



**T.C.  
NECMETTİN ERBAKAN  
ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ  
ENSTİTÜSÜ**

**ABSORBSİYONLU BİR SOĞUTMA SİSTEMİNDE  
FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKANLAR İÇİN  
TERMODİNAMİK VE EKSERJİ ANALİZİ**

**Kemal Çağrı YAĞCIOĞLU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Şubat-2018  
KONYA  
Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ KABUL VE ONAYI

Kemal Çağrı YAĞCIOĞLU tarafından hazırlanan “Absorpsiyonlu bir soğutma sisteminde farklı soğutucu akışkanlar için termodinamik ve ekserji analizi” adlı tez çalışması 07/02/2018 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

### Jüri Üyeleri

### İmza

#### Başkan

Prof.Dr. Halil Kürşad ERSOY

#### Danışman

Yrd.Doç.Dr. Dilek Nur ÖZEN

#### Üye

Prof.Dr. Hüseyin KURT

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Doç. Dr. Mehmet KARALI  
Enstitü Müdürü

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

## **DECLARATION PAGE**

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all materials and results that are not original to this work.

Kemal Çağrı YAĞCIOĞLU  
07/02/2018

## ÖZET

### YÜKSEK LİSANS TEZİ

#### ABSORBSİYONLU BİR SOĞUTMA SİSTEMİNDE FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKANLAR İÇİN TERMODİNAMİK VE EKSERJİ ANALİZİ

**Kemal Çağrı YAĞCIOĞLU**

**Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Danışman: Yrd.Doç.Dr.Dilek Nur ÖZEN**

**2018, 123 Sayfa**

**Jüri**

**Prof.Dr. Halil Kürşad ERSOY**

**Prof.Dr. Hüseyin KURT**

**Yrd.Doç.Dr. Dilek Nur ÖZEN**

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri soğutma ve ısıtma amaçlı kullanılarak, çevre korumasının yanında enerji tasarrufu da sağlamaktadır. Sistem diğer soğutma sistemlerine göre daha kompleks ve soğutma etki katsayısı daha küçük olmasına rağmen atık enerjilerin ve yenilenebilir enerjilerin değerlendirilmesinde uygun sistemlerden biridir. Sıkıştırma işlemi diğer sistemlerde kompresörle yapılmasına rağmen, absorbsiyonlu sistemlerde bu işlem pompa, absorber ve jeneratörden oluşan bir sistemle gerçekleştirilir.

Bu çalışmada bir absorbsiyonlu soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi MATLAB bilgisayar programının yardımıyla farklı soğutucu akışkan çözeltileri için analiz edilmiştir. LiBr-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> ve NH<sub>3</sub>-NaSCN akışkan çifti için absorbsiyonlu soğutma sisteminde farklı jeneratör, buharlaştırıcı ve absorber sıcaklıklarında analiz yapılarak sistemin Soğutma Tesir Katsayısı ve Ekserji Verimleri her bir akışkan çifti için incelenmiştir. Çalışmanın sonucunda, akışkan çiftleri arasında LiBr-H<sub>2</sub>O eriyiği en iyi performansı göstermiştir. Soğutucu akışkan olarak Amonyak kullanan akışkan çiftleri kendi aralarında karşılaştırıldığında ise STK değeri en yüksek olan absorbentin NaSCN olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, enerji, ekserji analizi, STK.

**ABSTRACT****M.Sc. THESIS****THERMODYNAMIC AND EXERGY ANALYSIS OF AN ABSORPTION  
COOLING SYSTEM FOR DIFFERENT REFRIGERANTS****Kemal Çağrı YAĞCIOĞLU****THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES OF  
NECMETTIN ERBAKAN UNIVERSITY  
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL ENGINEERING****Advisor: Asst.Prof.Dr. Dilek Nur ÖZEN****2018, 123 Pages****Jury****Prof.Dr. Halil Kürşad ERSOY****Prof.Dr. Hüseyin KURT****Asst.Prof.Dr. Dilek Nur ÖZEN**

Absorption cooling systems are used for cooling and heating, saving energy as well as environmental protection. Although the system is more complex than the other cooling systems and the cooling efficiency coefficient is smaller, it is the most suitable system for evaluating waste and renewable energies. Although compression is done by compressor in other systems, in absorptive systems this process is done with a system consisting of absorber and generator.

In this study, energy and exergy analysis of an absorption refrigeration system were analyzed for different refrigerant solutions by the MATLAB computer program. In the absorption cooling system for LiBr-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> and NH<sub>3</sub>-NaSCN fluid couples, the Coefficient of Performance and Exergy Efficiency of the system were examined for each fluid pair by analyzing at different pump, generator, evaporator and absorber temperatures. As a result of the study, the LiBr-H<sub>2</sub>O solution between the fluid pairs showed the best performance. Fluid pairs using ammonia as the refrigerant were found to be absorbent NaSCN, which has the highest COP value when compared with each other.

**Keywords :** Absorption cooling systems, energy, exergy analysis, COP

## ÖNSÖZ

Bu çalışmamda tüm desteğini benden esirgemeyen Sayın Hocam Yrd. Doç. Dr. Dilek Nur Özen'e ayrıca maddi ve manevi desteklerini benden esirgemeyen başta eşim ve oğullarım olmak üzere tüm aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Kemal Çağrı YAĞCIOĞLU

KONYA-2018

## İÇİNDEKİLER

<b>ÖZET .....</b>	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>v</b>
<b>ÖNSÖZ .....</b>	<b>vi</b>
<b>İÇİNDEKİLER .....</b>	<b>vii</b>
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR .....</b>	<b>ix</b>
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ.....</b>	<b>xi</b>
<b>TABLolar DİZİNİ.....</b>	<b>xiv</b>
<b>1 .GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
<b>2 .KAYNAK TARAMASI .....</b>	<b>4</b>
<b>3 .ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ .....</b>	<b>15</b>
3.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tarihesi.....	15
3.1.2 Faradayın Deney Düzenegi.....	17
3.2 Absorbsiyonlu Soğutmanın Prensibi .....	18
3.3 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Gelişimi ve Geliştirilen Çevrimler.....	20
3.3.1 Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri .....	21
3.3.2 Çok Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri .....	23
3.3.2.1 Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri .....	23
3.3.2.2 Üç Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri.....	25
3.3.3 GAX Jeneratör Absorber Isı Değişimi Çevrimi .....	27
3.3.4 Absorber ısı geri kazanımlı absorbsiyonlu soğutma sistemleri .....	28
3.3.5 Yarım Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi .....	29
3.3.6 Birleştirilmiş buhar absorbsiyon-sıkıştırma çevrimi.....	30
3.3.7 Sorpsiyon-resorpsiyon çevrimi .....	30
3.3.8 Çift çevrimli absorbsiyonlu soğutma.....	31
3.3.9 Ejektörlü absorbsiyonlu soğutma çevrimi .....	32
3.3.10 Osmotik-membran absorbsiyon çevrimi.....	33
3.4 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi ile Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması .....	34
3.5 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Temel Elemanları.....	36
3.5.1 Solüsyon Pompası.....	37
3.5.2 Jeneratör (Kaynatici).....	37
3.5.3 Yoğuşturucu (Kondenser).....	38
3.5.4 Buharlaştırıcı (Evaporatör) .....	38
3.5.5 Absorber.....	39

3.5.6 Isı Eşanjörü .....	41
3.5.7 Ayırıcı (Doğrultmaç – Zenginleştirme Kolonu) .....	42
3.5.8 Kısılma Vanası.....	42
3.6 Akışkan Çiftlerinin Genel Kullanım Özellikleri.....	43
3.7 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Başlıca Akışkan Çiftleri ile Yapılan Çalışmalar .....	46
<b>4 . ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI.....</b>	<b>49</b>
4.1 Sistemin Modellenmesi ve Yapılan Kabuller .....	49
4.2 Sistemin Termodinamik Hesaplamaları ve Yararlanılan Eşitlikler .....	50
4.2.1 Absorber.....	51
4.2.2 Eriyik Pompası.....	52
4.2.3 Kısılma Vanası.....	53
4.2.4 Eriyik Eşanjörü .....	54
4.2.5 Jeneratör.....	54
4.2.6 Yoğuşturucu.....	55
4.2.7 Kısılma Vanası.....	56
4.2.8 Buharlaştırıcı.....	56
4.2.9 Soğutma Tesir Katsayısı (STK).....	57
4.2.10 Ekserji Analizi ve Denklemleri.....	57
4.3. Hesaplamalarda Kullanılan Akışkan Çiftleri ve Termodinamik Özellikleri .....	59
4.3.1 Amonyak-Su (NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O) Eriyiği.....	59
4.3.1.1 NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O eriğinin termodinamik özellikleri.....	60
4.3.2 Su-Lityum Bromür (H <sub>2</sub> O-LiBr) Eriyiği.....	62
4.3.2.1 Su-LityumBromür eriğinin termodinamik özellikleri.....	65
4.3.3 Amonyak-Lityum Nitrat (NH <sub>3</sub> -LiNO <sub>3</sub> ) Eriyiği .....	66
4.3.3.1 Amonyak Lityum Nitrat eriğinin termodinamik özellikleri .....	66
4.3.4 Amonyak-Sodyum Tiyosiyanat (NH <sub>3</sub> -NaSCN) Eriyiği .....	68
4.3.4.1 Amonyak Sodyum Tiyosiyanat eriğinin termodinamik özellikleri .....	68
<b>5 .ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....</b>	<b>70</b>
<b>6 .SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....</b>	<b>99</b>
<b>7 .KAYNAKÇA .....</b>	<b>101</b>
<b>8 .EKLER .....</b>	<b>108</b>
EK-1 Bir akışkan çifti için yazılan MATLAB Kodları .....	108
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>122</b>

## SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

### SİMGELER LİSTESİ

$\dot{m}$	Kütleli Debi [kg/s]
$\epsilon$	Eriyik Eşanjörü Verimi [-]
$\Psi$	Özgül Akış Ekserjisi [kJ/kg]
$\Delta\Psi$	Ekserji Kaybı [kJ/kg]
$h$	Entalpi [kJ/s]
$s$	Entropi [kJ/(kgK)]
$f$	Dolaşım Oranı [-]
$\chi$	Kütle Oranı-Konsantrasyon [kg/kg]
$T$	Sıcaklık °C
$\Delta T$	Sıcaklık Değişimi [°C]
$W$	İş [kW]
$P$	Basınç [kPa]
$C$	Isıl Kapasite [kW/K]
$c$	Özgül Isı [J/(kgK)]
$v$	Özgül Hacim [m <sup>3</sup> /kg]
$\rho$	Yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]
$X$	Sıvı fazdaki eriyiğin kütle fraksiyonu
$\bar{X}$	Sıvı fazdaki eriyiğin mol fraksiyonu

### Hata! Yer işareti tanımlanmamış. ALT İNDİSLER

1,2,3...	Durum Noktaları
$g$	Giren
$\dot{c}$	Çıkan
$o$	Ölü Hal
$p$	Pompa
$k_{id}$	Kademeli Isı Değiştiricisi
$i_{d}$	Isı Değiştiricisi
$h$	Sıcaklık
$sv$	Sıvı
$bh$	Buhar
$bhd$	Doymuş Su Buharı
$j$	Jeneratör
$b$	Buharlaştırıcı
$yoğ$	Yoğuşturucu
$abs$	Absorber
$kv$	Kısılma Vanası

k	Kaynak
ref	Referans

## ÜST İNDİSLER

ph	Özgül ekserjinin fiziksel hali
ch	Özgül ekserjinin kimyasal hali

## KISALTMALAR

STK	Soğutma Tesir Katsayısı
ITK	Isıtma Tesir Katsayısı
ASS	Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi
GAX	Jeneratör Absorber Isı Değiştiricisi
YSA	Yapay Sinir Ağları
BSSS	Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemi
SAAS	Sürekli Akışlı Açık Sistem

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Ferdinand Carre tarafından tasarlanmış absorpsiyonlu soğutma Sistemi.....	15
Şekil 3.2. Absorpsiyonlu Einstein Soğutma Çevrimi .....	16
Şekil 3.3. Pontifex ve Wood firmaları tarafından imal edilmiş absorpsiyonlu soğutma makinesi.....	16
Şekil 3.4. Faraday'ın deney düzeneği.....	17
Şekil 3.5. Absorpsiyon ve soğutucu akışkan ayırma işlemi .....	19
Şekil 3.6. Absorpsiyon ve ayırma işlemlerinin birleştirilmesiyle oluşan sürekli absorpsiyonlu soğutma sistemi .....	19
Şekil 3.7. Tek kademeli absorpsiyonlu soğutma çevrimi .....	21
Şekil 3.8. Tek Etkili A.S.S. için $\ln P - 1/T$ ve $\ln P-h$ diyagramları .....	22
Şekil 3.9. Tek etkili, tek gövdeli $H_2O-LiBr$ çalışma akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemi .....	22
Şekil 3.10. Çift kademeli paralel absorpsiyonlu soğutma sistemi şematik gösterimi.....	23
Şekil 3.11. Çift kademeli sistemin basınç entalpi diyagramı.....	24
Şekil 3.12. Çift kademeli paralel absorpsiyonlu soğutma sistemi basınç-sıcaklık diyagramı .....	24
Şekil 3.13. Çift etkili direkt ateşlemeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin ticari uygulaması.....	25
Şekil 3.14. Üç Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Akış Diyagramı .....	26
Şekil 3.15. Üç Etkili Çevrimin P-T diyagramı .....	26
Şekil 3.16. GAX Çevrimi .....	27
Şekil 3.17. Jeneratör ile absorber ısı değişim çevrimi P-T diyagramı .....	28
Şekil 3.18. İki etkili jeneratör absorber ısı değ. çevrimi (GAX) P-T diyagramı .....	28
Şekil 3.19. Absorber geri kazanımlı absorpsiyonlu soğutma sistemi .....	29
Şekil 3.20. Yarım Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi .....	29
Şekil 3.21. Çift etkili absorpsiyon-sıkıştırma çevrimi .....	30
Şekil 3.22. Sorpsiyon-resorpsiyon çevrimi.....	30
Şekil 3.23. İki etkili resorpsiyonlu ara basınç çevrimi P-T diyagramı .....	31
Şekil 3.24. Çift çevrimli absorpsiyonlu soğutma diyagramı .....	31
Şekil 3.25. İki akışkanlı iki kademe ve üç etkili çevrimin P-T diyagramı.....	32
Şekil 3.26. Ejektör-absorpsiyon çevrimi.....	32
Şekil 3.27. $H_2O-LiBr$ çalışma akışkanlı kendinden sirkülasyonlu absorpsiyon sistemi. 33	
Şekil 3.28. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi Şematik Gösterimi .....	34
Şekil 3.29. Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi Şematik Gösterimi .....	35
Şekil 3.30. Absorpsiyonlu ve Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Sistemi.....	36
Şekil 3.31. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin ticari uygulaması .....	36
Şekil 3.32. Eriyik Pompası (York, 2012).....	37
Şekil 3.33. Su Soğutmalı YoğuşTURUCU şematik görünümü (Wikipedia 2. , 2016).....	38
Şekil 3.34. Buharlaştırıcı (Evaporatör) (Alfa-Laval, 2016) .....	39
Şekil 3.35. Film absorber şematik şekli.....	40
Şekil 3.36. Soğurucunun (Absorber) şematik gösterimi (York, 2012).....	41
Şekil 3.37. Tek geçişli Isı Değiştiricisinin Şematik Gösterimi (Wikipedia 2. , 2016) ...	41

Şekil 3.38. Ayırıcı (Wikipedia, 2016).....	42
Şekil 3.39. Kısılma Vanası (Danfoss, 2016).....	43
Şekil 4.1. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik görünümü.....	49
Şekil 4.2. Absorber için kontrol hacmi diyagramı.....	52
Şekil 4.3. Pompa (5-6) için kontrol hacmi.....	53
Şekil 4.4. Çözelti kısılma vanası (9-10) için kontrol hacmi .....	53
Şekil 4.5. Eriyik Eşanjörü kontrol hacmi.....	54
Şekil 4.6. Jeneratör kontrol hacmi .....	55
Şekil 4.7. Yoğuşturucu (1-2) için kontrol hacmi .....	55
Şekil 4.8. Çözelti kısılma vanası (2-3) için kontrol hacmi .....	56
Şekil 4.9. Buharlaştırıcı (3-4) için kontrol hacmi .....	56
Şekil 4.10. H <sub>2</sub> O-LiBr için basınç sıcaklık diyagramı .....	63
Şekil 5.1. Soğutma Tesir katsayısının (STK) jeneratör sıcaklığına (T <sub>j</sub> ) göre değişimi (T <sub>e</sub> =10°C, T <sub>abs</sub> =T <sub>y</sub> =35°C) .....	70
Şekil 5.2. Soğutma Tesir katsayısının (STK) jeneratör sıcaklığına (T <sub>j</sub> ) göre değişimi (T <sub>b</sub> =10°C, T <sub>abs</sub> =T <sub>y</sub> =40°C) .....	72
Şekil 5.3. Ekserji veriminin jeneratör sıcaklığına (T <sub>j</sub> ) göre değişimi (T <sub>b</sub> =10°C, T <sub>abs</sub> =T <sub>y</sub> =40°C).....	73
Şekil 5.4. NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O akışkan çifti için (a) T <sub>j</sub> = 80 °C (b) T <sub>j</sub> = 90 °C (c) T <sub>j</sub> = 100 °C (d) T <sub>j</sub> = 110 °C jeneratör sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları .....	74
Şekil 5.5. NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O akışkan çifti için jeneratör sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi .....	75
Şekil 5.6. LiBr-H <sub>2</sub> O akışkan çifti için (a) T <sub>j</sub> = 80°C (b) T <sub>j</sub> = 90 °C (c) T <sub>j</sub> = 100 °C (d) T <sub>j</sub> = 110 °C jeneratör sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları .....	76
Şekil 5.7. LiBr-H <sub>2</sub> O akışkan çifti için jeneratör sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi.....	77
Şekil 5.8. NH <sub>3</sub> -LiNO <sub>3</sub> akışkan çifti için (a) T <sub>j</sub> = 80 °C (b) T <sub>j</sub> = 90 °C (c) T <sub>j</sub> = 100 °C (d) T <sub>j</sub> = 110 °C jeneratör sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları .....	78
Şekil 5.9. NH <sub>3</sub> -LiNO <sub>3</sub> akışkan çifti için jeneratör sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi.....	79
Şekil 5.10. NH <sub>3</sub> -NaSCN akışkan çifti için (a) T <sub>j</sub> = 80 °C (b) T <sub>j</sub> = 90 °C (c) T <sub>j</sub> = 100 °C (d) T <sub>j</sub> = 110 °C jeneratör sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları.....	80
Şekil 5.11. NH <sub>3</sub> -NaSCN akışkan çifti için jeneratör sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi.....	81
Şekil 5.12. Soğutma Tesir katsayısının (STK) absorber sıcaklığına (T <sub>abs</sub> ) göre değişimi (T <sub>b</sub> =10°C, T <sub>j</sub> =80°C).....	81
Şekil 5.13. Ekserji veriminin absorber sıcaklığına (T <sub>abs</sub> ) göre değişimi.....	82
Şekil 5.14. NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O akışkan çifti için (a) T <sub>abs</sub> = 25 °C (b) T <sub>abs</sub> = 30 °C (c) T <sub>abs</sub> = 35 °C (d) T <sub>abs</sub> = 40 °C absorber sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları.....	83
Şekil 5.15. NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O akışkan çifti için absorber sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi.....	84
Şekil 5.16. LiBr-H <sub>2</sub> O akışkan çifti için absorber sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi.....	84

