek amacıyla, her bir bileşende sürekli rejimde kütle ve enerji korunumunu yazmak için aşağıdaki ana denklemler kullanılır:

Kütle denklemi;

$$\Sigma \dot{m}_g - \Sigma \dot{m}_ç = 0$$

Burada \dot{m}_g giren kütle debisini, $\dot{m}_ç$ ise çıkan kütle debisini göstermektedir.

Enerji denklemi ise;

$$\Sigma \dot{E}_g = \Sigma \dot{E}_ç$$

şeklinde yazılabilir. Burada \dot{E}_g sisteme giren enerjiyi, $\dot{E}_ç$ ise sistemden çıkan enerjiyi göstermektedir.

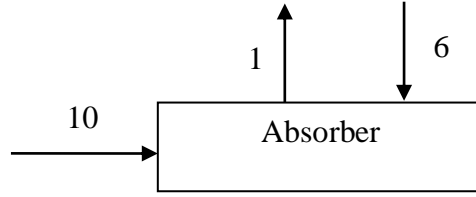
Sürekli akışlı sürekli açık bir sistemin enerji dengesi için;

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_\phi h_\phi - \sum \dot{m}_g h_g$$

eşitliği yazılabilir (Çengel ve Boles 1996).

Şekil 3.1'de verilen tek etkili LiBr-H₂O eriyikli absorpsiyonlu soğutma sisteminde, her bir cihaz için enerji ve kütle denge denklemleri aşağıdaki gibi yazılmıştır (Herold vd. 2003; Alefeld ve Radermacher 1994).

Şekil 3.4'te verilen şematik gösterime göre absorberdeki kütle ve enerji dengesi denklemleri:



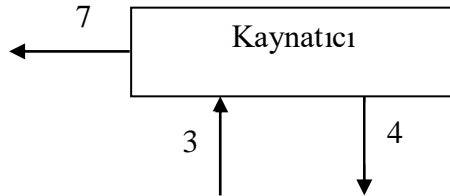
Şekil 3.4. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki absorber bileşeninin şematik gösterimi

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_6 \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_6 x_6 \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 \quad (3.3)$$

Şekil 3.5'te verilen şematik gösterime göre kaynatıcıdaki kütle ve enerji dengesi denklemleri:



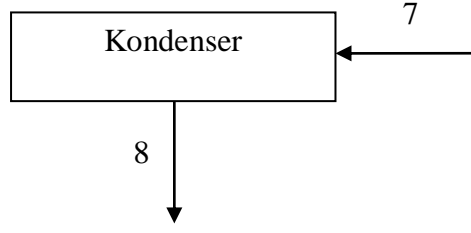
Şekil 3.5. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki kaynatıcı bileşeninin şematik gösterimi

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad (3.5)$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad (3.6)$$

Şekil 3.6'da verilen şematik gösterime göre kondenserdeki kütle ve enerji dengesi denklemleri:



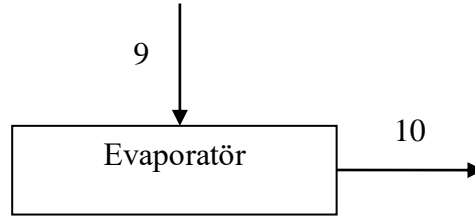
Şekil 3.6. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki kondenser bileşeninin şematik gösterimi

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (3.7)$$

$$x_7 = x_8 \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (3.9)$$

Şekil 3.7’de verilen şematik gösterime göre evaporatördeki kütle ve enerji dengesi denklemleri:



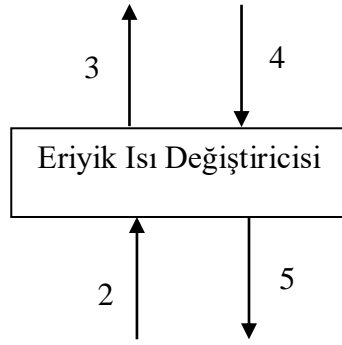
Şekil 3.7. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki evaporatör bileşeninin şematik gösterimi

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (3.10)$$

$$x_9 = x_{10} \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_9 h_9 \quad (3.12)$$

Şekil 3.8’de verilen şematik gösterime göre eriyik ısı değiştiricisindeki kütle ve enerji dengesi denklemleri:



Şekil 3.8. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki eriyik ısı değiştiricisi bileşeninin şematik gösterimi

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (3.13)$$

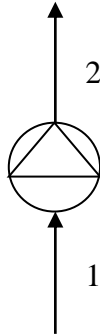
$$x_2 = x_3 \quad (3.14)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (3.15)$$

$$x_4 = x_5 \quad (3.16)$$

$$\dot{Q}_{EID} = \dot{m}_2 (h_3 - h_2) = \dot{m}_4 (h_4 - h_5) \quad (3.17)$$

Şekil 3.9’da verilen şematik gösterime göre eriyik pompasındaki kütle ve enerji dengesi denklemleri:



Şekil 3.9. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki eriyik pompası bileşeninin şematik gösterimi

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (3.18)$$

$$x_1 = x_2 \quad (3.19)$$

$$\dot{W}_{EP} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (3.20)$$

Şekil 3.10’da verilen şematik gösterime göre LiBr-H₂O eriyiği tarafında bulunan genişleme valfindeki kütle ve enerji dengesi denklemleri:



Şekil 3.10. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki eriyik tarafında bulunan genişleme valfi bileşeninin şematik gösterimi

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.21)$$

$$x_5 = x_6 \quad (3.22)$$

$$h_5 = h_6 \quad (3.23)$$

Şekil 3.11’de verilen şematik gösterime göre soğutucu akışkan tarafında bulunan genişleme valfindeki kütle ve enerji dengesi denklemleri:



Şekil 3.11. Absorpsiyonlu soğutma çevrimindeki soğutucu akışkan tarafında bulunan genişleme valfi bileşeninin şematik gösterimi

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (3.24)$$

$$x_8 = x_9 \quad (3.25)$$

$$h_8 = h_9 \quad (3.26)$$

şeklinde yazılabilir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı ($COP_{soğ}$) evaporatördeki ısı yükünün kaynatıcıdaki ısı yükü ile eriyik pompası işinin toplamına oranı olarak tanımlanıp aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$COP_{soğ} = \frac{Q_E}{Q_G + \dot{W}_{EP}} = \frac{\dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_9 h_9}{(\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3) + \dot{m}_1 (h_2 - h_1)} \quad (3.27)$$

3.2. ASÇ'de Kullanılan LiBr-H₂O Akışkanının Termodinamik Özelliklerinin Bulunması

Absorpsiyonlu soğutma çevriminin modellenmesi için kullanılan eriyik termodinamik özelliklerinden bazılarının bilinmesi gerekmektedir. Bu özelliklerin belirlenmesinde kullanılan bağlantılar aşağıda alt başlıklar halinde verilmiştir.

3.2.1. LiBr-H₂O eriyiğinin entalpisi

Eriyik entalpisi, eriyik konsantrasyonuna ve eriyik sıcaklığına bağlıdır (Florides vd. 2003).

x = Eriyik konsantrasyonu, T = eriyik sıcaklığı (°C),

Akışkan çiftinin eriyik konsantrasyonu kullanım aralığı % 40 < x < % 70 LiBr,

Eriyik sıcaklığının kullanım aralığı 15 °C < T < 165 °C,

h = entalpi (kJ kg⁻¹),

$$h = \Sigma A + T \Sigma B + \Sigma C T^2 \quad (3.28)$$

Entalpi formülünde kullanılacak olan 3.28 denklemdeki katsayılar Çizelge 3.2'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Entalpi denkleminde kullanılacak olan katsayılar

$A_0 = -2024,33$	$B_0 = 18,2829$	$C_0 = -0,037008214$
$A_1 = 163,309$	$B_1 = -1,1691757$	$C_1 = 0,0028877666$
$A_2 = -4,88161$	$B_2 = 0,03248041$	$C_2 = -0,000081313015$
$A_3 = 0,06302948$	$B_3 = -0,0004034184$	$C_3 = 0,00000099116628$
$A_4 = -0,0002913704$	$B_4 = 0,0000018520569$	$C_4 = -0,0000000044441207$

$$\Sigma A = A_0 x^0 + A_1 x^1 + A_2 x^2 + A_3 x^3 + A_4 x^4$$

$$\Sigma B = B_0 x^0 + B_1 x^1 + B_2 x^2 + B_3 x^3 + B_4 x^4$$

$$\Sigma C = C_0 x^0 + C_1 x^1 + C_2 x^2 + C_3 x^3 + C_4 x^4$$

3.2.2. Eriyik ve soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı

Soğutucu akışkan olan suyun doyma sıcaklığı suyun doyma basıncına bağlı iken eriyik sıcaklığı suyun doyma sıcaklığı ve konsantrasyona bağlıdır (Florides vd. 2003).

Akışkan çiftinin eriyik konsantrasyonu kullanım aralığı % 45 < x < % 70 LiBr,

T_E = eriyik sıcaklığı (°C),

Eriyik sıcaklığı kullanım aralığı $5 < T_E < 175$ °C,

T_S = suyun doyma sıcaklığı (°C),

Suyun doyma sıcaklığı kullanım aralığı $-15 < T_S < 110$ °C,

P = doyma basıncı (kPa)

$$\log P = C + D / (T_S + 273) + E / (T_S + 273)^2 \quad (3.29)$$

$$T_S = (-2E / (D + [D^2 - 4E (C - \log P)]^{0.5})) - 273 \quad (3.30)$$

$$T_E = \Sigma B + T_S \Sigma A \quad (3.31)$$

(3.29), (3.30) ve (3.31) eşitlikleri için kullanılan katsayılar Çizelge 3.3'te verilmiştir.

Çizelge 3.3. (3.29), (3.30) ve (3.31) eşitlikleri için verilen katsayılar

$A_0 = -2,00755$	$B_0 = 124,937$	$C = 7,05$
$A_1 = 0,16976$	$B_1 = -7,71649$	$D = -1596,49$
$A_2 = -0,003133362$	$B_2 = 0,152286$	$E = -104095,5$
$A_3 = 0,0000197668$	$B_3 = -0,0007959$	

$$\Sigma A = A_0 x^0 + A_1 x^1 + A_2 x^2 + A_3 x^3$$

$$\Sigma B = B_0 x^0 + B_1 x^1 + B_2 x^2 + B_3 x^3$$

3.2.3. Eriyik yoğunluğu

Eriyik yoğunluğu eriyik sıcaklığı ve konsantrasyonuna bağlıdır (Florides vd. 2003).

Akışkan çiftinin eriyik konsantrasyonu kullanım aralığı % 20 < x < % 60 LiBr,

T = Eriyik sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$), kullanım aralığı $0 < T < 200$ $^{\circ}\text{C}$,

ρ_x = Eriyik yoğunluğu (kg m^{-3})

x = Eriyik konsantrasyonu $x_0 = x / 100$

$$\rho_x = 1145,36 + 470,84 (x_0) + 1374,79(x_0)^2 - (0,333393 + 0,571749 (x_0)) (273+T) \quad (3.32)$$

3.2.4. Eriyik özgül ısısı

Eriyik özgül ısısı eriyik konsantrasyonuna bağlıdır (Florides vd.2003).

x = %LiBr

c_p = Eriyik özgül ısısı ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)

$$c_p = 0,0976 x^2 - 37,512 x + 3825,4 \quad [R^2=0,9997] \quad (3.33)$$

3.2.5. Su buharının doyma basıncı

Su buharının doyma basıncı sıcaklığa bağlıdır (Florides vd. 2003).

P = doyma basıncı (kPa)

T = sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)

$$P = 2 \times 10^{-12} T^6 - 3 \times 10^{-9} T^5 + 2 \times 10^{-7} T^4 + 3 \times 10^{-5} T^3 + 0,0014 T^2 + 0,0444 T + 0,6108 \quad [R^2=0,9999] \quad (3.34)$$

3.2.6. Doymuş su buharının entalpisi

Doymuş su buharının entalpisi sıcaklığa bağlıdır (Florides vd. 2003).

h_g = doymuş su buharının entalpisi (kJ kg^{-1})

T = sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)

$$h_g = -0,00125397 T^2 + 1,88060937 T + 2500,559 \quad [R^2=0,9999] \quad (3.35)$$

3.2.7. Su buharının buharlaşma gizli ısısı

Su buharının yoğuşma gizli ısısı sıcaklığa bağlıdır (Florides vd. 2003).

h_{fg} = yoğuşma gizli ısısı (kJ kg^{-1})

T = doyma sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

$$h_{fg} = -0,00132635 T^2 - 2,29983657 T + 2500,43063 \quad [R^2=0,9999] \quad (3.36)$$

3.2.8. Doymuş su buharının yoğunluğu

Doymuş su buharının yoğunluğu sıcaklığa bağlıdır (Florides vd. 2003).