Şekil 5.17. LiBr-H <sub>2</sub> O akışkan çifti için (a) T <sub>abs</sub> = 25 °C (b) T <sub>abs</sub> = 30 °C (c) T <sub>abs</sub> = 35 °C (d) T <sub>abs</sub> = 40 °C absorber sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları.....	85
Şekil 5.18. NH <sub>3</sub> -LiNO <sub>3</sub> akışkan çifti için (a) T <sub>abs</sub> = 25 °C (b) T <sub>abs</sub> = 30 °C (c) T <sub>abs</sub> = 35 °C (d) T <sub>abs</sub> = 40 °C absorber sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları.....	86
Şekil 5.19. NH <sub>3</sub> -LiNO <sub>3</sub> akışkan çifti için absorber sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi.....	87
Şekil 5.20. NH <sub>3</sub> -NaSCN akışkan çifti için (a) T <sub>abs</sub> = 25 °C (b) T <sub>abs</sub> = 30 °C (c) T <sub>abs</sub> = 35 °C (d) T <sub>abs</sub> = 40 °C absorber sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları .....	88
Şekil 5.21. NH <sub>3</sub> -NaSCN akışkan çifti için absorber sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi.....	89
Şekil 5.22. Soğutma Tesir katsayısının (STK) buharlaştırıcı sıcaklığına (T <sub>b</sub> ) göre değişimi.....	90
Şekil 5.23. Ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığına (T <sub>b</sub> ) göre değişimi.....	91
Şekil 5.24. NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O akışkan çifti için (a) T <sub>b</sub> = 4 °C (b) T <sub>b</sub> = 6 °C (c) T <sub>b</sub> = 8 °C (d) T <sub>b</sub> = 10 °C buharlaştırıcı sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları .....	91
Şekil 5.25. NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O akışkan çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi.....	92
Şekil 5.26. LiBr-H <sub>2</sub> O akışkan çifti için (a) T <sub>b</sub> = 4 °C (b) T <sub>b</sub> = 6 °C (c) T <sub>b</sub> = 8 °C (d) T <sub>b</sub> = 10 °C buharlaştırıcı sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları .....	93
Şekil 5.27. LiBr-H <sub>2</sub> O akışkan çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi.....	94
Şekil 5.28. NH <sub>3</sub> -LiNO <sub>3</sub> akışkan çifti için (a) T <sub>b</sub> = 4 °C (b) T <sub>b</sub> = 6 °C (c) T <sub>b</sub> = 8 °C (d) T <sub>b</sub> = 10 °C buharlaştırıcı sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları .....	95
Şekil 5.29. NH <sub>3</sub> -LiNO <sub>3</sub> akışkan çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi .....	96
Şekil 5.30. NH <sub>3</sub> -NaSCN akışkan çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi .....	97
Şekil 5.31. NH <sub>3</sub> -NaSCN akışkan çifti için (a) T <sub>b</sub> = 4 °C (b) T <sub>b</sub> = 6 °C (c) T <sub>b</sub> = 8 °C (d) T <sub>b</sub> = 10 °C buharlaştırıcı sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları .....	97

**TABLolar DİZİNİ**

<b>Tablo 3.1.</b> Absorpsiyonlu çevrimlerde kullanılan terminalojiler .....	20
<b>Tablo 3.2.</b> Geliştirilen absorpsiyonlu çevrimlerin sınıflandırılması .....	20
<b>Tablo 3.3.</b> Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan çiftleri .....	44
<b>Tablo 3.4.</b> NH <sub>3</sub> -H <sub>2</sub> O ve LiBr-H <sub>2</sub> O akışkan çiftlerinin karşılaştırılması.....	47
<b>Tablo 4.1.</b> Denklem 4.54’de kullanılan katsayılar .....	61
<b>Tablo 4.2.</b> Denklem 4.56-4.61’de kullanılan katsayılar.....	62
<b>Tablo 4.3.</b> Eşitlik 4.66’da kullanılan katsayılar .....	66
<b>Tablo 4.4.</b> Eşitlik 4.67’de kullanılan katsayılar .....	66
<b>Tablo 5.1.</b> T <sub>j</sub> =160°C, T <sub>b</sub> =10°C ve T <sub>abs</sub> =T <sub>y</sub> =35°C sıcaklık noktaları için program alınan veriler .....	71
<b>Tablo 5.1_devam.</b> T <sub>j</sub> =160°C, T <sub>b</sub> =10°C ve T <sub>abs</sub> =T <sub>y</sub> =35°C sıcaklık noktaları için program alınan veriler.....	72

## 1.GİRİŞ

Gelişen teknoloji ve dünyadaki hızlı nüfus artışı ile birlikte enerji ihtiyacı gittikçe artmaktadır. Buna karşılık ülkemizde ve dünyada enerji sıkıntısı yaşanmaktadır. Klasik enerji türlerinin sürekli artan bu enerji ihtiyacını karşılayamayacağı öngörülmektedir. Petrol ve mevcut enerjilerin fiyatları, enerji kaynaklarının sınırlı olması ve bu kaynakların gün geçtikçe azalmasından dolayı artmaktadır.

Türkiye sahip olduğu enerji kaynakları bakımından rezerv oranı fazla olan bir ülke değildir. Enerji ihtiyacı ağırlıklı olarak ithal edilen ve tüketime yönelik olarak kullanılan petrol, doğalgaz ve kömür gibi kaynaklardan karşılanmaktadır. Toplam enerji harcamasının %68'ini ithal enerji kaynakları oluşturmaktadır. Ağırlıklı olarak fosil yakıta dayanan çağdaş enerji hizmetleri evde, fabrikada, yolda, yaşamın her alanında bir yandan büyük olanaklar sunarken öte yandan hava kirliliği ve küresel ısınmaya neden olarak büyük sorunlar yaratmaktadır. (Güngör, 2010)

Dünyadaki son rezervleri dikkate alındığında “fosil yakıt” olarak adlandırılan kömür, petrol v.b.. gibi yakıtların tüketiminde herhangi bir artış olmadığı düşünülse bile petrolün 2040 yılında, doğalgazın ise 2060 yılında tükeneceği hesaplanmıştır. Bu durumda, petrol ve doğalgaz taleplerinin kısmen kömürle karşılanması gereği çıkacaktır. (Günerhan & Çallı, 2013)

Kalkınmada, kişi başına harcanan enerji miktarının gelişmişlik seviyesinin bir göstergesi olması, dünyamızda enerjinin ve enerji hammaddelerinin önemi daha da arttırmaktadır. Günümüzde enerji ihtiyaçlarının karşılandığı birincil enerji kaynakları olan petrol, kömür, odun ve doğalgaz tükenebilir nitelikte olup, hem çevreye zarar vermektedir hem de maliyetleri oldukça yüksektir. (Örün, 2006) Bu durumdan dolayı tasarlanacak daha verimli sistemler ile yenilenebilir enerji kaynaklarından yararlanmak oldukça önem kazanmaktadır.

Soğutma, bir ortamın veya bir maddenin ölçülen sıcaklığını, bulunduğu ortam sıcaklığının alt değerlerine indirmek ve indirilen sıcaklığı korumak üzere üzerinden ısı çekme işlemidir. (Aybars,1992) Kendisinden daha düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağından ısı alarak dışarıdan ise iş alarak, kendisinden daha fazla sıcaklıktaki bir ortama ileten sistemlere ise Isı Pompası denir. Bir Isı pompası çeşiti olan absorpsiyonlu ısı pompası, kendisinden daha yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağından, ısı kaynağının kendi ekserjisini kullanmak suretiyle düşük sıcaklıktan ısıyı çekmek ve bu çekilen ısıyı yüksek sıcaklıktaki ortama ileterek ortamın termodinamik kalitesini arttırmak için

tasarlanmıştır. Günümüz şartlarında en fazla kullanılan soğutma sistemleri buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri olup, sistem ekipmanlarından olan kompresörün sıkıştırma işlemini gerçekleştirebilmesi için elektrik enerjisine ihtiyaç duyması sebebiyle, işletme giderleri çok fazladır

Günümüz koşulları düşünüldüğünde kompresörlü ve işletme giderleri fazla olan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin yerini alternatifi olarak görülen absorpsiyonlu sistemlere bırakması düşünülmektedir. Ancak ticari alanda ilk olarak 1950'li yıllarda Amerika ve Japonya'da üretilen absorpsiyonlu sistemler, buhar sıkıştırımlı sistemlerin ilk yatırım maliyetinin azalması ile birlikte eski popülerliğini kaybetmeye başlamıştır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ihtiyaç duyulan ısı enerjisinin fazla olmasına karşın çevrimin çalışabilmesi için sağlanması gereken mekanik enerji ihtiyacı oldukça azdır. Bu sebeple bu tip soğutma sistemlerinde ihtiyaç duyulan ısı enerjisini jeotermal veya güneş enerjisi gibi ucuz enerji kaynaklarından temin edilmesi sistemin işletme maliyetlerini azaltacaktır. Ayrıca absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde CFC içeren (kloroflorokarbon) eriyikler kullanılmadığından bu sistemler son derece çevreci soğutma sistemleridir. (Elegido, Juana, & Herrero, 1991)

Absorpsiyonlu soğutma çevriminde ısı enerjisi elektrik enerjisinin yerine kullanılmaktadır. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde ise kompresörün görevini absorber, jeneratör, ısı değiştiricisi ve solüsyon pompası gibi sistem ekipmanları yerine getirmektedir. Absorpsiyonlu çevrimde iki ayrı eriyik dolaşmaktadır. Bu eriyiklerden birinin görevi buharlaştırıcı ekipmanından buharlaşarak soğutulacak ortamdan soğutma yükünün çekilmesini sağlamaktır. Diğer akışkan ise, soğurma işlemini yerine getirerek, çevrimin belli bir kısmında soğutucu akışkanı taşıma görevini üstlenmektedir. Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinin en büyük avantajı düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarıyla çalışabilmeleridir. Absorpsiyonlu soğutma çevriminde elektrik enerjisi yerine sistemin ihtiyaç duyduğu düşük ekserjili atık ısı, güneş ve jeotermal enerji gibi alternatif enerji kaynaklarından karşılandığından sistemin verimi artmaktadır. Sistemin ihtiyacı olan ısı enerjisi ne kadar ucuz yollardan elde edilip sisteme verilirse sistemin kullanım maliyeti o kadar ekonomik olacaktır.

Son yıllarda absorpsiyonlu çevrimlerin verimlerinin artırılması ve sistemde kullanılan ısı pompalarının hem ısıtma hemde soğutma uygulamalarında verimli şekilde kullanılmasına yönelik çalışmalar artmıştır. İlk kez 19.yy'da tasarlanan gerçek soğutma çevrimleri, absorpsiyonlu sistemlerin geliştirilmesinde büyük rol oynamıştır. Bu çevrimde kullanılan ilk akışkan çifti  $NH_3-H_2O$ 'dur. Günümüzde bu sistemlerin

geliştirilmesine yönelik yapılan çalışmalarda absorbent olarak yeni bileşenlerin bulunması çevrimde kullanılan ekipmanların yapılarının sadeleştirilmesine ve sistemin ilk yatırım maliyetinin azalmasına sebep olmuştur. Bu iyileştirmeler sonucunda bu çevrimler kolaylıkla endüstri ve konut gibi yapılarda uygulanabilir hale gelmiştir.

## 2.KAYNAK TARAMASI

Son yıllarda, absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin iyileştirilmesi çalışmalarına olan ilgi ve yapılan bilimsel çalışmalar yoğun bir şekilde artmıştır.

Ziegler ve Alefeld (1987) yaptıkları çalışmalarında  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  ve  $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$  akışkan çiftlerinin kullanarak tek ve çok kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performans değerlerini teorik olarak bulmuşlar ve çıkan sonuçları karşılaştırmışlardır. Yaptıkları incelemelerde çok kademeli sistemlerin, tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerine göre ısı performanslarının daha iyi olduğu sonucuna varmışlardır. Çalışmalarında çok kademeli absorpsiyonlu sistemlerde ilk faz çevrimde absorberden çekilen ısı enerjisi ile ikinci faz çevrimdeki jeneratörün beslenmesi olayının çift kademeli soğutma sistemlerine benzediğini vurgulamışlardır. Ayrıca çift kademeli sistemlerde, yüksek ve düşük sıcaklık jeneratörlerinden çıkan soğutucu akışkan, soğutma amacıyla buharlaştırıcıda kullanılırken, yapılan bu çalışmada ikinci kademedeki buharlaştırıcıdan ayrılan akışkan, ilk kademedeki yoğunlaştırıcının çalışmasını sağladığını belirtmişlerdir.

Won ve Kang (1993) çalışmalarında çift kademeli absorpsiyonlu ısı pompası sistemini dört adet akışkan çifti kullanarak incelemiştir. Her bir akışkan çifti için ayrı ayrı sistemin termodinamik analizini yapmışlar ve sistemlerin dizayn verilerini kıyaslamışlardır. Sonuç olarak  $\text{Zn}(\text{NO}_3)_2 - \text{LiBr}$  ve  $\text{LiCl} - \text{CaCl}_2$  akışkan çiftlerinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sisteminin  $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$  akışkan çifti kullanan sisteme oranla daha fazla performans sağladığı ve daha iyi soğutma yapabildi sonucuna varmışlardır.  $\text{Zn}(\text{NO}_3)_2 - \text{LiBr}$  ve  $\text{LiCl} - \text{CaCl}_2$  akışkan çiftleri veya karışımlarının kullanılması durumunda absorpsiyonlu sistemin soğutma performansı değerlerinin arttığını ancak bu akışkanlar ile sınırlı sıcaklık aralıklarında çalışılabileceğini belirtmişlerdir.

Horuz İ. (1998) çalışmasında akışkan çifti olarak  $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$  ve  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemlerini karşılaştırmıştır. Yazar buhar içindeki  $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$  ve  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  çözeltilerinin birbiri ile karşılaştırılmasını ve çözeltilerdeki derişik oranlarının analizlerini yapmıştır. Yapılan bu analizlere dayalı olarak düşük sıcaklıklardaki  $\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}$  akışkan çiftinin kristalleşme sıcaklığı ve kristalizasyon riski ile ilgili sonuçlara yer verilmiştir. Farklı işletme sıcaklıklarının mevcut sistem ekipmanlarına ve sistemin performans katsayısı STK üzerindeki etkilerine göre analizi yapmış ve bulunan sonuçlar grafikler yardımıyla okuyucunun bilgisine sunmuştur.

Sonuç değerlendirmesinde ise LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti ile çalışan soğutma sistemlerinin havalandırma uygulamalarında daha performanslı olduğu sonucuna varmış, NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanan absorpsiyonlu sistemlerde çevrimin kabul edilebilir bir performans sağlayabilmesi için kıyaslama yapılan LiBr-H<sub>2</sub>O çevrimine göre daha karmaşık ve sağlam bir yapıda olması gerekliliği çalışmasının son kısmında vurgulamıştır.

İlbaş ve Kaplan (1999) yaptıkları çalışmada LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde, absorberin konsantrasyon dağılımları, hız ve sıcaklığı sonlu farklar metodu yardımıyla incelemiştir. Yapılan analizler sonucunda elde edilen bu sonuçlardan faydalanılarak ısı ve kütle taşınım katsayıları hesaplamışlardır. Sonuç olarak ısı ve kütle aktarmasını karakterize eden Nusselt ve Sh sayılarının akış uzunluğunun Sh sayısında yoğunlaşma gradyanına, Nu sayısının ise sıcaklık gradyanına bağlı olarak azaldığını gözlemlemiştir. Bu gözlem sonucunda Sh sayısının 9,8 değerine Nu sayısının ise 0.85 değerine bir bükeye yaklaşan ancak hiçbir zaman yolunu kesmeyen doğru olarak tanımlanan asimptotik biçimli olarak yaklaştığı sonucunu bulmuşlardır.

M.M. Talbi ve B.Agnew (2000) çalışmalarında LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çiftli tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde ekserji çözümlenmeleri üzerinde çalışmışlar ve termodinamiğin 1. ve 2. kanunlarına göre sistemin analizlerini yapmışlardır. Modellemesi yapılan sistemin sistem ekipmanları üzerinde meydana gelen tersinmezlikleri hesaplamışlardır. Sistemde kullanılan her bir eleman ve akışkan karışımı için kütle ve enerjinin korunumu denklemlerini kullanılan akışkanın termodinamik özellikleri dikkate alınarak hal denklemi halinde oluşturmuşlar ve tablolar halinde enerji dengelerini listelemişler ve bu listeleri çözümleri elde etmek amacıyla kullanmışlardır.

Hesaplamalarda kullanılan çevrim içerisindeki her bir noktanın değerini analiz ederek hesaplamışlar ve bu hesapları fortran programlama dili kullanarak bilgisayar ortamına aktarmışlardır. Yapılan bu analizler sonucunda her bir sistem ekipmanının enerji ve ekserji analizlerini hesaplamışlar ve analizler sayesinde sistem ekipmanlarının performans değerlerini belirlemiştir. Üzerinde çalıştıkları sistem elemanlarından jeneratör ısı kaynağı olarak 500°C'deki atık gaz kullanmakta ve dış ortam sıcaklığı olarak 35°C sıcaklık ise kondenser, evaporatör ve absorber için soğurucu ortam görevini görmektedir. Tasarlanan modelin iki sistemden meydana geldiği düşünmüşler ve hesaplamalarda kullanmışlardır. Dış sistem, iç sistem ile çevre bağlantısını temsil

ederken, evaporatör, kondenser, absorber, jeneratör, eriyik pompası, iki genişleme valfi ve ısı değiştiricisini kapsayan iç sistem ise absorpsiyonlu çevrim elemanlarından oluşmakta olduğu vurgusu çalışmada yapılmıştır.

Yazarların yaptıkları çalışma sonucunda kondenserde meydana gelen yükün evaporatör yüküne göre daha fazla olduğu ve kondenser ve evaporatör yüklerinin %27.8 oranında absorber ve jeneratörde meydana gelen yüklerden daha az olduğu sonucuna varmışlardır. Bulunan bu farkların saf sıvılarla olmamakla birlikte, karışım sıcaklığına bağlı olarak değişebileceğini çalışmanın son kısmında vurgulamışlardır.

Shikhirin ve ark. (2001) yaptıkları çalışmalarında genel olarak absorpsiyonlu soğutma sistemlerini, bu sistemler ile oluşturulan farklı sistem çevrimlerini ve absorpsiyonlu sistemlerdeki teknolojik gelişmeleri sistemlerin performanslarını dikkate alarak incelemişlerdir.

Araştırmaları sonucunda absorpsiyonlu soğutma çevrimleri ile ilgili birçok yeni çevrim üzerinde çalışılarak geliştirildiğini ancak geliştirilen bu çevrimlerin tek etkili konveksiyonel absorpsiyonlu sistemlerden daha karmaşık olduğunu tespit etmişlerdir. Ticari olarak soğutma çevrimleri incelemelerinde ise absorpsiyonlu sistemlerde LiBr-H<sub>2</sub>O akışkanı kullanan çift etkili absorpsiyonlu sistemlerin en uygun seçenek olduğu sonucuna varmışlardır. Çok etkili absorpsiyonlu çevrimlerin gelecekte yapılacak olan çalışmalar sayesinde daha yaygın olarak kullanılacağı, ejektörlü absorpsiyonlu sistemlerin bu sistemlerde iyi bir alternatif olacağı ve performansı düşük olmasına karşın difüzyon absorpsiyonlu çevrimlerin de geliştirilmeye açık olarak kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Şencan ve ark. (2002) yaptıkları çalışmalarında absorpsiyonlu bir iklimlendirme sisteminde Su-lityum bromid ve su-üçlü hidroksit karışımlarının performanslarını hesaplamışlar ve hesaplamaları karşılaştırmışlardır. Alternatif olarak kullandıkları üçlü hidroksit; (NaOH:KOH:CsOH) 40:36:24 oranlarına sahip sodyum, potasyum ve sezyum hidroksitlerinden oluşmaktaydı ve incelenen sistemin STK katsayısının her iki karışım için sıcaklığın değişimi ile birlikte bir benzerlik göstermesine karşın, üçlü hidroksit karışımı ile çalışan sistemin daha yüksek STK değerleri ile çalıştığını görmüşlerdir. Sistemde kullanılan akışkanların özelliklerine bağlı olmaksızın STK değerlerinin jeneratör sıcaklığı ile arttığını ve sodyum, potasyum ve sezyum hidroksitlerinden oluşan üçlü hidroksit karışımının yüksek jeneratör sıcaklıklarında kristalizasyon problemi ile karşılaşmadan çalışabileceğini sonucuna varmışlardır.