ρ_g = doymuş su buharının yoğunluğu (kg m^{-3}) T = doyma sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

$$\rho_g = 1 / (0,00001147965 T^4 - 0,00297197798 T^3 + 0,28077931731 T^2 - 11,83083758 T + 202,9035477661) [R^2=0,9986] \quad (3.37)$$

3.2.9. Kızgın su buharının entalpisi

Kızgın su buharının entalpisi sıcaklığa ve basınca bağlıdır (Florides vd. 2003).

h_{sh} = kızgın su buharı entalpisi (kJ kg^{-1})

$T_{s,D}$ = suyun doyma sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{s,B}$ = buhar sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

P = buhar basıncı (kPa)

T = kızgın buhar sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

$$h_{SH1} = 32,508 \ln(P) + 2513,2$$

$$h_{SH2} = 0,00001 P^2 - 0,1193 P + 2689$$

$$T = T_{s,B} - T_{s,D}$$

$$h_{sh} = ((h_{SH2} - h_{SH1}) / 100) T + h_{SH1} [R^2=0,992] \quad (3.38)$$

3.2.10. Suyun özellikleri

Bulunmak istenen su özellikleri suyun sıcaklığına bağlıdır (Florides vd. 2003)

T = suyun sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)

k = ısı iletim katsayısı ($\text{W m}^{-1}\text{C}^{-1}$)

ρ = yoğunluk (kg m^{-3})

μ = dinamik viskozite (N s/m^2) ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$)

ν = kinematik viskozite ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)

c_p = özgül ısı ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$)

$$k = -6,5104167 \times 10^{-10} T^4 + 0,00000018923611 T^3 - 2,671875 \times 10^{-5} T^2 + 0,0027103175 T + 0,5520119 [R^2 = 0,9999] \quad (3.39)$$

$$\rho = 0,000015451 T^3 - 0,0059003 T^2 - 0,019075 T + 1002,3052 [R^2=0,9999] \quad (3.40)$$

$$\mu = 0,000001 (0,000031538716146 T^4 - 8,913055428199999 \times 10^{-3} T^3 + 0,9795876934 T^2 - 55,4567974 T + 1791,74424) [R^2 = 0,9999] \quad (3.41)$$

$$\nu = 0,000001 (3,1770833333 \times 10^{-8}) T^4 - 0,0000089652777778 T^3 + 0,00098270833333 T^2 - 0,0553222222222 T + 1,78766666667 [R^2=0,9999] \quad (3.42)$$

$$c_p = 0,000003216145833 T^4 - 0,000798668982 T^3 + 0,0780295139 T^2 - 3,0481614 T + 4217,7377 [R^2=0,9994] \quad (3.43)$$

Bu bölümde gösterilen özellikler ayrıca analizde kullanılan EES programının kendi kütüphanesinden de çekilebilmektedir.

3.2.11. Dolaşım oranı (FR)

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin tasarım ve optimizasyon verisi olarak kullanılacak olan dolaşım oranı (FR):

$$FR = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_7} = \frac{x_3}{x_4 - x_3}$$

şeklinde yazılabilir. Burada \dot{m}_4 zengin eriyik debisi, \dot{m}_7 soğutucu akışkan debisi, x_3 fakir eriyik konsantrasyonu ve x_4 zengin eriyik konsantrasyonudur. Dolaşım oranının (FR) soğutma tesir katsayısı üzerindeki etkisini incelemek için evaporatör, kaynatıcı ve eriyik pompasının birim kg soğutucu akışkan için kapasiteleri FR'ye bağlı olarak aşağıdaki denklemler ile gösterilmiştir.

$$q_G = h_7 + FR h_4 - (FR + 1) h_3 \quad (3.44)$$

$$q_E = h_{10} - h_9 \quad (3.45)$$

$$w_{EP} = (FR + 1) (h_2 - h_1) \quad (3.46)$$

$$COP_{soğ} = \frac{q_E}{q_G + w_{EP}} \quad (3.47)$$

3.3. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Ekserji Analizi

Bir sistemin maksimum iş potansiyelini veya bir sistemi oluşturan elemanlarda meydana gelen tersinmezlikleri belirlemek için, çevre şartlarında termodinamiğin ikinci kanununun analizinin yapılması ekserji analizi olarak tanımlanır. Sistemde meydana gelen verimsizliklerinin nedenlerini, yerlerini ve büyüklüklerini tanımlamak için ekserji analizi oldukça kullanışlıdır. Sürtünme kayıpları, dengeli olmayan genişleme veya sıkıştırma ve ısı farkı değişimi gibi sebepler sistem üzerinde ekserji kaybına neden olan durumlardır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ise bu kayıplara ek olarak absorber ve kaynatıcıda bulunan akışkan çiftinin (eriyiğin) ısı farkı değişimi ekserji kaybı olarak değerlendirilir.

Saf maddenin ekserjisi aşağıdaki gibi yazılabilir (Kotas 1985):

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (3.48)$$

(3.48) eşitliğinin sağ tarafında üçüncü ve dördüncü terim olan kinetik ve potansiyel enerji ihmal edilirse;

$$\psi = (h-h_0) - T_0(s-s_0) \quad (3.49)$$

eşitliği elde edilir. Bu eşitlikte h_0 ve s_0 değerleri sırasıyla çevre koşullarındaki (ölü durumda, 25 °C ve 100 kPa) akışkanın entalpisini ve entropisini ifade etmektedir.

LiBr-H₂O eriyikli absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserjisi hesaplanırken, akışkan çiftinin karışım konsantrasyonu da göz önünde bulundurularak aşağıdaki bağıntıdan yararlanılır (Talbi ve Agnew 2000):

$$\psi = [h(T,x)-h_0] - T_0[s(T,x)-s_0] \quad (3.50)$$

Absorpsiyonlu soğutma sistemini oluşturan her bir eleman üzerindeki ekserji kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir (Izquierdo vd. 2000; Lee ve Sherif 2001):

$$\Delta \Psi = \sum \dot{m}_g \psi_g - \sum \dot{m}_\varphi \psi_\varphi - [\sum Q (1-\frac{T_0}{T})_g - \sum Q (1-\frac{T_0}{T})_\varphi] + \sum W \quad (3.51)$$

3.51 eşitliğindeki g alt indisli ilk terim, kontrol hacmine giren akışkanların ve φ alt indisli ikinci terim kontrol hacminden çıkan akışkanların ekserjisini ifade etmektedir. Sabit bir T sıcaklığında giren ve çıkan ısının ekserjisini üçüncü ve dördüncü terimler ifade etmektedir. Eşitlikteki son terim toplam mekanik işin ekserjisini ifade etmektedir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemin ekserji analizi yapılırken yapılan kabuller aşağıdaki gibidir:

1. Sistem ve çevre arasında meydana gelen ısı kayıpları ve kazançları ihmal edilmiştir.
2. Sistem elemanlarındaki ve borulardaki sürtünme ve basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
3. Bu tez çalışmasında ekserji verimi inceleneceği için sistem elemanlarından kaynatıcı, evaporatör ve eriyik pompasının ekserji hesapları yapılmıştır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji akışı Şekil 3.12'de gösterilmiştir(Talbi ve Agnew 2000).

$$\psi_{12} = (h_{12}-h_0) - T_0(s_{12}-s_0) \quad (3.59)$$

şeklinde yazılabilir. Kaynatıcıdaki ekserji kaybı ise:

$$\Delta \Psi_G = (\dot{m}_3 \psi_3 + \dot{m}_{11} \psi_{11}) - (\dot{m}_4 \psi_4 + \dot{m}_7 \psi_7 + \dot{m}_{12} \psi_{12}) \quad (3.60)$$

şeklinde ifade edilebilir.

3.3.3. Evaporatör ekserji kaybı

Evaporatöre giren özgül ekserjiler:

$$\psi_9 = (h_9-h_0) - T_0(s_9-s_0) \quad (3.61)$$

$$\psi_{13} = (h_{13}-h_0) - T_0(s_{13}-s_0) \quad (3.62)$$

şeklinde, çıkan özgül ekserjiler ise:

$$\psi_{10} = (h_{10}-h_0) - T_0(s_{10}-s_0) \quad (3.63)$$

$$\psi_{14} = (h_{14}-h_0) - T_0(s_{14}-s_0) \quad (3.64)$$

şeklinde yazılabilir. Evaporatördeki ekserji kaybı ise:

$$\Delta \Psi_E = (\dot{m}_9 \psi_9 + \dot{m}_{13} \psi_{13}) - (\dot{m}_{10} \psi_{10} + \dot{m}_{14} \psi_{14}) \quad (3.65)$$

şeklinde ifade edilebilir.

3.3.4. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji verimi

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji verimi, sistemden elde edilen ekserjinin sisteme verilen ekserjiye oranını hesaplayarak bulunabilir. Soğutma uygulamaları için ekserji verimi, evaporatördeki soğutulmuş suyun ekserjisinin kaynatıcıdaki ısı kaynağının ekserjisine oranı olarak tanımlanabilir ve aşağıdaki gibi yazılabilir (Lee ve Sherif 2001):

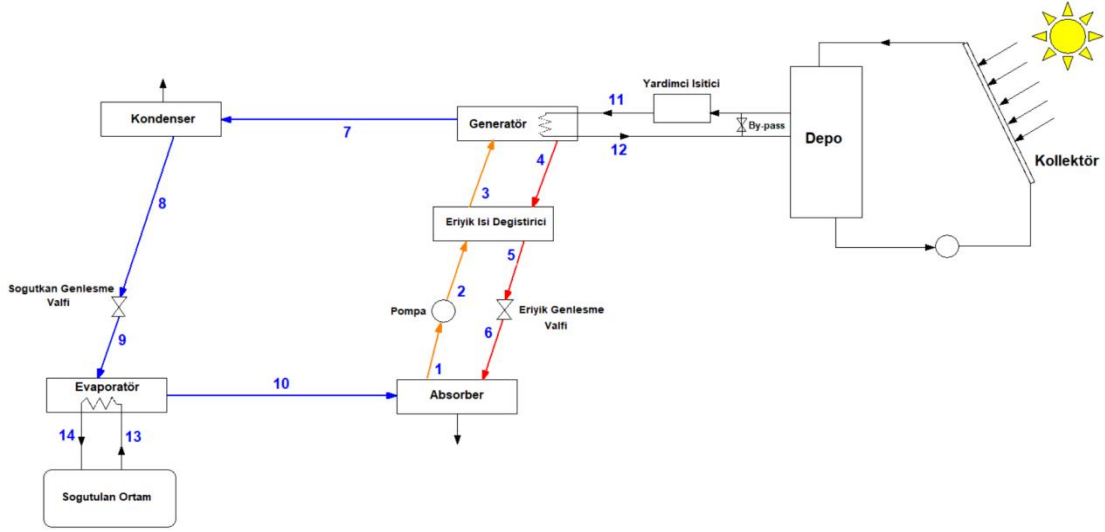
$$ECOP_{soğ} = \frac{\dot{m}_{13}(\psi_{13}-\psi_{14})}{\dot{m}_{11}(\psi_{11}-\psi_{12})} \quad (3.66)$$

3.4. Güneş Enerjisi Sisteminin Enerji Denklemleri

Güneş enerjisi sisteminden kaynatıcıya gönderilecek olan ısıtma suyu bir depo vasıtasıyla depolanmış ve sıcaklığı depo sıcaklığının anlık olarak değişimi göz önüne alınarak tespit edilmiştir. Bu su deposu sıcaklığının tespiti için, güneş kolektörlerinde toplanan faydalı enerji miktarı ve gerekli yardımcı enerji miktarı denklemleri bu bölümde verilmiştir.

Şekil 3.13'te güneş enerjisi sisteminde ısıtılarak depolanan sonra kaynatıcıda kullanılmak üzere gönderilen suyun şematik gösterimi yer almaktadır. Şekilden de

görüldüğü gibi güneş enerjili absorpsiyonlu sistemlerde ek olarak güneş kolektörü, depo ve yardımcı ısıtıcı kaynağı yer almaktadır.



Şekil 3.13. Güneş enerjisi destekli tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi şeması

3.4.1. Güneş kolektör enerji denklemleri

Bir güneş kolektörünün topladığı faydalı enerji Kılıç ve Öztürk (1983) tarafından:

$$Q_f = A_t \cdot I_e \cdot \eta_t \quad (3.67)$$

şeklinde gösterilmiştir. Burada A_t kolektör yutucu yüzey alanını, I_e birim eğik yüzeye düşen anlık ışınım miktarını ve η_t anlık kolektör verimini ifade etmektedir. Anlık kolektör verimi Kılıç ve Öztürk (1983) tarafından:

$$\eta_t = F_t \cdot [(\tau\alpha)_e - K \cdot \frac{T_{tg} - T_\zeta}{I_e}] \quad (3.68)$$

şeklinde gösterilmiştir. 3.68 denkleminde yer alan F_t kolektör ısı kazanç faktörünü, $(\tau\alpha)_e$ efektif yutma katsayısını, K kolektör toplam ısı kayıp katsayısını, T_{tg} suyun kolektöre giriş sıcaklığını ve T_ζ çevre sıcaklığını ifade etmektedir. 3.67 denklemi 3.68 denkleminde yerine yazılırsa:

$$Q_f = A_t \cdot [F_t \cdot (\tau\alpha)_e \cdot I_e - F_t \cdot K \cdot (T_{tg} - T_\zeta)] \quad (3.69)$$

denklemini elde edilir. Çizelge 3.4'te kolektör tiplerine göre kolektör parametreleri verilmiştir (Ergül 1991).

Çizelge 3.4. Kollektör cinslerine göre kollektör parametreleri

Kollektör Tipi	$F_t \cdot (\tau\alpha)_e$	$F_t \cdot K$ W/m ² °C
Tek camlı seçici yüzeyle kollektör	0,70	3,3
Çift camlı kollektör	0,75	6,5
Tek camlı kollektör	0,90	10

3.4.2. Sıcak su deposu sıcaklığı

Sistemde kullanılan sıcak su depo sıcaklığı tayini için enerji dengesi Kılıç ve Öztürk (1983), Ergül (1991) tarafından:

$$(m \cdot c_p)_d \cdot \frac{dT}{dt} = Q_f - Q_L - Q_K \quad (3.70)$$

şeklinde ifade edilmiştir. Denklem 3.70'te yer alan Q_L kaynatıcıda ihtiyaç duyularak depodan çekilen enerjiyi ve Q_K depo cidarlarından çevreye olan ısı kaybını ifade etmektedir.