Florides ve Kalogirou (2003) çalışmalarında; H<sub>2</sub>O- LiBr eriyik çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminin dizaynında ve konstrüksiyonunda kullanılmak üzere ısı ve kütle transfer denklemlerini belirlemişler ve bu denklemleri kullanarak yeni denklemler türetmişlerdir. Bulunan yeni denklemleri bilgisayar yardımıyla çözerek absorberde LiBr akışkanının giriş ve çıkış oranlarının farkını, jeneratör sıcaklığının sistemin STK değeri üzerindeki değişimini ve karışımın absorberden çıkış sıcaklığına bağlı olarak kuvvetli çözelti üzerindeki verimliliğini incelemişlerdir.

Çelik ve Halıcı (2003) bu çalışmalarında enerji kaynağı olarak doğalgaz kullanan absorpsiyonlu soğutma çevrimi ile alışılmış şekilde tasarlanan bir soğutma çevriminin karşılaştırılmasını yapmışlardır. Soğutma devresi ve eriyik devresi eşanjörlü sistem ile eşanjöre sahip olmayan diğer sistemin soğutma tesir katsayıları ve ısıtma tesir katsayıları hesaplaması yapmışlar ve hesaplamalarda kullanılan sistemleri açıklamışlardır. Örnek olarak 23 kW soğutma yüküne sahip bir villayı gösterip LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanan bir absorpsiyonlu soğutma sistemi ile klasik sistem karşılaştırması yapılmıştır. Villaya kurulması planlanan sistemlerin ilk yatırım maliyetini ve işletme maliyetini hesaplamışlardır.

Sonuç olarak eriyik eşanjörünün sistem performansına en fazla etki eden sistem elemanı olduğu, jeneratör ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artması ve yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarıyla azalması ile birlikte sistem performansının azaldığını görmüşlerdir. LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyon sisteminin soğutma ve eriyik eşanjörü devrede iken soğutma tesir katsayısı değeri 0.82 olarak hesaplamışlar, her iki eşanjör devreden çıkarılarak yapılan hesaplamalar sonucunda ise soğutma performans değerini 0.69 olarak tespit etmişlerdir. Ayrıca absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin daha etkili çalışabilmesi için sistemde kullanılacak olan soğutucu akışkan seçimine ve bu soğutucu akışkanın termodinamik özelliklerine göre sistem elemanlarının dizayn parametrelerine dikkat edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir.

Selbaş ve ark. (2003) yapmış oldukları çalışmada; en çok kullanılan eriyiklerin yerine alternatif olarak kullanılacak Methanol (CH<sub>3</sub>OH)-LiBr ve methanol-LiCl (LityumKlorid) akışkan eriyiklerini absorpsiyonlu sistemlerde kullanmışlardır. Sistemde kullanılan eriyiklerin Yapay Sinir Ağları (YSA) yöntemini kullanarak termodinamik özelliklerini hesaplamışlardır. YSA hesaplamalarında deneysel olarak tespit edilen verileri kullanmışlardır.

CH<sub>3</sub>OH-LiBr ve CH<sub>3</sub>OH-LiCl eriyiklerinin basınç (P), sıcaklık (T) ve konsantrasyon (X) oranlarına bağlı olarak hesaplanan gerçek özgül hacimi ile yapay

sinir ağırları yöntemi kullanarak hesaplanan sonuçlar arasındaki korelasyon katsayılarının 0.9764 ve 0.9744 değerlerine sahip olduğunu hesaplamışlardır. Teorik sonuçlar ile deneysel sonuçlar karşılaştırmışlar sonuç olarak ise yapay sinir ağırları (YSA) metodu ile tahmin edilen değerlerin deneysel değerler ile benzerlikler gösterdiği ve bu yaklaşım metodunun farklı eriyikler ve eriyik çiftlerinin termodinamik özelliklerinin hesaplanmasında faydalı olacağı sonucuna varmışlardır.

Kaynaklı ve Yamankaradeniz (2003) çalışmalarında; absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde kullanılan ısıyı tekrar sisteme geri kazandırmak amacı ile kullanılan eşanjörlerin, sistemin STK katsayısı üzerindeki etkilerini incelemiştir. İncelenen sistemde soğutma sistemleri içerisinde en yaygın olarak kullanılan  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  akışkan çiftini kullanmışlardır. Çalışmalarında amonyak ve suyun termodinamik özelliklerini ayrı olarak vermişler ayrıca sistemin ve sistemi oluşturan elemanların ayrı ayrı termodinamik analizini yapmışlardır. 3 adet eriyik eşanjörünün etkinlik katsayısını değişimi ve bu değişimin performans katsayısı üzerindeki değişimlerini hesaplamışlardır.

Yaptıkları analizlere göre jeneratörden çıkan fakir eriyik konsantrasyonu vasıtası ile zengin eriyik konsantrasyonunun sıcaklığının artırılması amacıyla bir numaralı eşanjörün çevrimin performans değerlerini en çok değiştiren eşanjör olduğu sonucuna varmışlardır. Ayrıca Jeneratör sıcaklığının artması sistemde dolaşan fakir eriyik konsantrasyonunu azaltmakta, buharlaştırıcı sıcaklığının artması ile birlikte ise zengin eriyik konsantrasyonu artmakta olduğunu tespit etmişlerdir. Tespit edilen bu iki etki sistemin dolaşım oranını azalttığı için STK katsayısını arttırdığı sonucuna varmışlardır. Artan yoğunlaştırıcı sıcaklığı ile birlikte fakir eriyik derişiminin arttığı, absorberdeki sıcaklığın yükselmesinin ise zengin eriyik derişimini azalttığını tespit etmişlerdir. Yine benzer olarak bu iki etki de sistemin dolaşım oranını arttırdığı için STK katsayısının azaldığını çalışmalarında vurgulamışlardır.

Sahoo ve ark. (2003) yaptıkları çalışmada  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  eriyiği ile çalışan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin termoeconomik analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmanın optimize edilmesi ve daha iyi kavranabilmesi için termoeconomik tekniğini öncelikle ekserji üzerine kurulu şekilde açıklamışlardır. Bu çalışmada sistem üzerinde gerekli iyileştirmeleri gerçekleştirmek için, ortalama maliyet yaklaşım yöntemi olan birinci yöntemi tercih etmişlerdir. Seçilen bu yöntem ile tasarlanan soğutma çevrimi üzerindeki noktaların analizlerini yapılarak, sistemin termoeconomik analizi yapmışlardır.

Antonio ve ark. (2004) bu çalışmalarında; absorpsiyonlu soğutma sistemi çevriminde piyasada yaygın olarak kullanılan eriyikler yerine absorbent olarak LiBr:2 CH<sub>2</sub>O:1 kütle oranına sahip eriyiği kullanmışlardır. Üzerinde çalışılan sistemin termodinamik analizi yapılarak LiBr ve potasyum formate eriyikleri ile karşılaştırma yapmışlardır.

Adewusi ve Zubair (2004) yapmış oldukları çalışmalarında tek ve çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin dizayn parametrelerinin değiştirilmesi ile termodinamiğin ikinci yasasına göre sistemin performansını incelemişlerdir. Sistemdeki her bir bileşenin ve tüm sistemin toplam entropi üretimi üzerinde çalışılan akışkanların termodinamik özellikleri üzerinden hesaplamışlardır. Tek ve çift etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin ısı değiştiricisinin etkinliği, absorber sıcaklıklarındaki kondenser ve evaporatör sıcaklık değişimi ile sistemin performans katsayısı ve toplam entropi üretimi ile uyumunu araştırmışlardır.

Altan ve ark. (2005) bu çalışmalarında LiBr – H<sub>2</sub>O akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma çevrimleri ile R134-a (Tetrafloretan) soğutucu akışkanını kullanan mekanik kompresyonlu soğutma çevrimlerinin enerji ve ekserji analizlerini farklı buharlaşma sıcaklıklarına göre yapmışlardır. Yapmış oldukları değerlendirmelere göre artan buharlaşma sıcaklığı ile birlikte mekanik kompresyonlu sistemin ekserji verimi artmakta, tam ters etki olarak ise absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji verimi azalmakta olduğunu belirtmişlerdir. Bu durumun sebebi olarak mekanik kompresyonlu sistemler ile absorpsiyonlu sistemlerin kullandıkları enerji kaynağının farklı olmasını göstermişlerdir. Açıklama kısmında ise bu durumu her ikisi de birer enerji kaynağı olan ısı ve işten, işin tamamının ısıya dönüşebilir iken, ısının ise tamamının işe dönüşmemesi olarak açıklamışlardır. Mekanik kompresyonlu soğutma sistemlerini meydana getiren bütün ekipmanların ekserji kayıplarının, değişen evaporatör sıcaklığı ile incelendiğinde ise en büyük verim kaybının sistem elemanlarından olan yoğunlaştırıcıda olduğu sonucuna varmışlardır.

Şencan ve ark. (2005) yapmış oldukları çalışmalarında; tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizini yapmışlar sistem performans katsayısı (STK) değerinin ve jeneratör sıcaklığının artırılması ile ekserji veriminin nasıl değiştiğini incelemişlerdir. Sonuç olarak, jeneratör sıcaklığının artması ile birlikte STK değerinin arttığı ve ekserji veriminin azaldığını ayrıca jeneratör ve absorberdeki kaybedilen ekserjinin diğer sistem ekipmanlarından fazla olmasının sebebini eriyik çözeltisinin karışma ve ayrılma işlemlerine bağlı olduğunu sonucuna ulaşmışlardır.

Romero ve ark. (2005) yapmış oldukları çalışma ile Monomethylamine (MMA)-su akışkan çiftinin termodinamik özelliklerini hesaplamışlardır. Bu eriyik çiftini kullanan absorpsiyonlu soğutma çevriminin elemanları arasında çeşitli kıyaslamalar yapmışlardır. Monomethylamine (MMA)-su eriyik çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma çevriminde jeneratör sıcaklığı 80°C ve 63°C iken sistemin soğutma tesir katsayısı değerinin 0,35 ile 0,51 değerleri arasında olduğunu ve bu performans değerleri ile NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyon çevrimine göre daha iyi performansa sahip olduğu sonucuna varmışlardır.

S.M. Gürsürer (2005) çalışmasında; Lityumbromür-H<sub>2</sub>O akışkan çifti ile çalışan soğutma çevrimlerinin farklı çevre sıcaklıklarında termodinamik analizini yaparak çevrimlerin soğutma kapasitesini, soğutma tesir katsayısını ve ihtiyaç duyulan soğutma suyu miktarlarını incelemiştir. Analizi yapılan çevrimlerin değerlendirmesine göre sistemin çevre sıcaklığı azaldıkça termodinamiğin ekserji verimi ve soğutma tesir katsayısının azaldığını belirtmiştir.

Kim ve Ferreria (2006) yaptıkları bu çalışmada eriyik olarak LiBr çözeltisi kullanan çevrimde eriyik için Gibs denklemlerini hesaplamışlardır. %0 ile %70 derişim değerlerinde 0°C ve 210°C sıcaklıkları arasında LiBr çözeltisinin entalpi ve entropilerinin hesaplanması için çeşitli formüller üzerinde çalışmışlardır.

Şencan (2006) yaptığı çalışmasında tasarlamış olduğu absorpsiyonlu soğutma sisteminde ozon tabakasına herhangi bir zararı olmayan LiBr + LiNO<sub>3</sub> + LiI + LiCl / H<sub>2</sub>O ve mol oranları LiBr: LiNO: LiI: LiCl = 5:1:1:2) olan eriyik çifti ile ilgili çalışmalar yapmıştır. Çevrimde performans katsayısı değeri (STK), Buharlaştırıcı, yoğuşturucu, ayırıcı ve soğurucu parametrelerini hesaplamak için sistem bileşenlerinin sıcaklıklarını da dikkate alarak Yapay Sinir Ağları (YSA) yöntemini kullanarak tahmin etmiştir.

Yazar bulunan sonuçlara göre tasarlanan modelden oluşturulan basit formüller yardımıyla hesaplanması istenilen her absorber, buharlaştırıcı, ayırıcı ve soğurucu sıcaklıklarında çevrimin performans katsayısını hızlı ve kolay bir biçimde hesaplayabildiğini belirtmiştir. Bu yeni metod ile soğutma çevrimlerinin zor ve karmaşık matematiksel simülasyonlar aracılığıyla analiz etmek yerine bir yaklaşım metodu olan YSA ile daha hızlı, kolay ve doğru bir şekilde hesaplanabileceği sonucuna varmıştır.

Yalçın E. ve Kavaklı A. (2010) yapmış oldukları çalışmada otobüs klima sistemlerinde dışarı atılan egzoz havasından faydalanılarak absorpsiyonlu soğutma sisteminin parametrelerini ve sistemin kullanılabilirliğini incelemiştir. Yaptıkları hesaplamalarda, absorpsiyonlu çevrimin temel elemanı olan jeneratörü tasarlamışlar ve mevcuttaki klima sisteminde jeneratör kapasitesini oluşturan egzoz havası miktarı ile çıplak boru kullanılan jeneratördeki boru sayılarını hesaplamışlardır. Ayrıca yapısal olarak 60 ve 100 cm kanatçık boyuna sahip jeneratör kullanılması sonucunda 105 kW'a kadar ısı transferinin atıl olarak dışarıya atılan egzoz havasından yapılabileceğini hesaplamışlardır. Çalışma koşulları değiştiğinde jeneratördeki boru sayısının değişeceği sonucuna varmışlardır. Üretim parametrelerinde motorun çalışma durumu göz önüne alınmak istendiğinde, boru sayısının sabit kalacağını göz önünde bulundurmuşlar, tasarımdaki boru sayılarının kanatlı tip ve kanatsız tip boru tipi için hangi miktarlarda olması gerektiği konusu hakkında çalışacak ve çalışmanın bu konuda uygulama yapacak kişilere faydalı olacağı tespitlerinde bulunmuşlardır.

Türkoğlu ve Yılmaz (2010) bu çalışmalarında, absorpsiyonlu soğutma sistemlerini ve doğalgaz kullanan sistemleri incelemişler ayrıca doğal gazla çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin maliyet analizi yapmışlardır. Yaptıkları bu çalışmada geleneksel buhar sıkıştırımlı mekanik sistemler ile doğalgazlı absorpsiyonlu soğutma sistemlerini karşılaştırmışlardır. Çalışmanın teorik hesaplama kısmında ise soğutma ihtiyacı 200.000 kcal/h olan bir yerin, doğalgaz kullanan absorpsiyonlu soğutma çevrimi ile boyutlandırılmasını yapmışlardır. Çalışmanın sonuç kısmında ise enerji maliyeti olarak doğalgazlı absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin daha ekonomik soğutma sistemi olduğunu belirtmişlerdir.

Solum ve ark. (2011) çalışmalarında LiBr-H<sub>2</sub>O eriyik çifti ile çalışan çift tesirli bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamiksel değerlerinin sistem verimine ve performansına göre etkilerini incelemişlerdir. Çalışmalarında EES adlı bir mühendislik programı kullanıp, çevrimi program dilinde simule etmişler ve sistem elemanlarının basınç, sıcaklık gibi termodinamiksel değerlerini programdan değiştirerek sistemin performans katsayısını (STK) hesaplamışlardır. Oluşturulan absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik özelliklerini denklemler vasıtasıyla programda aktarıp örnek bir STK katsayısı hesaplaması yapmışlardır.

Elde edilen sonuçlara göre çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde sıcaklık ve basınç parametreleri için son derece hassas düzenlemeler gerektiği ve bu sebepten dolayı çalışma aralığının fazla bulunmadığı sonucuna varmışlardır. STK katsayısının 1

in üzerine çıkması ile birlikte sistemde çok net bir iyileşme görüldüğünü belirtip, basınç ve sıcaklık parametreleri için ise hassas ayarlamalar gerektiğini belirtmişlerdir. Çift etkili çevrimde birinci jeneratör sıcaklığındaki artış ile birlikte STK değeri düşmüş, basınç artışı ile birlikte ise tam tersi bir durum ortaya çıkmış olduğunu belirlemişlerdir. Çevrimin ikinci jeneratör sıcaklığı artışında ise STK değeri artmakta ancak basınç artışı ile birlikte ise tam tersi durum olan azalma gözlemlenmiştir. Evaporatör ve kondenser sıcaklıkları arttırıldığında STK değerinin azaldığını, absorber sıcaklığı arttırıldığında ise STK değerinin arttığını belirtmişlerdir. Sonuç olarak yapılan bu çalışma ile birincil ve ikincil ısı eşanjörlerinin verimlerinin fazla olması STK değerini arttırmakta olduğu sonucuna varmışlardır.

Üst ve ark. (2011) bu çalışmasında farklı soğutucular kullanan buhar sıkıştırımlı soğutucu sistemi için ekserjitik performans katsayısı temeli olan performans analizini teorik olarak çalışmalarında yapmışlardır. Evaporatör ve kondenserin çevre sıcaklığında oluşan sıcaklık ve basınç düşümlerinin ekserjitik performans katsayısına ve ekseji kaybına etkilerini incelemişlerdir.  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  ve  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  akışkan çiftlerini kullanan iki ayrı absorpsiyonlu soğutma sistemi için EES programı üzerinden bir matematik modeli oluşturarak oluşturulan matematik model ile sistemin ekserji analizini yapmışlardır.

Yıldırım ve Yeşilata (2013) yaptıkları bu çalışmalarında düşük sıcaklıktaki bir ısı kaynağına ihtiyaç duyan bir  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  eriyik çiftini kullanan absorpsiyonlu bir soğutucunun, Yapısal Bağ Katsayılar Metodu kullanılarak termodinamik ve termoeconomik analizini ve optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Ayrıca bu çalışma ile çevrimde bulunan ana ekipmanların termodinamik ve maliyet değerleri ile en elverişli ısı transfer yüzeyi arasındaki ilişkiyi belirlemişler ve termoeconomik optimizasyon sonucunda sistem ekipmanlarından jeneratör, absorber, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için en iyi ısı transfer alanlarını hesaplamışlardır. Yapılan bu hesaplamalar neticesinde sistemin toplam tersinmezliği, ilk duruma göre % 72,5 azaldığını tespit etmişlerdir. Tersinmezliğin azalması ile birlikte ilk yatırım maliyetine ilave bedelin 4,2 yıl gibi kısa sürede kullanıcıya geri dönüşünün olacağını belirlemişlerdir. Enerji fiyatlarının günümüzde artma eğilimi nedeniyle bu yatırımın gelecekte maliyetinin geri dönüş süresinde azalma olacağı yorumunda bulmuşlardır. Sistemin yardımcı ısı kaynağı olarak güneş kollektörü kullanılarak çalıştırılması halinde ise termal ısının depolanması sorunu ve bu sorunun çözümü ile birlikte gün içi tüm saatlerde sistemin kullanıma yönelik termoeconomik analizlerin yapılmasının yararlı olacağı sonucuna varmışlardır.

Dawei ve ark. (2014) yaptıkları çalışmalarında akışkan çifti olarak  $Zn_2Cl_5 - NH_3$  eriyiği kullanılan bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans analizini termodinamik denklemler yardımıyla belirlemişler ve sistemin yoğuşma ve emme sıcaklıklarını yine bu denklemler yardımıyla analiz etmişlerdir.

Çimşit ve Öztürk (2014) çalışmalarında ilk defa buhar sıkıştırımlı çift etkili absorpsiyonlu soğutma çevrimini tasarlamışlar ve tasarlanan sistemin termodinamik olarak çözümlenmesini yapmışlardır. Soğutucu eriyik olarak absorpsiyon kısmında Amonyak/su ve buhar sıkıştırımlı kısmında ise sadece Amonyak eriyiğini kullanmışlar ve yeni tasarlanan çevrimi alternatif çevrimlerle karşılaştırmışlardır. Bu karşılaştırma neticesinde yeni çevrimin elektrik tüketiminin aynı çalışma şartlarındaki tek kademeli ve eriyik olarak Amonyak kullanan buhar kompresyonlu soğutma çevrimlerine göre %58, çift kademeli soğutma çevrimlerine göre %50 ve kaskad sistemli çevrimlere göre ise %25 oranında daha az enerji tükettiği sonucuna varmışlardır. Ayrıca yapılan bu analizlerde soğutma çevriminin jeneratör ve evaporatör sıcaklıklarının artmasıyla birlikte soğutma performans değerinin de artış gösterdiğini tespit etmişlerdir.