Belirli bir zamanda ki depo sıcaklığı Kılıç ve Öztürk (1983), Ergül (1991) tarafından:

$$T_{d,yeni} = T_{d,eski} + \frac{\Delta t}{(m \cdot c_p)_d} \cdot [Q_f - Q_L - (K \cdot A)_d \cdot (T_d - T_\infty)] \quad (3.71)$$

şeklinde ifade edilir. Bu denklemde yer alan m depodaki suyun kütlesini ve T_∞ çevre sıcaklığını ifade etmektedir. K ise deponun toplam ısı kayıp katsayısını ifade etmekte olup depo için $(K \cdot A)_d$ değeri 11,1 W/°C olarak kabul edilmiştir. Kaynatıcıda depodan çekilerek kullanılan ısı değeri (Atmaca 2002):

$$Q_L = (\dot{m} \cdot c_p)_L \cdot (T_d - T_y) \quad (3.72)$$

şeklinde gösterilirken \dot{m} kaynatıcıdaki ısıtma suyu debisini, T_d depo sıcaklığını ve T_y kaynatıcıda kullanılıp depoya dönen su sıcaklığını ifade etmektedir.

3.4.3. Güneşten yararlanma oranı (FNP)

Depodaki ısıtma suyu sıcaklığının kaynatıcıda kullanılacak referans sıcaklığın altında olduğu durumlar için sisteme yardımcı enerji kaynağı yerleştirilmiştir. Böylece her zaman için gerekli ısıtma suyu sıcaklığına ulaşılmış olacaktır. Yardımcı enerji kaynağı ısı Q_y ile ifade edilirse:

$$Q_G = Q_L + Q_y \quad (3.73)$$

şeklinde eşitlik yazılır. Yardımcı enerji kaynağı ısı gücü aynı zamanda:

$$Q_y = (\dot{m} \cdot c_p)_L \cdot (T_{ref} - T_d) \quad (3.74)$$

şeklinde gösterilir. 3.74 denkleminde T_{ref} absorpsiyonlu sistemde bulunan kaynatıcının çalışması için gerekli minimum sıcaklık değeridir. Bu denklemler doğrultusunda güneşten yararlanma oranı FNP:

$$FNP = \frac{Q_L}{Q_G} = 1 - \frac{Q_y}{Q_G} \quad (3.75)$$

olarak yazılabilir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma sisteminin EES mühendislik yazılım programında simülasyonu yapılmıştır. Çeşitli sistem parametrelerinin, soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısı ve ekserji verimi üzerinde ki etkisi incelenmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin kütle, enerji ve ekserji denklemlerinde yer alan özellikler bu çalışmada verilen ve deneysel olarak türetilen denklemler yardımıyla bulunabileceği gibi EES programı kütüphanesinde bulunan değerler kullanılarak sistem üzerinden herhangi bir formül ihtiyacı olmadan da alınabilmektedir.

Bu tez çalışmasında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemi simülasyonunun doğruluğunu teyit etmek amacıyla literatür ile yapılan karşılaştırma Çizelge 4.1’de verilmiştir. Karşılaştırma yapılırken kullanılan sistem giriş parametreleri olan soğutma yükü (Q_E) 10kW, kaynatıcı çıkış sıcaklığı (T_4) 81,39°C, evaporasyon sıcaklığı (T_{10}) 5,67°C, evaporatörde soğutulan suyun giriş sıcaklığı (T_{13}) 14°C ve çıkış sıcaklığı (T_{14}) 9,88°C olarak, eriyik ısı değiştiricisi etkenlik oranı (ϵ_{EID}) 0,64 olarak kabul edilmiştir. Ayrıca fakir eriyik konsantrasyonu (x_1) %54,3, zengin eriyik konsantrasyonu (x_4) %59,7 kabul edilmiştir. Kaynatıcıya giren su sıcaklığı (T_{11}) 95°C çıkan su sıcaklığı ise (T_{12}) 91,15°C kabul edilmiştir.

Çizelge 4.1. Simülasyonun literatür ile karşılaştırması

Nokta	Sıcaklık (°C)		h (kJ/kg)		s (kJ/kgK)		ṁ (kg/s)		X (%)		Ψ (kJ/kg)	
	Bu tez çalışması	1*	Bu tez çalışması	1*	Bu tez çalışması	1*	Bu tez çalışması	1*	Bu tez çalışması	1*	Bu tez çalışması	1*
1	33,904	33,14	79,64	77	0,2097	0,2048	0,04695	0,057	54,3	54,3	1,7415	0,6868
2	33,906	33,15	79,644	77	0,2098	0,2048	0,04695	0,057	54,3	54,3	1,7416	0,687
3	59,81	59,25	133,1	131,5	0,377	0,3737	0,04695	0,057	54,3	54,3	5,321	4,824
4	81,39	81,39	195,81	194,2	0,4624	0,4627	0,0427	0,0519	59,7	59,7	42,61	10,57
5	51	50,51	137,1	134,3	0,2891	0,2864	0,0427	0,0519	59,7	59,7	35,51	3,253
6	44,64	43,99	137,1	134,3	0,2513	0,2476	0,0427	0,0519	59,7	59,7	46,78	14,85
7	81,39	81,39	2652	2652	8,558	8,531	0,004247	0,0051	0	0	86,27	113,3
8	37,29	38,4	156,2	160,8	0,5359	0,5508	0,004247	0,0051	0	0	-18,93	1,226
9	5,67	5,67	156,2	160,8	0,5609	0,5776	0,004247	0,0051	0	0	-26,4	-6,757
10	5,67	5,67	2511	2510,9	9,006	9,007	0,004247	0,0051	0	0	-188,4	-169,7
11	95	95	397,98	398	1,25	1,25	0,8252	1	0	0	10,07	29,93
12	91,15	91,15	381,8	381,8	1,206	1,206	0,8252	1	0	0	7,042	26,91
13	14	14	58,73	58,7	0,2097	0,2097	0,5782	0,7	0	0	-19,15	0,8688
14	9,88	9,88	41,49	41,5	0,1492	0,1491	0,5782	0,7	0	0	-18,37	1,66

*Kerme vd. (2008) yaptıkları güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi çalışmasında hesaplanan verilerdir.

4.1. Absorpsiyonlu Sistem Dizayn Parametreleri

Sistemin simülasyonunun yapılabilmesi ve sonuçlarının değerlendirilebilmesi için ihtiyaç duyulan bazı giriş parametreleri aşağıdaki gibi sıralanmıştır. Absorpsiyonlu sistemin soğutma yükünün (Q_E) 10kW olduğu, kaynatıcı çıkış sıcaklığının (T_4) 80°C olduğu, evaporasyon sıcaklığının (T_{10}) 8°C olduğu, evaporatörde soğutulan suyun giriş sıcaklığının (T_{13}) 17°C ve çıkış sıcaklığının (T_{14}) 12°C olduğu, eriyik ısı değiştiricisi etkenlik oranının (ϵ_{EID}) 0,5 olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca fakir eriyik konsantrasyonunun (x_1) %55, zengin eriyik konsantrasyonunun (x_4) %60 olduğu kabul edilmiştir. Kaynatıcıya giren su sıcaklığının (T_{11}) 100°C olduğu çıkan su sıcaklığının ise bu değerden 10°C düşük olduğu kabul edilmiştir. Çevre şartlarında sıcaklığın (T_0) 298K ve eriyik konsantrasyonunun (x_0) %50 olduğu kabul edilmiştir. Burada belirtilen değerler parametrik çalışma yapılırken, incelenen parametre dışındaki parametrelerin giriş değerleridir. Bu parametrelerin herhangi birinin, kendisinin etkisi incelenirken bunlardan farklı değerlerde alacağı ve sonuçların bu farklı parametre değerleri için yorumlanacağı muhakkaktır. Kullanılan giriş parametrelerine göre sistem üzerindeki her bir noktanın basınç, sıcaklık, entalpi, entropi, kütleli debi, eriyik konsantrasyon oranı ve ekserji kaybı değerleri Çizelge 4.2’de gösterilmiştir. Ayrıca absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerindeki ısıl yükleri ve diğer parametreleri gösteren tablo Çizelge 4.3 ile gösterilmiştir. EES programındaki diyagramda giriş verileri kutu içinde gösterilmektedir. Burada belirtilen parametrelerin bazılarının COP_{soğ} üzerindeki etkisi incelenirken parametre giriş değerleri değiştirilerek sonuca etkisi incelenmiştir.

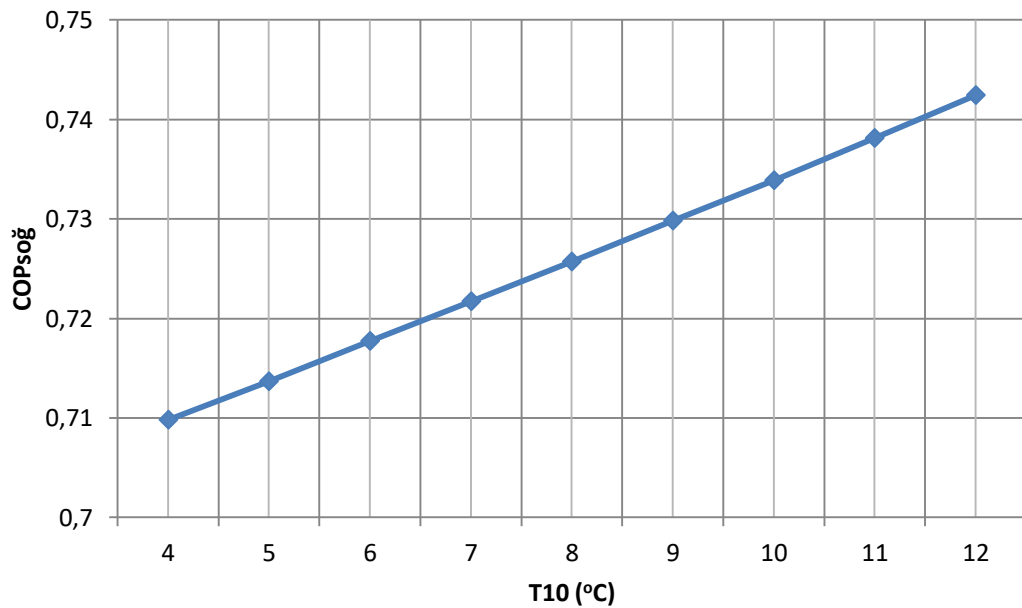
Çizelge 4.2. Kullanılan giriş parametrelerine göre absorpsiyonlu soğutma sisteminin her bir noktadaki termodinamik hesaplamaları

Nokta	Basınç (kPa)	Sıcaklık (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	\dot{m} (kg/s)	X (%)	ψ (kJ/kg)
1	1,073	37,89558	90,11624	0,2318	0,05071	55	23,072047
2	5,792	37,89702	90,11916	0,2318	0,05071	55	23,072161
3	5,792	56,12	127,3	0,3483	0,05071	55	25,57
4	5,792	80	194,476	0,4527	0,04648	60	61,61
5	5,792	58,95	153,9	0,3341	0,04648	60	56,36
6	1,073	47,97	153,9	0,27	0,04648	60	75,47
7	5,792	80	2650	8,596	0,004226	0	90,07
8	5,792	35,53	148,8	0,5121	0,004226	0	-1,773
9	1,073	8	148,8	0,5309	0,004226	0	-7,39
10	1,073	8	2515	8,948	0,004226	0	-149,2
11	101,324	100	419,06356	1,307	0,3271	0	31,65
12	101,324	90	376,9	1,193	0,3271	0	23,6
13	101,324	17	71,28	0,2532	0,4771	0	-2,118
14	101,324	12	50,36	0,1804	0,4771	0	-1,365

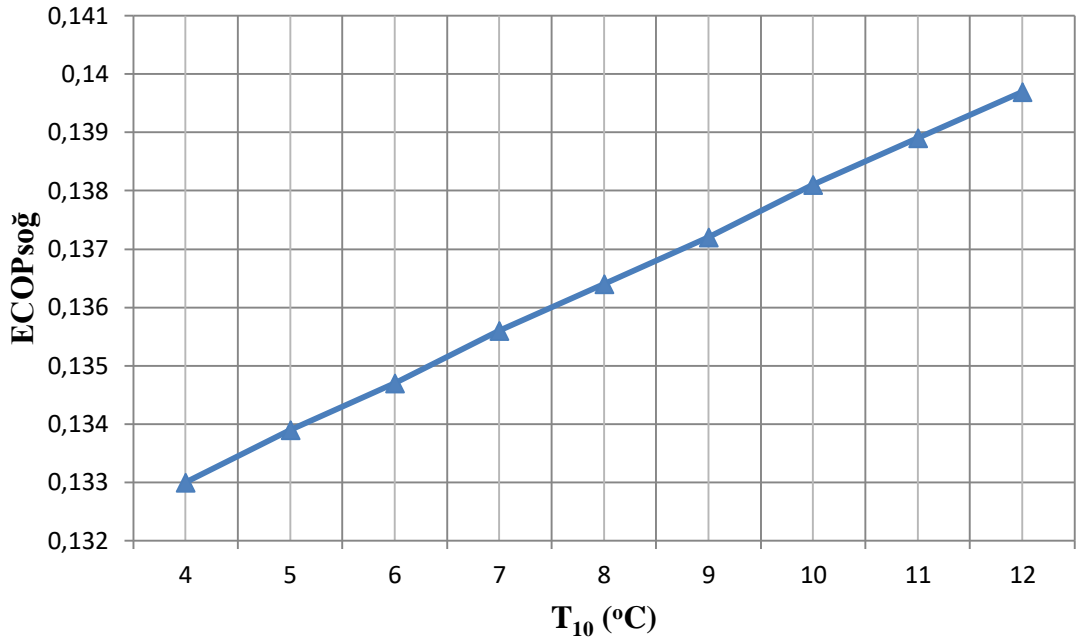
Çizelge 4.3. Kullanılan giriş parametrelerine göre absorpsiyonlu sistem ısı yükleri ve diğer parametreler

Buharlaştırıcı ısı yükü (Q_E)	10kW
Absorber ısı yükü (Q_A)	13,21kW
Kondenser ısı yükü (Q_K)	10,57kW
Kaynatıcı ısı yükü (Q_G)	13,78kW
Eriyik ısı değiştirici ısı yükü (Q_{EID})	0,9436kW
Eriyik pompa işi (W_{EP})	0,000148kW
Dolaşım oranı (FR)	11
Eriyik ısı değiştirici etkenlik oranı (ε_{EID})	0,5
$COP_{soğ}$	0,7257
$ECOP_{soğ}$	0,1364

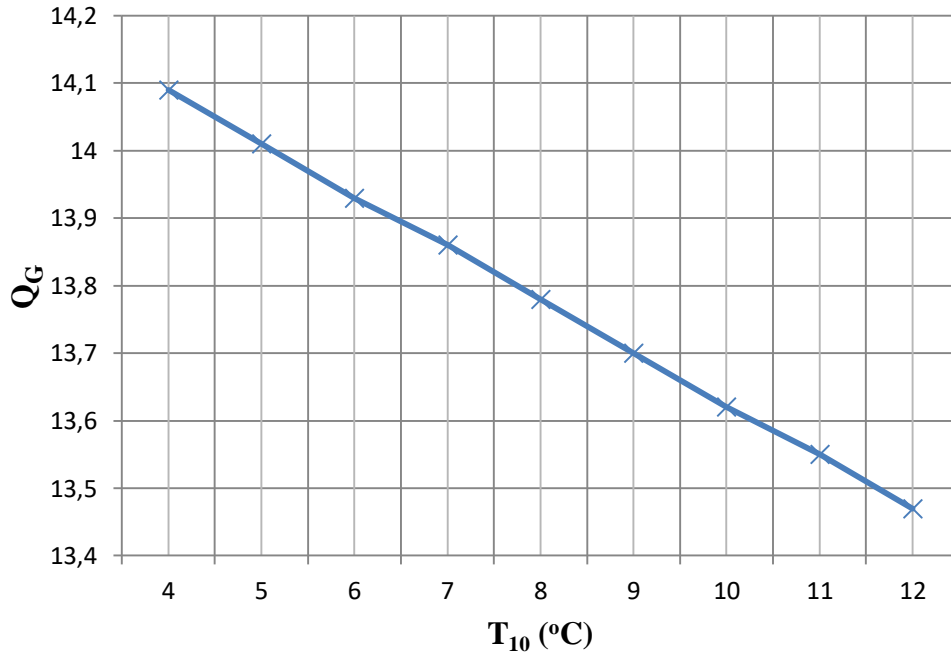
İlk olarak buharlaştırıcı sıcaklığının (T_{10}) sistemin soğutma tesir katsayısına ($COP_{soğ}$), ekserji verimine ($ECOP_{soğ}$) ve kaynatıcı ısısına (Q_G) etkileri sırasıyla Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'te verilmiştir. Buharlaşma sıcaklığı 4°C ile 12°C arasında birer °C artırılarak sonuçlar simüle ettirilmiştir.



Şekil 4.1. Buharlaştırıcı sıcaklığı ile COP'un değişimi



Şekil 4.2. Buharlaştırıcı sıcaklığı ile ekserji veriminin değişimi



Şekil 4.3. Buharlaştırıcı sıcaklığı ile kaynatıcıda çekilen ısı yükünün değişimi

Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'de buharlaştırıcı sıcaklığının artması ile $COP_{soğ}$ ve ekserji veriminin doğrusal olarak arttığı görülmektedir. Buharlaşma sıcaklığı 4°C ile 12°C arasında değişirken COP değerinin 0,7098 ile 0,7424 arasında değiştiği, ekserji

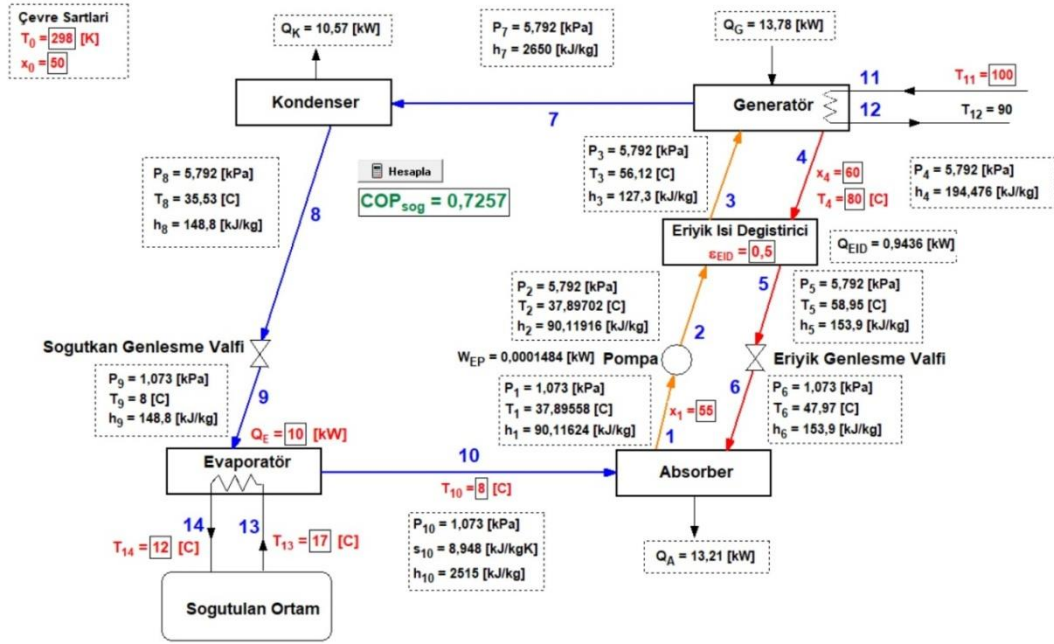
veriminin ise 0,133 ile 0,1397 arasında değiştiği görülmektedir. Şekil 4.3'te ise kaynatıcıda çekilen ısı yükünün buharlaşma sıcaklığı ile azaldığı görülmektedir. Buharlaşma sıcaklığı 4°C ile 12°C arasında değişirken kaynatıcı ısısının 14,09kW ile 13,47kW arasında değiştiği görülmektedir. Soğutma tesir katsayısının kaynatıcı ısısı, buharlaştırıcı ısısı ve pompa işine bağlı olduğu düşünülürse, buharlaştırıcı ısısı sabit kabul edildiği için Eşitlik 3.27 gereği kaynatıcı ısısı düştükçe COP'un artması beklenen bir sonuçtur. Aynı şekilde ekserji verimi de kaynatıcıdaki ve buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımına bağlı olduğundan, Eşitlik 3.66 gereği ekserji veriminin de artması beklenen bir sonuçtur.

Çizelge 4.4'te analizi yapılan sistem parametrelerinin (kaynatıcı ısı yükü, COP ve ekserji verimi) her bir buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen değerleri tablo halinde gösterilmiştir.

Çizelge 4.4. Buharlaştırıcı sıcaklık değerine karşılık gelen kaynatıcı ısı yükü, COP ve ekserji verimi değerleri

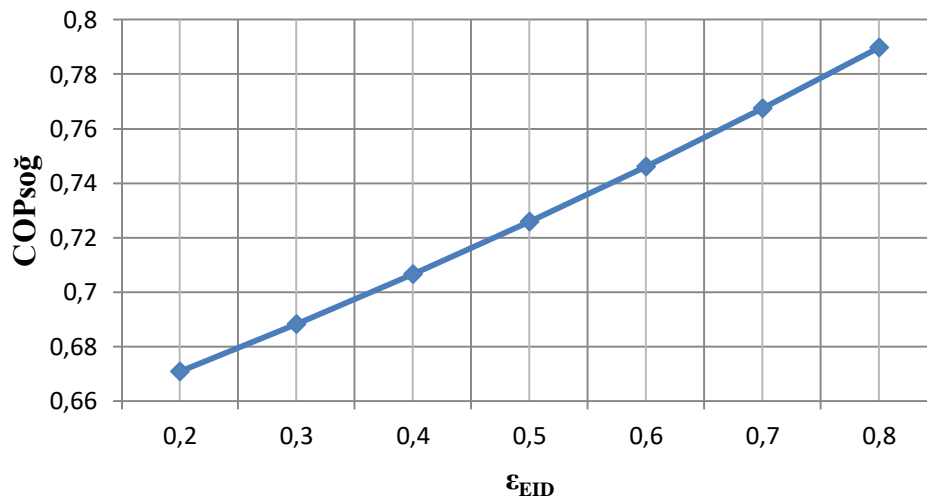
T ₁₀ (°C)	Q _g (kW)	COP _{soğ}	ECOP _{soğ}
4	14,09	0,7098	0,133
5	14,01	0,7137	0,1339
6	13,93	0,7177	0,1347
7	13,86	0,7217	0,1356
8	13,78	0,7257	0,1364
9	13,7	0,7298	0,1372
10	13,62	0,7339	0,1381
11	13,55	0,7381	0,1389
12	13,47	0,7424	0,1397

Şekil 4.4 buharlaştırıcı sıcaklığının 8°C olduğu noktadaki sistem elemanlarının basınç, sıcaklık, entalpi ve ısı yük değerlerini göstermektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığını bağlı olarak yapılan simülasyon yazılım kodları EK-1'de verilmiştir.

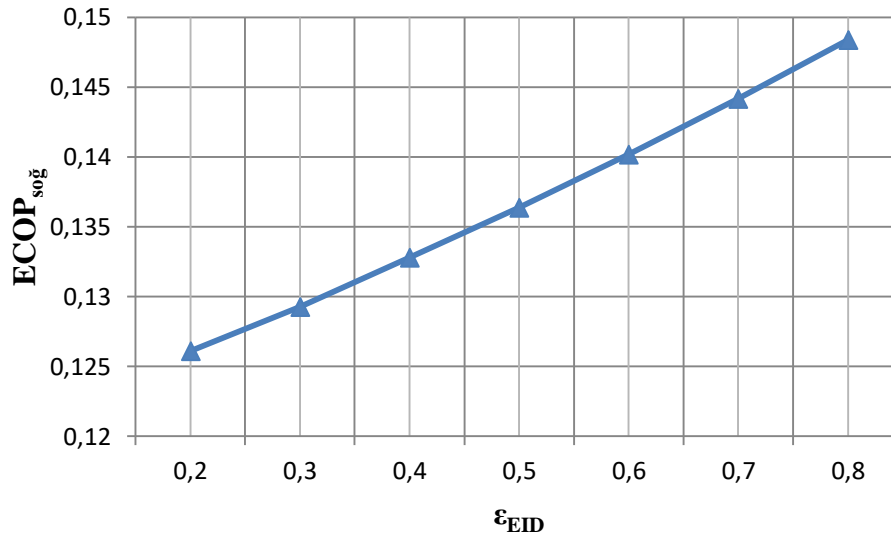


Şekil 4.4. Buharlaştırıcı sıcaklığı $COP_{soğ}$, ekserji verimi ve kaynatıcı ısısına etkisinin incelendiği parametrik çalışmanın EES arayüzü ($T_{10} = 8^{\circ}C$)

Şekil 4.5 ve Şekil 4.6 sırasıyla eriyik ısı değiştiricisi etkinliğinin $COP_{soğ}$ ve ekserji verimi üzerine etkisini göstermektedir. Eriyik ısı değiştiricisi etkinlik değeri 0,2 ile 0,8 arasında değiştirilmiştir. $COP_{soğ}$ ve ekserji veriminin artan etkinlik değeri ile arttığı görülmektedir. $COP_{soğ}$ değeri 0,6708'den 0,7898'e çıkarken ekserji verimi 0,1261'den 0,1484'e çıkmıştır. Eriyik ısı değiştiricisi etkinliği arttıkça kaynatıcıya giden LiBr bakımından fakir eriyik sıcaklığı artar ve bu durum generatörden çekilen ısı yükünü azaltmasına ve dolayısıyla da hem $COP_{soğ}$ değerinin hem de ekserji veriminin artmasına neden olmaktadır.