Yamankaradeniz ve ark. (2014) çalışmalarında,  $LiBr-H_2O$  akışkan çifti ile çalışan tek kademeli bir absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizini yapabilen akışkan özelliklerini kendi kütüphanesinde bulunduran EES programı (kütüphaneli) ve Delphi (açık metinli) programlama dilleri kullanılarak hazırlanan iki farklı akışkan simülasyonu hazırlamışlardır. İki ayrı programlama dili ile hazırlanan ve modellenen absorpsiyonlu soğutma çevriminin termodinamik analizlerini yapmışlardır. Kıyaslama için aynı çalışma şartlarını belirlemişler ve elde edilen sonuçları karşılaştırmışlardır. Ayrıca analiz sırasında EES ve Delphi programlarının simülasyon çalışmalarında sağladığı avantaj ve dezavantajları belirlemek için bulunan sonuçları tablolar ve grafikler yardımıyla çalışmalarına eklemişlerdir.

Yaptıkları analizler sonucunda simülasyon programları kullanılarak bulunan sonuçlarda az farklılıklar olmakla birlikte sonuçlar birbiri ile uyumlu çıkmakta kendi akışkan kütüphanesine sahip olan EES programında daha az satır kullanılarak program yazılabilirken, Açık kaynak kodlu Delphi programında daha görülebilir iç denetimin olduğu sonucuna varmışlardır.

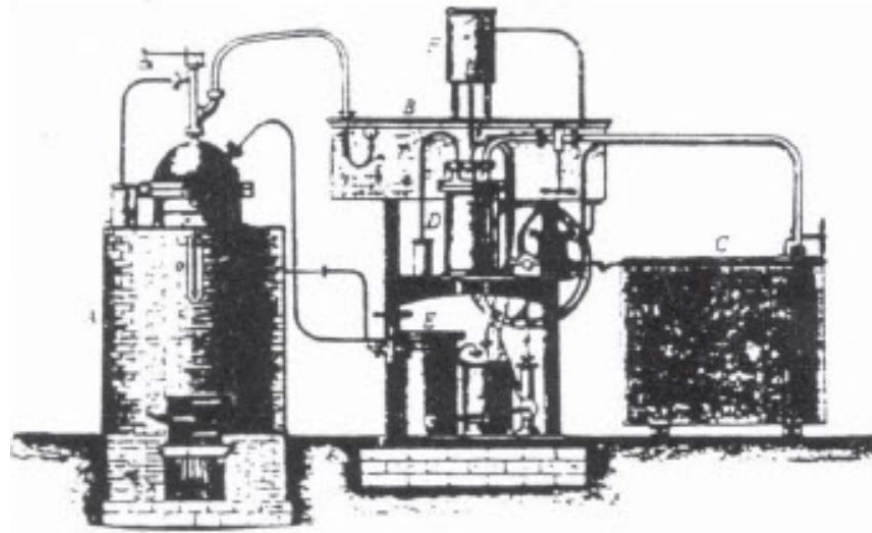
Hernandez ve ark. (2014) yaptıkları çalışmada 3 kW güce sahip yeni bir absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlayıp deney düzeneği oluşturarak sistemde dolaşan amonyak-lityum nitrat akışkan çiftinin termodinamik analizini yapmışlar ve bulunan sonuçları tablo ve grafikler halinde çalışmanın son kısmında okuyucuya sunmuşlardır.

Bu çalışmamızda ise  $\text{NH}_3$  akışkanını absorbent olarak kullanan  $\text{LiNO}_3$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  ve  $\text{NaSCN}$  akışkan çiftleri ile  $\text{LiBr-H}_2\text{O}$  çözelti çifti performans ve ekserji verimleri ile karşılaştırılmıştır.

### 3.ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ

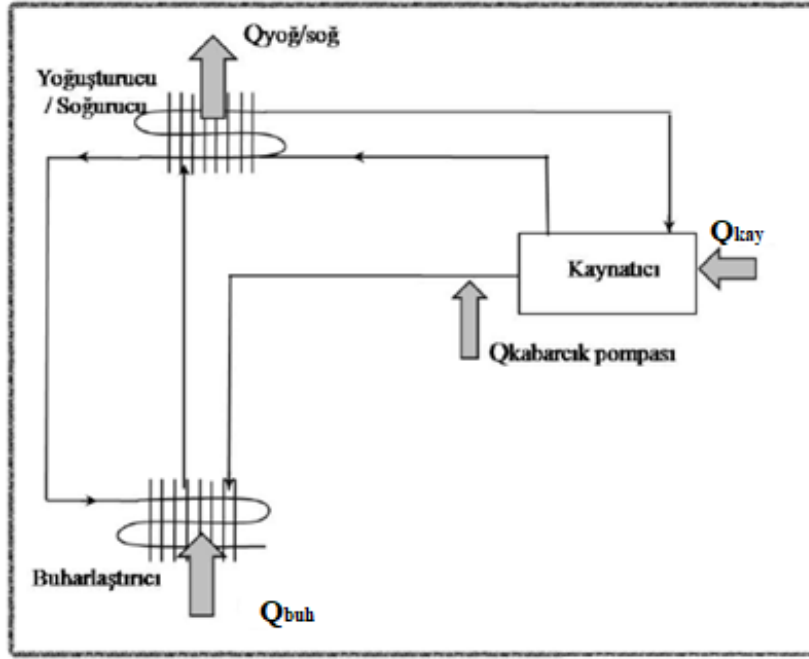
#### 3.1 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Tarihçesi

1777 yılından beri absorbsiyonlu soğutma sistemi bilinmektedir. Amonyak yoğuşurma deneyleri sırasında İlk defa Michael Faraday tarafından bulunan absorbsiyon prensibi daha sonraki uygulamalarda soğutma çevrimi olarak kullanılmış ve sistemden yararlanılmaya başlanmıştır. Soğutucu akışkan olarak  $NH_3$  ve absorbent olarak su kullanılan soğutma amaçlı absorbsiyon çevrimi ilk olarak Ferdinand Carre tarafından icat edilmiş olup patenti 1860 yılında Amerika'da alınmıştır. İlk icat edilen sürekli çalışan absorbsiyonlu çevrimi kullanan cihazla 1872 yılında buz üretimi yapılmıştır. (Dinçer & Erdallı , 1993)



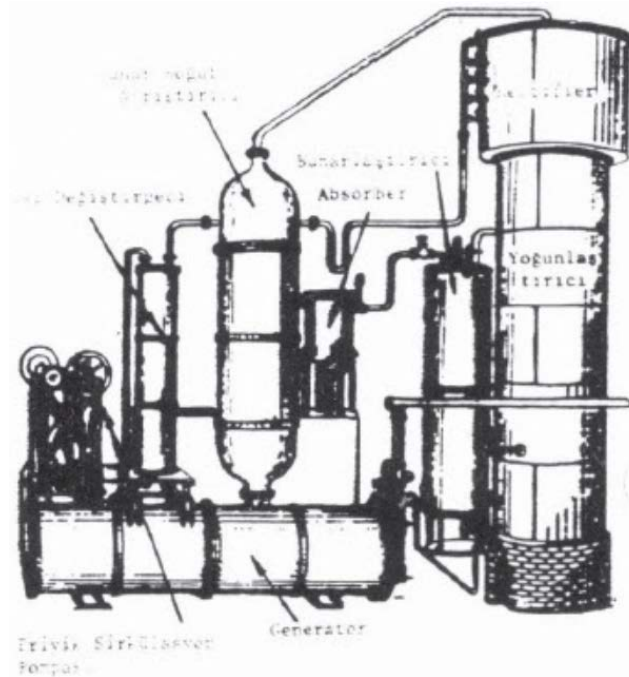
**Şekil 3.1.** Ferdinand Carre tarafından tasarlanmış absorbsiyonlu soğutma Sistemi

Absorbsiyonlu soğutma sistemi 1900'lü yılların başında sanayide oldukça rağbet görmüştür. O dönemde yaşamış olan ünlü fizikçi Albert Einstein (1879–1955) bile absorbsiyonlu soğutma çevrimi üzerine çalışmalar yapmıştır. 1928 yılında tek etkili absorbsiyonlu çevrimin patentini Albert Einstein ve Lo szilard birlikte almışlardır. Einstein çevrimi olarak adlandırılan bu çevrimde soğutucu akışkan olarak bütan, su emici ve amonyak ise basınç dengeleyici akışkan olarak kullanılmıştır. (Dön, 2010)



Şekil 3.2. Absorbsiyonlu Einstein Soğutma Çevrimi

Enerji krizinin yaşandığı ve enerji fiyatlarının hızla arttığı 1970 yılı ve sonrası dönemde ise absorpsiyonlu soğutma çevrimleri hakkında çalışmalar yapılmış ve yapılan bu çalışmalarda ise absorpsiyonlu sistemlerde güneş enerjisinin kullanımını arttırmaya yönelik olarak yoğunlaşmıştır. (Şencan A. 2004)



Şekil 3.3. Pontifex ve Wood firmaları tarafından imal edilmiş absorpsiyonlu soğutma makinesi

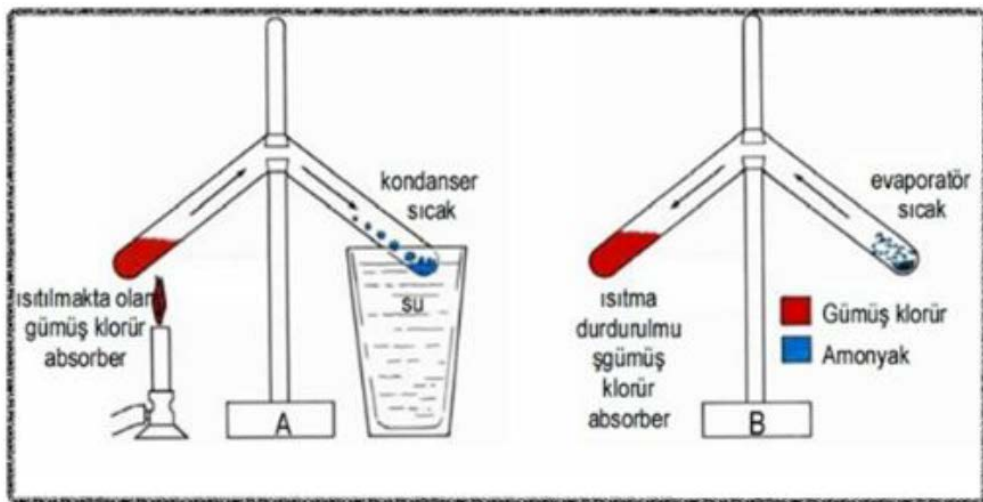
19. yüzyıl'da kimya ve birçok üretim alanlarında kullanılan mekanik buhar kompresyonlu soğutma sistemleri yerine akışkan olarak  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  eriyiğini kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemleri kullanılmaya başlandı. 1940-1950 yıllarda ise büyük binaların iklimlendirilmesinde su soğutmalı olarak  $\text{H}_2\text{O-LiBr}$  sistemleri kullanılmaya başlandı. Absorpsiyonlu soğutma sistemi ekipmanlarından olan jeneratöre verilmesi gereken ısı enerjisi ise yakıt olarak doğalgaz ve fuel-oil kullanan kazanlardan elde edilen sıcak su veya buhardan elde edilmekteydi.