Şekil 4.5. Eriyik ısı değiştiricisi etkinlik oranının COP değişimine etkisi



Şekil 4.6. Eriyik ısı değıştircisi etkenlik oranının ekserji verimi değışimine etkisi

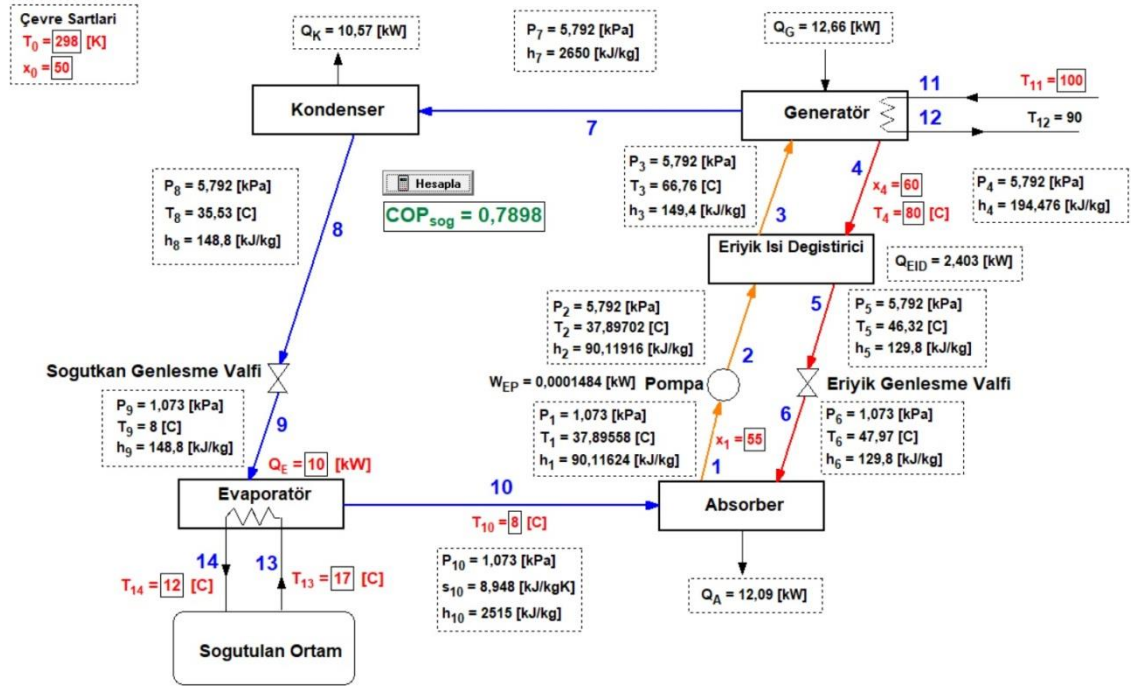
Çizelge 4.5'te bazı önemli sistem parametrelerinin simülasyonda kullanılan etkenlik değerlerine karşılık gelen değerleri tablo halinde gösterilmiştir. LiBr bakımından fakir eriyiğin eriyik ısı değıştircisinden çıkış sıcaklığı (T_3), kaynatıcı ısı yükü (Q_G), soğutma tesir katsayısı ($COP_{soğ}$) ve ekserji verimi ($ECOP_{soğ}$) Çizelge 4.5'te yer verilen önemli parametrelerdir. Eriyik ısı değıştircisinin etkenliği arttıkça, kaynatıcıdan dönen LiBr bakımından zengin olan eriyiğin ısını kaynatıcıya giden fakir eriyiğe daha büyük oranda bıraktığı, dolayısı ile T_3 sıcaklığının arttığı ve bu artışa bağlı olarak kaynatıcıdan eriyiğe beslenen ısının azaldığı ve nihayet $COP_{soğ}$ değerinin ve ekserji veriminin arttığı gözlenmektedir.

Çizelge 4.5. Eriyik ısı değıştircisi etkenlik oranına denk gelen fakir eriyik sıcaklığı, kaynatıcı ısı yükü, COP ve ekserji verimi değerleri

ϵ_{EID}	T_3 (°C)	Q_G (kW)	$COP_{soğ}$	$ECOP_{soğ}$
0,2	45,27	14,91	0,6708	0,1261
0,3	48,91	14,53	0,6882	0,1293
0,4	52,53	14,15	0,7065	0,1328
0,5	56,12	13,78	0,7257	0,1364
0,6	59,69	13,41	0,7459	0,1402
0,7	63,24	13,03	0,7673	0,1442
0,8	66,76	12,66	0,7898	0,1484

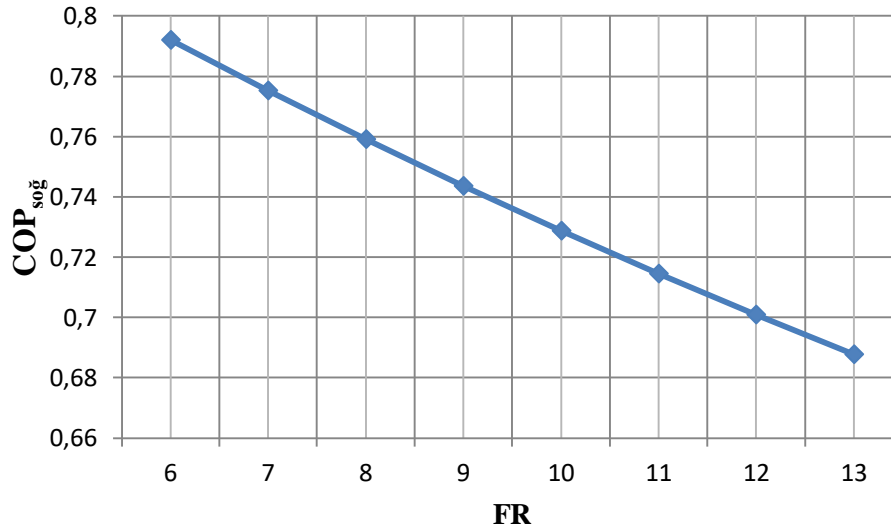
Şekil 4.7 eriyik ısı değıştircisi etkenlik değerinin 0,8 olarak seçildiği ve diğer sistem parametrelerinin değerlerinin gösterildiği çalışma için EES arayüzünü

göstermektedir. Eriyik ısı değıştirici etkenlik oranına bağı olarak yapılan simülasyon yazılım kodları EK-1’de verilmiştir.

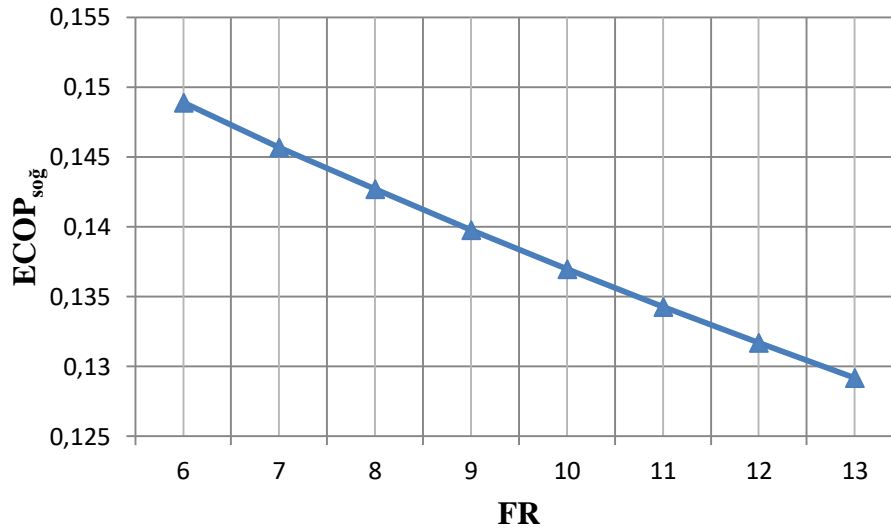


Şekil 4.7. Eriyik ısı değıştiricisi etkinliğinin COP ve ekserji verimine etkisinin incelendiği parametrik çalışmanın EES arayüzü ($\epsilon_{EID} = 0,8$)

Dolaşım oranının (FR) sistemin soğutma tesir katsayısına (COP_{sog}) ve ekserji verimine ($ECOP_{sog}$) etkileri sırasıyla Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da verilmiştir. Dolaşım oranı 6 ile 13 arasında birer artırılarak sonuçlar simüle ettirilmiştir.



Şekil 4.8. Dolaşım oranı (FR) ile COP'un değışimi



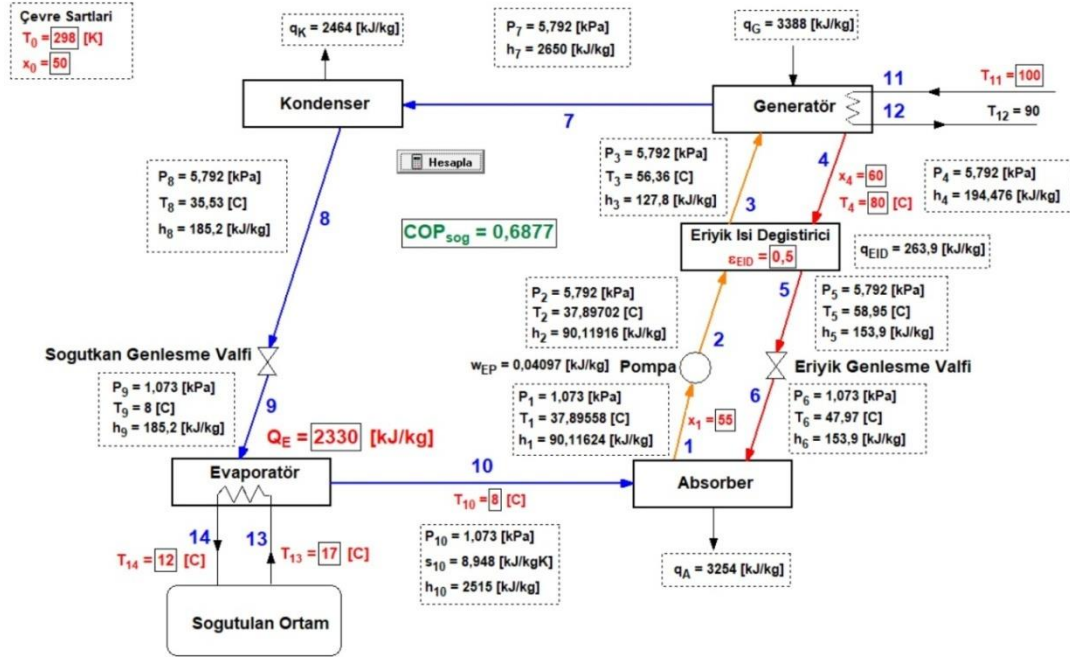
Şekil 4.9. Dolaşım oranı (FR) ile ekserji veriminin değişimi

Dolaşım oranı (FR) artışının $COP_{soğ}$ ve ekserji verimi değişimlerine etkisi kaynatıcı basıncı (P_7) ve evaporatör sıcaklığının (T_{10}) sabit olduğu durum için incelenmiştir. Çizelge 4.6’da bazı önemli sistem parametrelerinin simülasyonda kullanılan dolaşım oranına karşılık gelen değerleri tablo halinde gösterilmiştir. Dolaşım oranının artması ile Şekil 4.8 ve Şekil 4.9’da sırasıyla verilen $COP_{soğ}$ ve ekserji veriminin doğrusal olarak azaldığı görülmektedir. Dolaşım oranı 6 ile 13 arasında değişirken $COP_{soğ}$ değerinin 0,792 ile 0,6877 arasında değiştiği, ekserji veriminin ise 0,1489 ile 0,1292 arasında değiştiği görülmektedir. Sabit soğutma yükü için, zengin eriyik kütsel debisinin soğutucu akışkan kütsel debisine oranı olan dolaşım oranı arttıkça kaynatıcıdan eriyiğe beslenen ısının arttığı ve sonuç olarak $COP_{soğ}$ değerinin ve ekserji veriminin azaldığı gözlenmektedir.

Çizelge 4.6. Dolaşım oranı (FR) değişimlerine karşılık gelen kaynatıcı ısı yükü COP ve ekserji verimi değerleri

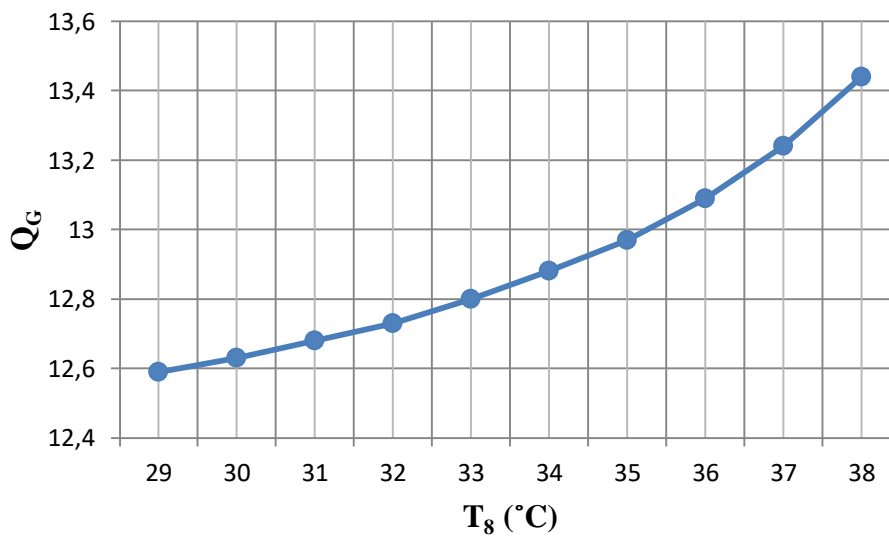
FR	P_7 (kPa)	T_{10} (°C)	Q_E (kJ/kg)	q_G (kJ/kg)	$COP_{soğ}$	$ECOP_{soğ}$
6	5,792	8	2330	2942	0,792	0,1489
7	5,792	8	2330	3006	0,7752	0,1457
8	5,792	8	2330	3069	0,7591	0,1427
9	5,792	8	2330	3133	0,7436	0,1398
10	5,792	8	2330	3197	0,7288	0,137
11	5,792	8	2330	3261	0,7146	0,1343
12	5,792	8	2330	3324	0,7009	0,1317
13	5,792	8	2330	3388	0,6877	0,1292

Şekil 4.10 dolaşım oranı değerinin araştırma parametresi olarak seçildiği ve diğer sistem parametrelerine etkisinin incelendiği parametrik çalışma için EES arayüzünü göstermektedir. Dolaşım oranına bağlı olarak yapılan simülasyon yazılım kodları EK-2’de verilmiştir.

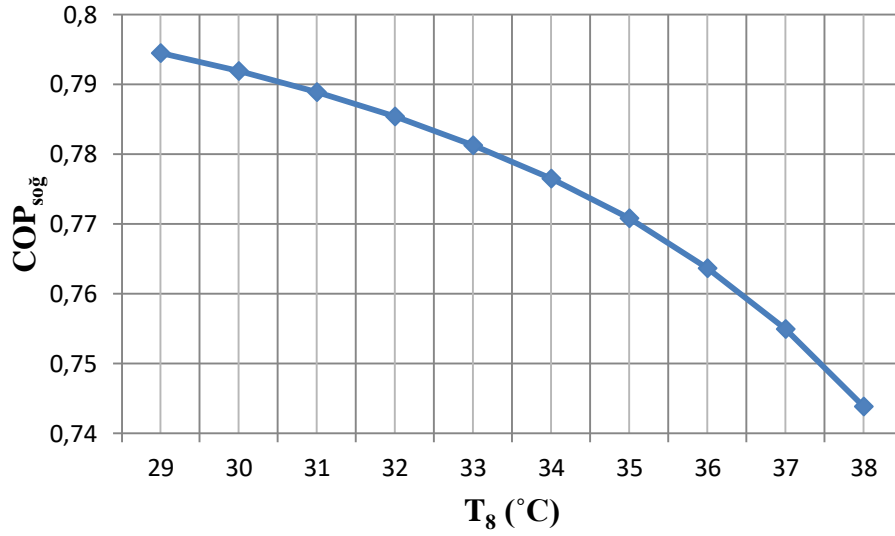


Şekil 4.10. Dolaşım oranı değerinin COP ve ekserji verimine etkisinin incelendiği parametrik çalışmanın EES arayüzü (FR= 13)

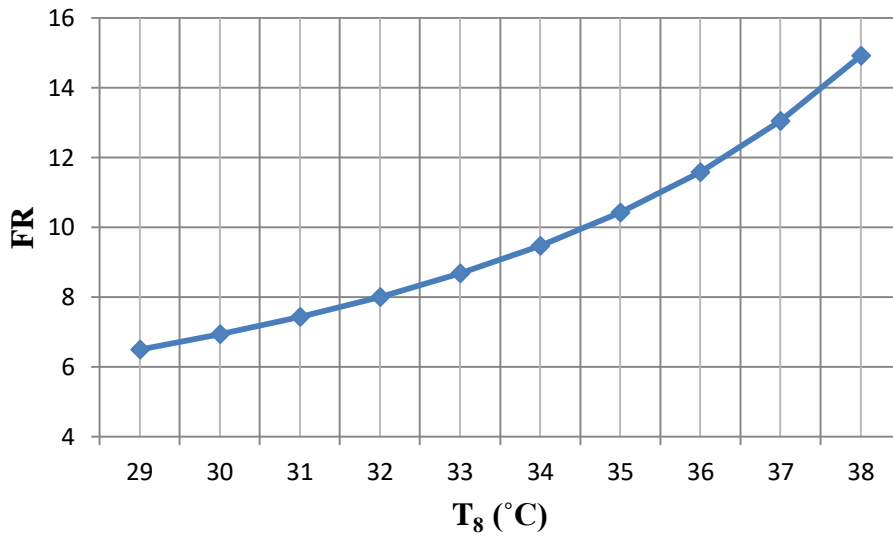
Kondenser sıcaklığının (T₈) kaynatıcı ısı yükü, COP_{soğ} ve FR değerlerine etkileri sırasıyla Şekil 4.11, Şekil 4.12 ve Şekil 4.13’te verilmiştir. Kondenser sıcaklığı 29°C ve 38°C arasında arttırılarak sonuçlar simüle ettirilmiştir.



Şekil 4.11. Kondenser sıcaklığının kaynatıcı ısısına etkisi



Şekil 4.12. Kondenser sıcaklığının COP'un değişimine etkisi



Şekil 4.13. Kondenser sıcaklığı değişiminin FR değişimine oranı

Fakir eriyik konsantrasyonunun ($x_1=55$) sabit olduğu durum için kondenser sıcaklığının, Q_G , $COP_{soğ}$ ve FR değerlerine etkisi incelenmiştir. Sabit soğutma yükü için artan kondenser sıcaklığı ile kaynatıcı ısı yükü ve dolaşım oranı artarken $COP_{soğ}$ değeri azalmıştır. Kaynatıcı ısı yükü 12,59kW ile 13,44kW arasında değişirken, FR değeri 6,488 ile 14,92 arasında değişmektedir. Hem Eşitlik 3.27 gereği kaynatıcı ısı arttıkça hem de Eşitlik 3.47 gereği dolaşım oranı arttıkça COP'un azalması beklenen bir sonuçtur. Çizelge 4.7'de analizi yapılan sistem parametrelerinin (fakir eriyik konsantrasyonu, zengin eriyik konsantrasyonu, kaynatıcı ısı yükü, COP ve FR) her bir kondenser sıcaklığına karşılık gelen değerleri tablo halinde gösterilmiştir. Kondenser sıcaklığına bağlı olarak yapılan simülasyon yazılım kodları EK-1'de verilmiştir.

Çizelge 4.7. Kondenser sıcaklığı değişimlerine karşılık gelen x_3 , x_4 , Q_G , FR ve COP değerleri

T_8 (°C)	x_3 (%)	x_4 (%)	Q_G (kW)	FR	$COP_{soğ}$
29	55	63,48	12,59	6,488	0,7945
30	55	62,94	12,63	6,927	0,7919
31	55	62,4	12,68	7,428	0,7889
32	55	61,87	12,73	8,004	0,7854
33	55	61,34	12,8	8,675	0,7813
34	55	60,81	12,88	9,468	0,7765
35	55	60,28	12,97	10,42	0,7708
36	55	59,75	13,09	11,58	0,7637
37	55	59,22	13,24	13,04	0,755
38	55	58,69	13,44	14,92	0,7439

4.2. Absorpsiyonlu Sistem İçin Güneş Enerjisi Parametreleri

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin kaynatıcısına sıcak su kaynağı olan güneş enerjisinin simülasyonunun yapılabilmesi için bazı giriş parametreleri aşağıdaki gibi sıralanmıştır.

Suyun kollektöre giriş sıcaklığı (T_{tg}) 75°C, kollektör tipi Çizelge 2.3'ten tek camlı seçici yüzeyli kollektör seçildiğinden $F_t(\tau\alpha)_e$ değeri 0,7 ve $F_t.K$ değeri 3.3W/m²°C olarak kabul edilmiştir. Deponun ısı kayıp katsayısı $(K.A)_d$ 11,1 W/°C olarak alınmıştır. Daha önce kabul edilen veriler doğrultusunda kaynatıcı ısı yükü (Q_G) 13,580kW olarak hesaplanmıştır. Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma uygulaması beş ay (Mayıs, Haziran, Temmuz, Ağustos, Eylül) boyunca Antalya ili için incelenmiştir. Antalya iline ait DMİ'den alınan aylık güneşlenme şiddeti, aylık güneşlenme süresi ve incelenen aydaki gün sayısı Çizelge 4.8'de verilmiştir.

Çizelge 4.8. Antalya için güneşlenme şiddeti, güneşlenme süresi ve gün sayısı tablosu

	Güneşlenme Şiddeti kWh/m ² – ay (DMİ)	Güneşlenme Süresi h (DMİ)	Gün Sayısı
Mayıs	197	9,8	31
Haziran	208	11,6	30
Temmuz	215	11,9	31
Ağustos	196	11,5	31
Eylül	163	10	30

Çizelge 4.8'deki veriler kullanılarak birim m² için güneş kolektörünün topladığı faydalı enerjinin en yüksek olduğu ayı bulmak için 3.69 denklemi kullanılarak değerler yerine yazılırsa Çizelge 4.9'daki veriler elde edilir.

Çizelge 4.9. Birim m² için aylık faydalı enerji çizelgesi

Güneşlenme Şiddeti (kWh/m ² – ay)	Güneşlenme Süresi (h)	Gün Sayısı	Güneş Işınım Şiddeti I _e (W/m ²)	Çevre Sıcaklığı (°C)	Faydalı Enerji Q _f (W/m ²)
197	9,8	31	648,5	20,2	273,1
208	11,6	30	597,7	25,5	254,1
215	11,9	31	582,8	28,2	253,5
196	11,5	31	549,8	27,7	228,8
163	10	30	543,3	24,4	213,4

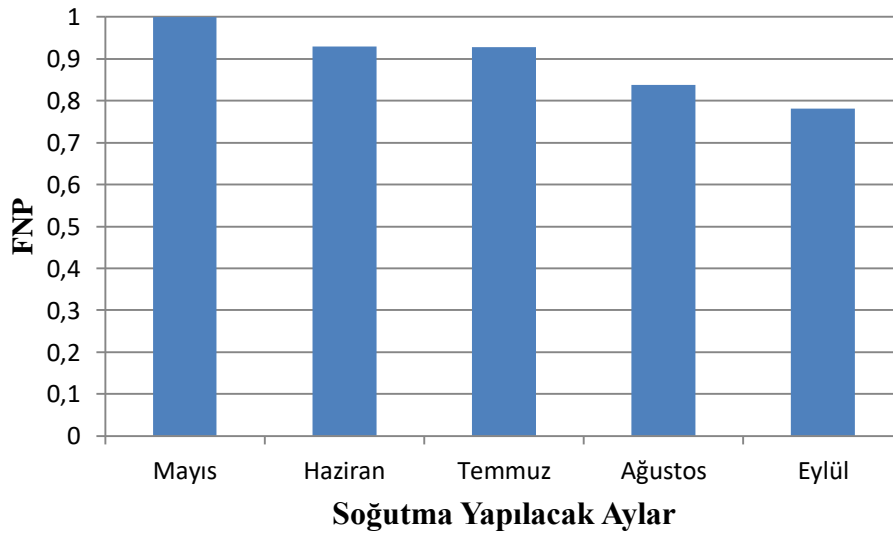
Çizelge 4.9 incelendiği zaman aylık ışıınım şiddeti ve dış ortam sıcaklığına göre güneş enerjisinden elde edilen en yüksek faydalı enerji değeri Mayıs ayında çıkmıştır. Bulunan bu maksimum değer ile güneş kolektör alan hesabı yapılarak güneşten faydalanma oranı en yüksek seviyede tutulacaktır. Denklem 3.69'da Mayıs ayı verileri olan dış ortam sıcaklığı (T_ç) 20,2°C ve ışıınım şiddeti olan (I_e) 648,5W/m² kullanılarak maksimum güneş kolektör alan hesabı yapılırsa 49,72355m² değeri elde edilir.

Bulunan bu maksimum kollektör alanı ile aylık olarak güneşten yararlanma oranı (FNP) denklem 2.75'e göre hesaplanır ve Çizelge 4.10'daki değerler ile Şekil 4.14'deki grafik elde edilir.

Çizelge 4.10. Seçilen kollektör alanına göre aylık güneşten yararlanma oranı (FNP)

Güneş Işınım Şiddeti I_e (W/m^2)	Çevre Sıcaklığı ($^{\circ}C$)	FNP
648,5	20,2	1
597,7	25,5	0,9302
582,8	28,2	0,9283
549,8	27,7	0,8376
543,3	24,4	0,7811

Güneş ışınım katsayısı ve çevre sıcaklığı baz alınarak bulunan FNP değerlerinin yaz ayları için ortalamasının 0,895 olduğu görülmektedir Güneş enerjisine bağlı olarak yapılan simülasyon yazılım kodları EK-3'te verilmiştir.



Şekil 4.14. FNP oranının seçilen kollektör alanına göre aylık değişimi

5. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında öncelikle tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde eriyik olarak kullanılan LiBr-H₂O akışkan çiftinin basınç, sıcaklık, entalpi ve entropisinin tayin edilebilmesi için EES programı kütüphanesi kullanılarak simülasyon çalışmaları yapılmıştır. Yapılan simülasyon çalışmaları ile her noktadaki soğutucu akışkan ve eriyiğin termodinamik özellikleri bulunmuştur. Sonrasında ise bu termodinamik özellikler vasıtasıyla absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansı ve kaynatıcı güneş enerjisi kullanılması durumunda güneşten faydalanma oranları incelenmiştir.

EES programı yardımıyla absorpsiyonlu soğutma sistemi simüle edilerek termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarının analizleri yapılmıştır. Sistem soğutma tesir katsayısı, ekserji verimi ve dolaşım oranı (FR) değerleri çalışma koşulları değiştirilerek incelenmiş ve sonuçlar şekil ve çizelgeler halinde sunulmuştur.

İlk olarak buharlaştırıcı sıcaklığının artması ile COP_{soğ} ve ekserji veriminin doğrusal olarak arttığı gözlenmiştir. Bu nedenle buharlaştırıcı sıcaklığı soğutma uygulamalarında önemli bir parametre olup mümkün olan en yüksek sıcaklık değerinde tutulması gerekmektedir.

Eriyik ısı değiştirici etkenlik oranının artması ile birlikte kaynatıcıya giren fakir eriyik sıcaklığının artması dolayısıyla kaynatıcıdan çekilen ısı yükün azalması sonucu COP_{soğ} ve ekserji verimi değerleri artmaktadır. Eriyik ısı değiştiricisi seçimi yapılırken etkenlik oranı olabildiğince yüksek bir ısı değiştiricisinin tercih edilmesi soğutma uygulamaları için avantaj sağlamaktadır.

Zengin eriyik kütleli debisinin soğutucu akışkan kütleli debisine oranı olan dolaşım oranı (FR) değerinin sistem parametrelerine etkisi EES programı ile simüle edilmiştir. Simülasyon sonucunda FR değerindeki artışın COP_{soğ} ve ekserji veriminde azalmaya sebep olduğu şekiller ve çizelgeler ile gösterilmiştir. Bu durumda FR değerinin düşük tutulması sistem performansını arttıracaktır.

Fakir eriyik konsantrasyonunun ($x_1=55$) sabit olduğu durum için kondenser sıcaklığının COP_{soğ} ve FR değerlerine etkisi simüle ettirilmiştir. Simülasyon sonucunda artan kondenser sıcaklığının COP_{soğ} değerini azalttığı ve FR değerini arttırdığı şekiller ile gösterilmiştir. Bu durumda absorpsiyonlu soğutma uygulamasında kondenser sıcaklığında yüksek ve dolaşım oranının düşük tutulması gerekmektedir.

Simülasyonu yapılan diğer bir durum ise kaynatıcıda ısı kaynağı olarak kullanılan güneş enerjisinin parametreleridir. Antalya ili için temin edilen güneş ışınım şiddeti miktarı ve çevre sıcaklığı değerleri ile soğutma yapılacak aylarda güneşten faydalanma oranı hesaplanmış ve gerekli olan maksimum kollektör alanı tayin edilmiştir. Sonuç olarak güneşten faydalanma oranının en yüksek Mayıs ayında olduğu, soğutma yapılan aylardaki ortalamasının ise 0,895 olduğu tespit edilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kaynatıcıya giren su sıcaklığı arttıkça soğutma tesir katsayısı artmaktadır. Fakat bu durum referans kaynatıcı sıcaklığının artmasına bağlı olarak FNP'nin düşmesine sebep olmaktadır.

Bütün bu sonuçlar incelendiği zaman Antalya ili gibi güneş ışı nım miktarının ve soğutma ihtiyacının yüksek olduğu illerde absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde güneş enerjisi destekli soğutma yapılması mümkün görünmektedir.

6. KAYNAKLAR

- Agyenim, F., Knight, I. and Rhodes, M. 2010. Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H₂O solar thermal absorption cooling system with a cold store. *Solar Energy*, 84(5): 735-744.
- Akdemir, Ö. ve Güngör, A. 2001. V. Ulusal tesisat mühendisliği kongresi ve sergisi, ss. 99-112, 3-6 Ekim 2001, Efes Convection Center, İzmir.
- Alefeld, G. and Radermacher, R. 1994. Heat Conversion Systems, CRC Press, Florida, 295 p.
- Ali, A.H.H., Noeres, P. and Pollerberg, C. 2008. Performance assessment of an integrated free cooling and solar powered single-effect lithium bromide-water absorption chiller. *Solar Energy*, 82(11): 1021-1030.
- Atmaca, İ., 2002. Güneş enerjisi kaynaklı absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonu. Yüksek lisans tezi, Uludağ Üniversitesi, Bursa, 152 s.
- Bellos, E., Tzivanidis, C. and Antonopoulos, K.A. 2016. Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types. *Applied Thermal Engineering*, 102: 749-759.
- Chinnappa, J.C.V., Crees, M.R., Murthy, S.S. and Srinivasan, K. 1993. Solar-assisted vapor compression/absorption cascaded air-conditioning systems. *Solar Energy*, 50(5): 453-458.
- Corbella, O.D. and Garibotti, C.R. 1989. Comments about the comparison between a conventional and solar powered absorption refrigeration system. *Solar & Wind Technology*, 6(1): 71-74.
- Çengel, Y.A. and Boles, M.A. 1996. Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, Literatür Yayıncılık, İstanbul, 978s.
- Darkwa, J., Fraser, S. and Chow, D.H.C. 2012. Theoretical and practical analysis of an integrated solar hot water-powered absorption cooling system. *Energy*, 39(1): 395-402.
- Demir, V., Günhan, T., Yalçın, Ç., Karacabey, E. ve Bilgen, H. 2012. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri ve tarımsal amaçlı kullanılabilirliği. *Tarım Makinaları Bilimi Dergisi*, 8(4): 421-431.
- Ergül, E. 1991. Simulation of a solar-aided R22-DEGDME absorption heat pump system. Doktora tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Ankara, 109 s.
- Florides, G.A., Kalogirou, S.A., Tassou, S.A. and Wrobel, L.C. 2003. Design and construction of a LiBr-water absorption machine. *Energy Conversion and Management*, 44(15): 2483-2508.
- Gomri, R. 2013. Simulation study on the performance of solar/natural gas absorption cooling chillers. *Energy Conversion and Management*, 65: 675-681.
- Hammad, M.A. and Audi, M.S. 1992. Performance of a solar LiBr-water absorption refrigeration system. *Renewable Energy*, 2(3): 275-282.
- Herold, K.E., Radermacher, R. and Klein, S.A. 1996. Absorption Chillers and Heat Pumps, CRC Press, New York, 324p.

- Hidalgo, M.C.R., Aumente, P.R., Millán, M.I., Neumann, A.L. and Mangual, R.S. 2008. Energy and carbon emission savings in Spanish housing air-conditioning using solar driven absorption system. *Applied Thermal Engineering*, 28(14): 1734-1744.
- Iranmanesh, A. and Mehrabian, M.A. 2014. Optimization of a lithium bromide–water solar absorption cooling system with evacuated tube collectors using the genetic algorithm. *Energy and Buildings*, 85: 427-435.
- Izquierdo, M., Lizarte, R., Marcos, J.D. and Gutiérrez, G. 2008. Air conditioning using an air-cooled single effect lithium bromide absorption chiller: Results of a trial conducted in Madrid in August 2005. *Applied Thermal Engineering*, 28(8): 1074-1081.
- Kerme, E.D., (2017). Energetic and exergetic analysis of solar-powered lithium bromidewater absorption cooling system. *Journal of Cleaner Production*, 151: 60-73.
- Ketfi, O., Merzouk, M., Merzouk, N.K. and Metenanin, S.E. 2015. Performance of a single effect solar absorption cooling system (LiBr-H₂O). *Energy Procedia*, 74: 130-138.
- Kılıç, A. ve Öztürk, A. 1983. Güneş enerjisi. Kipaş Dağıtımçılık, İstanbul, 331 s.
- Kotas, T.J. (1985). The exergy method of thermal plant analysis. Anchor Brendon Ltd., Great Britain, 296p.
- Lecuona, A., Ventas, R., Venegas, M., Zacarías, A. and Salgado, R. 2009. Optimum hot water temperature for absorption solar cooling. *Solar Energy*, 83(10): 1806-1814.
- Li, Z.F. and Sumathy, K. 2000. Technology development in the solar absorption air-conditioning systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 4(3): 267-293.
- Li, Z.F. and Sumathy, K. 2001. Experimental studies on a solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank. *Solar Energy*, 71(5): 285-297.
- Lizarte, R., Izquierdo, M., Marcos, J.D. and Palacios, E. 2012. An innovative solar-driven directly air-cooled LiBr–H₂O absorption chiller prototype for residential use. *Energy and Buildings*, 47: 1-11.
- Löf, G.O.G. and Tybout, R.A. 1974. The design and cost of optimized systems for residential heating and cooling by solar energy. *Solar Energy*, 16(1): 9-18.
- Mateus, T. and Oliveira, A.C. 2009. Energy and economic analysis of an integrated solar absorption cooling and heating system in different building types and climates. *Applied Energy*, 86(6): 949-957.
- Mendes, L.F., Pereira, M.C. and Ziegler, F. 1998. Supply of cooling and heating with solar assisted absorption heat pumps: an energetic approach. *International Journal of Refrigeration*, 21(2): 116-125.
- Muneer, T. and Uppal, A.H. 1985. Modelling and simulation of a solar absorption cooling system. *Applied Energy*, 19(3): 209-229.

- Pinel, P., Cruickshank, C.A., Morrison, I.B. and Wills, A. 2011. A review of available methods for seasonal storage of solar thermal energy in residential applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(7): 3341-3359.
- Pongtornkulpanich, A., Thepa, S., Amornkitbamrung, M. And Butcher, C. 2008. Experience with fully operational solar-driven 10-ton LiBr/H₂O single-effect absorption cooling system in Thailand. *Renewable Energy*, 33(5): 943-949.
- Sanjuan, C., Soutullo, S. and Heras, M.R. 2010. Optimization of a solar cooling system with interior energy storage. *Solar Energy*, 84(7): 1244-1254.
- Soutullo, S., Sanjuan, C. and Heras M.R. 2011. Comparative study of internal storage and external storage absorption cooling systems. *Renewable Energy*, 36(5): 1645-1651.
- Suri, R.K., Al-Madani, K. and Ayyash S. 1984. Choice of thermal energy system for solar absorption cooling. *Solar Energy*, 32(2): 181–187.
- Syed, A., Izquierdo, M., Rodríguez, P., Maidment, G., Missenden, J., Lecuona, A. and Tozer, R. 2005. A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid. *International Journal of Refrigeration*, 28(6): 859-871.
- Şencan, A. 2004. Atık ısı ile çalışan absorpsiyonlu sistemlerin modellenmesi, ekserji analizi ve optimizasyonu. Doktora tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Isparta, 168s.
- Wilbur, P. and Manchini, T. 1976. A comparison of solar absorption air conditioning systems. *Solar Energy*, 18(6): 569-576.
- Xu, Z.Y., Wang, R.Z. and Wang, H.B. 2015. Experimental evaluation of a variable effect LiBr–water absorption chiller designed for high-efficient solar cooling system. *International Journal of Refrigeration*, 59: 135-143.
- Xu, Z.Y. and Wang, R.Z. 2017. Simulation of solar cooling system based on variable effect LiBr-water absorption chiller. *Renewable Energy*, 113: 907-914.

7. EKLER

EK-1

Buharlaştırıcı sıcaklığı, kondenser sıcaklığı ve eriyik ısı değiştirici etkenlik oranına bağlı simülasyon yapılırken kullanılan EES yazılım kodları aşağıdaki gibidir.

"Giriş Verileri"

$Q_E=10$ [kW] : $T_{10}=8$ [C] : $T_4=80$ [C] : $x_1=55$: $x_4=60$: } {epsilon_EID=0,5

$FR=m_{dot_4}/m_{dot_7}$

$T_7=T_4$: $x_1=x_2$: $x_2=x_3$: $x_4=x_5$: $x_5=x_6$

$P_{10}=\text{Pressure}(\text{Steam};T=T_{10};x=1)$

$P_1 = P_6$: $P_6 = P_9$: $P_9 = P_{10}$

$h_{10}=\text{Enthalpy}(\text{Steam};T=T_{10};x=1)$

$cp_{10}=\text{Cp}(\text{Water};T=T_{10};x=0)$

$s_{10} = \text{Entropy}(\text{Steam};x=1;P=P_{10})$

$h_4=h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_4;x_4/100)$

$P_4=P_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_4;x_4/100)$

$P_2 = P_3$: $P_3 = P_4$: $P_4 = P_5$: $P_5 = P_7$: $P_7 = P_8$

$s_4=s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_4;x_4/100)$

$T_8=\text{Temperature}(\text{Water};P=P_8;x=0)$

$h_8=\text{Enthalpy}(\text{water};P=P_8;x=0)$

$h_8 = h_9$

$s_8=\text{Entropy}(\text{Steam};x=0;P=P_8)$

$$T_9 = T_{10}$$

$$h_{9f} = \text{enthalpy}(\text{water}; P=P_9; x=0)$$

$$h_{9fg} = \text{enthalpy}(\text{water}; P=P_9; x=1) - \text{enthalpy}(\text{water}; P=P_9; x=0)$$

$$x_9 = (h_9 - h_{9f}) / h_{9fg}$$

$$s_{9f} = \text{entropy}(\text{water}; P=P_9; x=0)$$

$$s_{9fg} = \text{entropy}(\text{water}; P=P_9; x=1) - \text{entropy}(\text{water}; P=P_9; x=0)$$

$$s_9 = s_{9f} + x_9 * s_{9fg}$$

$$T_1 = T_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(P_1; x_1/100)$$

$$h_1 = h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_1; x_1/100)$$

$$s_1 = s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_1; x_1/100)$$

$$m_{\text{dot}}_9 = m_{\text{dot}}_{10}$$

$$Q_E = m_{\text{dot}}_{10} * h_{10} - m_{\text{dot}}_9 * h_9$$

$$m_{\text{dot}}_7 = m_{\text{dot}}_8 : m_{\text{dot}}_8 = m_{\text{dot}}_9$$

$$m_{\text{dot}}_1 = m_{\text{dot}}_{10} + m_{\text{dot}}_6$$

$$m_{\text{dot}}_1 * x_1 = m_{\text{dot}}_{10} * x_{10} + m_{\text{dot}}_6 * x_6$$

$$x_{10} = 0$$

$$m_{\text{dot}}_6 = m_{\text{dot}}_5 : m_{\text{dot}}_5 = m_{\text{dot}}_4$$

$$m_{\text{dot}}_1 = m_{\text{dot}}_2 : m_{\text{dot}}_2 = m_{\text{dot}}_3$$

$$\rho_1 = \rho_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_1; x_1/100)$$

$$W_{EP} = m_{\text{dot}}_1 * (1 / \rho_1) * (P_2 - P_1)$$

$$h_2 = (W_{EP} / m_{\text{dot}}_1) + h_1$$

$$h_2 = h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_2; x_2/100)$$

$$s_2 = s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_2; x_2/100)$$

$$T_5 = T_4 - (\epsilon_{\text{EID}} * (T_4 - T_2))$$

$$h_5 = h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_5; x_5/100)$$

$$s_5 = s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_5; x_5/100)$$

$$h_3 = h_2 + (m_{\text{dot}_5} / m_{\text{dot}_3}) * (h_4 - h_5)$$

$$h_3 = h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_3; x_3/100)$$

$$s_3 = s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_3; x_3/100)$$

$$Q_{\text{EID}} = \epsilon_{\text{EID}} * m_{\text{dot}_2} * (h_3 - h_2)$$

$$h_6 = h_5$$

$$T_6 = T_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(P_6; x_6/100)$$

$$s_6 = s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_6; x_6/100)$$

$$h_7 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T_7; P=P_7)$$

$$s_7 = \text{Entropy}(\text{Steam}; T=T_7; P=P_7)$$

$$Q_A = m_{\text{dot}_{10}} * h_{10} + m_{\text{dot}_6} * h_6 - m_{\text{dot}_1} * h_1$$

$$Q_G = m_{\text{dot}_4} * h_4 + m_{\text{dot}_7} * h_7 - m_{\text{dot}_3} * h_3$$

$$Q_K = m_{\text{dot}_7} * h_7 - m_{\text{dot}_8} * h_8$$

"COP Soğutma Tesir Katsayısı"

$$\text{COP}_{\text{soğ}} = Q_E / (Q_G + W_{\text{EP}})$$

"EKSERJİ ANALİZİ"

{x_0 = 50 : T_0 = 298 [K]} "Çevre şartlarındaki eriyik konsantrasyonu ve sıcaklık değerleri"

$$h_0 = h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_0 - 273; x_0/100)$$

$$s_0 = s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_0 - 273; x_0/100)$$

$$\text{psi}_1 = (h_1 - h_0) - T_0 * (s_1 - s_0)$$

$$\text{psi}_2 = (h_2 - h_0) - T_0 * (s_2 - s_0)$$

$$\text{psi}_5 = (h_5 - h_0) - T_0 * (s_5 - s_0)$$

$$\text{psi}_6 = (h_6 - h_0) - T_0 * (s_6 - s_0)$$

$$\text{psi}_8 = (h_8 - h_0) - T_0 * (s_8 - s_0)$$

"Generatör ekserjisi"

$$\{T_{11} = 100\}$$

$$T_{12} = T_{11} - 10$$

$$h_{11} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T = T_{11}; x = 0)$$

$$s_{11} = \text{Entropy}(\text{Water}; T = T_{11}; x = 0)$$

$$h_{12} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T = T_{12}; x = 0)$$

$$s_{12} = \text{Entropy}(\text{Water}; T = T_{12}; x = 0)$$

$$\text{psi}_3 = (h_3 - h_0) - T_0 * (s_3 - s_0)$$

$$\text{psi}_4 = (h_4 - h_0) - T_0 * (s_4 - s_0)$$

$$\text{psi}_7 = (h_7 - h_0) - T_0 * (s_7 - s_0)$$

$$\text{psi}_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0 * (s_{11} - s_0)$$

$$\text{psi}_{12} = (h_{12} - h_0) - T_0 * (s_{12} - s_0)$$

$$\text{DELTA_psi_G} = (m_dot_3 * \text{psi}_3 + m_dot_11 * \text{psi}_{11}) - (m_dot_4 * \text{psi}_4 + m_dot_7 * \text{psi}_7 + m_dot_12 * \text{psi}_{12})$$

"Evaporatör ekserjisi"

{T_13 = 17 [C] : T_14 = 12 [C]} "Evaporatör soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları"

$$Q_E = m_dot_13 * c_{p_10} * (T_{13} - T_{14})$$

$$m_dot_13 = m_dot_14$$

$$h_{13} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_{13}; x=0)$$

$$h_{14} = \text{Enthalpy}(\text{Water}; T=T_{14}; x=0)$$

$$s_{13} = \text{Entropy}(\text{Water}; T=T_{13}; x=0)$$

$$s_{14} = \text{Entropy}(\text{Water}; T=T_{14}; x=0)$$

$$\text{psi}_9 = (h_9 - h_0) - T_0 * (s_9 - s_0)$$

$$\text{psi}_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0 * (s_{10} - s_0)$$

$$\text{psi}_{13} = (h_{13} - h_0) - T_0 * (s_{13} - s_0)$$

$$\text{psi}_{14} = (h_{14} - h_0) - T_0 * (s_{14} - s_0)$$

$$\text{DELTA_psi_E} = (m_dot_9 * \text{psi}_9 + m_dot_{13} * \text{psi}_{13}) - (m_dot_{10} * \text{psi}_{10} + m_dot_{14} * \text{psi}_{14})$$

"İkinci Yasa Verimi"

$$Q_G = m_dot_{11} * (h_{11} - h_{12})$$

$$m_dot_{11} = m_dot_{12}$$

$$\text{ECOP_soğ} = (m_dot_{13} * (\text{psi}_{14} - \text{psi}_{13})) / (m_dot_{11} * (\text{psi}_{11} - \text{psi}_{12}))$$

EK-2

Dolaşım oranına (FR) bağlı simülasyon yapılırken kullanılan EES yazılım kodları:

$$Q_E=10 \text{ [kW]} : T_{10}=8 \text{ [C]} : T_4=80 \text{ [C]} : x_1=55 : x_4=60 : \text{epsilon_EID}=0,5$$

$$FR=m_{\text{dot}_4}/m_{\text{dot}_7}$$

$$T_7=T_4 : x_1=x_2 : x_2=x_3 : x_4=x_5 : x_5=x_6$$

$$P_{10}=\text{Pressure}(\text{Steam};T=T_{10};x=1)$$

$$P_1 = P_6 : P_6 = P_9 : P_9 = P_{10}$$

$$h_{10}=\text{Enthalpy}(\text{Steam};T=T_{10};x=1)$$

$$cp_{10}=\text{Cp}(\text{Water};T=T_{10};x=0)$$

$$s_{10} = \text{Entropy}(\text{Steam};x=1;P=P_{10})$$

$$h_4=h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_4;x_4/100)$$

$$P_4=P_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_4;x_4/100)$$

$$P_2 = P_3 : P_3 = P_4 : P_4 = P_5 : P_5 = P_7 : P_7 = P_8$$

$$s_4=s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_4;x_4/100)$$

$$T_8=\text{Temperature}(\text{Water};P=P_8;x=0)$$

$$h_8 = h_9$$

$$T_9=T_{10}$$

$$h_{9f} = \text{enthalpy}(\text{water}; P=P_9;x=0)$$

$$h_{9fg} = \text{enthalpy}(\text{water}; P=P_9;x=1) - \text{enthalpy}(\text{water}; P=P_9;x=0)$$

$$x_9 = (h_9 - h_{9f})/h_{9fg}$$

$$s_{9f} = \text{entropy}(\text{water}; P=P_9;x=0)$$

$$s_{9fg} = \text{entropy}(\text{water}; P=P_9;x=1) - \text{entropy}(\text{water}; P=P_9;x=0)$$

$$s_9 = s_{9f} + x_9 * s_{9fg}$$

$$T_1 = T_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(P_1; x_1/100)$$

$$h_1 = h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_1; x_1/100)$$

$$s_1 = s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_1; x_1/100)$$

$$m_{\text{dot}}_9 = m_{\text{dot}}_{10}$$

$$Q_E = m_{\text{dot}}_{10} * h_{10} - m_{\text{dot}}_9 * h_9$$

$$q_E = h_{10} - h_9$$

$$m_{\text{dot}}_7 = m_{\text{dot}}_8 : m_{\text{dot}}_8 = m_{\text{dot}}_9$$

$$m_{\text{dot}}_1 = m_{\text{dot}}_{10} + m_{\text{dot}}_6$$

$$m_{\text{dot}}_6 = m_{\text{dot}}_5 : m_{\text{dot}}_5 = m_{\text{dot}}_4$$

$$m_{\text{dot}}_1 = m_{\text{dot}}_2 : m_{\text{dot}}_2 = m_{\text{dot}}_3$$

$$\rho_1 = \rho_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_1; x_1/100)$$

$$w_{EP} = (FR+1) * (1 / \rho_1) * (P_2 - P_1)$$

$$h_2 = (w_{EP} / (FR+1)) + h_1$$

$$h_2 = h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_2; x_2/100)$$

$$s_2 = s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_2; x_2/100)$$

$$T_5 = T_4 - (\epsilon_{EID} * (T_4 - T_2))$$

$$h_5 = h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_5; x_5/100)$$

$$s_5 = s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_5; x_5/100)$$

$$h_3 = h_2 + (m_{\text{dot}_5} / m_{\text{dot}_3}) * (h_4 - h_5)$$

$$h_3 = h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_3; x_3/100)$$

$$s_3 = s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_3; x_3/100)$$

$$q_{\text{EID}} = \text{epsilon}_{\text{EID}} * (\text{FR} + 1) * (h_3 - h_2)$$

$$h_6 = h_5$$

$$T_6 = T_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(P_6; x_6/100)$$

$$s_6 = s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_6; x_6/100)$$

$$h_7 = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; T=T_7; P=P_7)$$

$$s_7 = \text{Entropy}(\text{Steam}; T=T_7; P=P_7)$$

$$q_{\text{A}} = -(\text{FR} + 1) * h_1 + h_{10} + \text{FR} * h_6$$

$$q_{\text{G}} = h_7 + \text{FR} * h_4 - (\text{FR} + 1) * h_3$$

$$q_{\text{K}} = h_7 - h_8$$

"COP Soğutma Tesir Katsayısı"

$$\text{COP}_{\text{soğ}} = q_{\text{E}} / (q_{\text{G}} + w_{\text{EP}})$$

"EKSERJİ ANALİZİ"

$x_0 = 50$: $T_0 = 298$ [K] "Çevre şartlarındaki eriyik konsantrasyonu ve sıcaklık değerleri"

$$h_0 = h_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_0 - 273; x_0/100)$$

$$s_0 = s_{\text{LiBrH}_2\text{O}}(T_0 - 273; x_0/100)$$

"Kaynaticı ekserjisi"

$$\{T_{11}=100\}$$

$$T_{12}=T_{11}-10$$

$$h_{11}=\text{Enthalpy}(\text{Water};T=T_{11};x=0)$$

$$s_{11}=\text{Entropy}(\text{Water};T=T_{11};x=0)$$

$$h_{12}=\text{Enthalpy}(\text{Water};T=T_{12};x=0)$$

$$s_{12}=\text{Entropy}(\text{Water};T=T_{12};x=0)$$

$$\text{psi}_3 = (h_3 - h_0) - T_0 * (s_3 - s_0)$$

$$\text{psi}_4 = (h_4 - h_0) - T_0 * (s_4 - s_0)$$

$$\text{psi}_7 = (h_7 - h_0) - T_0 * (s_7 - s_0)$$

$$\text{psi}_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0 * (s_{11} - s_0)$$

$$\text{psi}_{12} = (h_{12} - h_0) - T_0 * (s_{12} - s_0)$$

$$\text{DELTA_psi_G} = (m_{\text{dot}_3} * \text{psi}_3 + m_{\text{dot}_{11}} * \text{psi}_{11}) - (m_{\text{dot}_4} * \text{psi}_4 + m_{\text{dot}_7} * \text{psi}_7 + m_{\text{dot}_{12}} * \text{psi}_{12})$$

"Evaporatör ekserjisi"

$$\{T_{13} = 12 \text{ [C]} : T_{14} = 7 \text{ [C]}\}$$

$$Q_E = m_{\text{dot}_{13}} * c_{p_{10}} * (T_{13} - T_{14})$$

$$m_{\text{dot}_{13}} = m_{\text{dot}_{14}}$$

$$h_{13}=\text{Enthalpy}(\text{Water};T=T_{13};x=0)$$

$$h_{14}=\text{Enthalpy}(\text{Water};T=T_{14};x=0)$$

$$s_{13}=\text{Entropy}(\text{Water};T=T_{13};x=0)$$

$$s_{14}=\text{Entropy}(\text{Water};T=T_{14};x=0)$$

$$\text{psi}_9 = (h_9 - h_0) - T_0 * (s_9 - s_0)$$

$$\text{psi}_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0 * (s_{10} - s_0)$$

$$\text{psi}_{13} = (h_{13} - h_0) - T_0 * (s_{13} - s_0)$$

$$\text{psi}_{14} = (h_{14} - h_0) - T_0 * (s_{14} - s_0)$$

$$\text{DELTA_psi_E} = (m_{\text{dot}}_9 * \text{psi}_9 + m_{\text{dot}}_{13} * \text{psi}_{13}) - (m_{\text{dot}}_{10} * \text{psi}_{10} + m_{\text{dot}}_{14} * \text{psi}_{14})$$

"İkinci Yasa Verimi"

$$Q_G = m_{\text{dot}}_{11} * (h_{11} - h_{12})$$

$$m_{\text{dot}}_{11} = m_{\text{dot}}_{12}$$

$$E_{\text{soğ}} = (m_{\text{dot}}_{13} * (\text{psi}_{14} - \text{psi}_{13})) / (m_{\text{dot}}_{11} * (\text{psi}_{11} - \text{psi}_{12}))$$

EK-3

Güneş Enerjisi simülasyon yapılırken kullanılan EES yazılım kodları:

“Birim m² için için en yüksek faydalı enerji bulunarak kollektör alan hesabı yapılması”

$T_{tg}=75$ [C] "Suyun kollektöre giriş sıcaklığı"

$I_{ea}=(1000*a)/(b*c)$ "Aylık ortalama ışıınım miktarı"

"a= Antalya için aylık güneş ışıınım şiddeti, b=aylara göre güneşlenme süresi, c= aydaki gün sayısı"

$Q_f=(0,7*I_{ea}-3,3*(T_{tg}-T_{\text{ça}}))$ "birim m² için faydalı enerji"

"Qf yi en yüksek yapan ışıınım şiddeti değeri 648,5 W/m² dir. Bu değere ve kaynatıcı ısısı 13580 W değerine göre maksimum kollektör alanı belirlenirse"

$T_{\text{ç}}=20,2$

$I_e=648,5$

$13580=A_t*(0,7*I_e-3,3*(T_{tg}-T_{\text{ç}}))$

"At=49,723 m² çıkar"

ÖZGEÇMİŞ

NIYAZI OĞUZ
niyazioguz@hotmail.com



ÖĞRENİM BİLGİLERİ

Yüksek Lisans 2014-2019	Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Antalya
Lisans 2007-2012	Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Niğde

MESLEKİ VE İDARİ GÖREVLER

Teknik Görevli 2014-Devam Ediyor	Makine Mühendisleri Odası Antalya
Proje Mühendisi 2013-2014	Alfa Doğalgaz Sistemleri Antalya