### 3.1.2 Faradayın Deney Düzenegi

Michael Faraday tarafından İlk defa  $\text{NH}_3$  yoğuşurma deneyleri sırasında bulunan absorpsiyon sisteminin prensibi ve bu prensible bağlantılı olarak oluşturulan deney tertibatı soğutma amaçlı kullanılan absorpsiyon çevriminin daha iyi anlaşılması için oldukça basit ve etkili bir düzenektir. Deneyi anlamak için Şekil 3.4' den faydalanılmıştır.

Deneyin A bölümünde; emicilik özelliği amonyağa karşı fazla olan ve amonyakla doyurulmuş  $\text{AgCl}$  (Gümüş Klorür)'nin ısısı arttırılırken, deney tüpünün diğer ucu soğutulmuş suya daldırılmış şekilde bekletilir.

Bekleme süresinin sonunda deney tüpünün soğutulmuş suya batırılmış kısmında amonyanın yoğuşma yaparak tüpün alt kısımlarında birikmeye başladığı görülür.



Şekil 3.4. Faraday'ın deney düzenegi

Isıtılmakta olan deney tüpü ucundaki amonyağın tamamı ile sıvı halde soğutulmuş uca toplanması gerçekleştiğinde deneyin ikinci aşaması olan B bölümüne geçilir.

Deneyin B bölümünde ısıtma işlemi durdurularak soğutma suyu deney tüpünden uzaklaştırıldığında, çok kısa bir zaman içerisinde deney tüpünde yoğunlaşarak toplanmış olan sıvı haldeki amonyağın ısısının artarak zamanla kaynamaya başladığı ve tüpün bu bölümünün aşırı derecede soğuduğu gözlenmiştir. Bu durum, sıvı halde bulunan amonyağın tamamının buharlaşarak AgCl'nin bulunduğu deney tüpü tarafına toplanmasına kadar devam eder.

Deneyin doğruluğunun kontrolü amacı ile tekrarlandığında yukarıda anlatılan olayların aynen tekrarlandığı görülür. Michael Faraday'ın deney düzeneğindeki en önemli problem soğutma işleminin sürekliliğinin bulunmamasıdır. Soğutma sistemi olarak uygulamalarda kullanılabilmesi için yani sistemin sürekliliğini sağlamak için deneydeki işlemlerin sürekli tekrarlanması gerekir. (İncili, 2006)

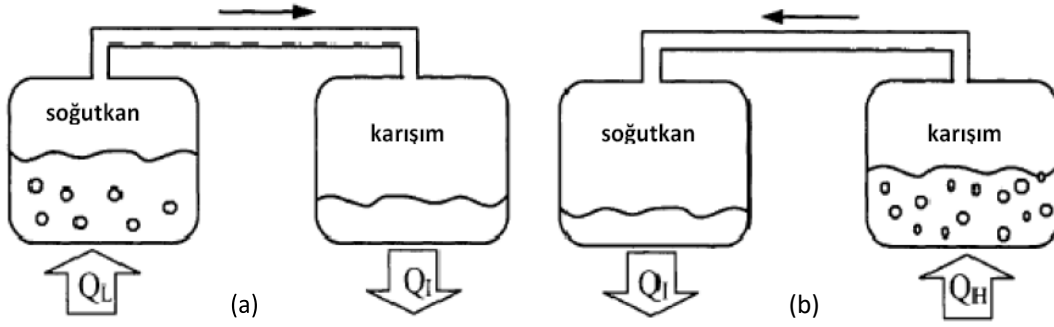
Bugünkü absorpsiyon soğutma çevrimlerinde sistemin kullanılabilirliği için soğutma işleminin sürekliliği mutlak olarak sağlanmıştır. Ayrıca absorban olarak gümüş klorür yerine günümüz koşullarında daha fazla bulunan ve daha ekonomik olan akışkanlara bırakmıştır. (Görgülü, 2013)

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri içerisinde en yaygın olarak kullanılan dizayn şekli tek etkili absorpsiyon sistemleridir. Bu sistemlerin STK'si 0,3-0,8 mertebelerindedir. Sistemlerin nominal kapasiteleri 100-5800 kW arasında, küçük kapasiteli makinelerde ise 18-35 kW aralığındadır.

### **3.2 Absorpsiyonlu Soğutmanın Prensibi**

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin çalışma akışkanı, soğurucu ve soğutkandan oluşan ikili karışımlardır. Şekil 3.5'de birbirine bağlantılı iki kaptan soldakinde sıvı soğutkanın, sağdaki ise ikili karışım bulunmaktadır. Sağdaki kaptan bulunan ikili karışım sol kaptaki basınç düşümü ile oluşan soğutucu akışkan buharını absorbe eder.

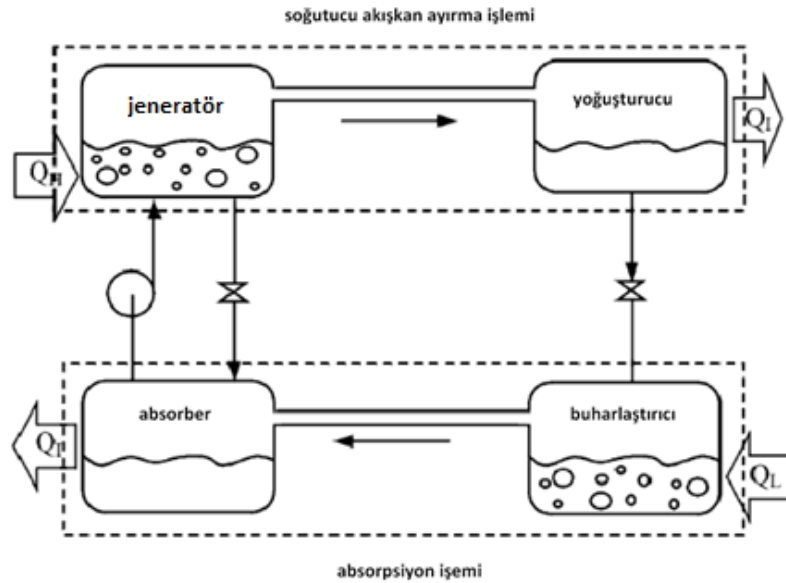
Soğutkanın buharlaşmasıyla sol kabın bulunduğu ortamdan ısı çekilerek soğutma gerçekleşir. Aynı anda sağdaki kaptaki karışım absorblanan soğutkan ile seyreltilmiş hale gelir. Absorpsiyon işlemi ekzotermik bir işlem olduğundan sağdaki kabı çevreleyen ortama ısı atımı gerçekleşir. (Sriksirin, Aphornratana, & Chungpaibulpatana, 2001)



Şekil 3.5. Absorbsiyon ve soğutucu akışkan ayırma işlemi

Şekil 3.5 incelenirse (a) durumu sağ kapta soğutma etkisiyle sol kapta oluşan Absorbsiyon işlemi, (b) durumu ise sağ kapta bir ısı kaynağından ısı verilerek ikili karışımdan soğutucu akışkan ayrılması olarak tanımlanabilir.

İkili karışım soğutucu akışkana doyduğunda absorpsiyon işlemi devam edemez. Seyreltik karışımdan soğutucu akışkanın ayrılması gereklidir. Ayırma işlemi için ısı kullanılır. Şekil 3.5’de (b) durumunda sağdaki kap ısıtılarak ikili karışımdaki soğutucu akışkanın karışımdan ayrılması sağlanır. Soğutucu akışkan buharı çevreye ısı transfer ederek yoğunlaşır. Bu işlemlerle soğutma etkisi ısı enerjisi kullanılarak oluşturulabilir ama devamlılığı sağlanamaz. Ancak bu iki işlemin kombinasyonu ile bir absorpsiyonlu soğutma çevrimi oluşur. (Şekil 3.6) Ayırma işlemi absorpsiyon işleminden daha yüksek basınçlarda gerçekleştiği için karışımın sirkülasyonu için bir pompa gereklidir. (Srihirin, Aphornratana, & Chungpaibulpatana, 2001)



Şekil 3.6. Absorpsiyon ve ayırma işlemlerinin birleştirilmesiyle oluşan sürekli absorpsiyonlu soğutma sistemi

### 3.3 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Gelişimi ve Geliştirilen Çevrimler

Günümüzde enerji kaynaklarının sınırlı olması ve artarak devam eden enerji tüketimi nedeniyle daha az enerji tüketen ve daha fazla soğutma kapasitesine sahip sistemleri kullanmanın önemi günümüzde oldukça artmıştır. Bu durum için geliştirilen soğutma sistemlerine örnek olarak absorpsiyonlu soğutma çevrimleri verilebilir.

Michael Faraday'ın 1825 yılında, Ferdinand Carre'nin 1859 yılında tasarladıkları absorpsiyon prensibi ile çalışan ve eriyik olarak NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O akışkan çiftini kullanan ilk absorpsiyonlu makine için 1860 yılında Amerika'da patent alınmıştır. Bu patent vasıtasıyla geliştirilen soğutma makineleri gıda maddelerini soğutmak ve buz yapmak için kullanılmıştır.

**Tablo 3.1.** Absorpsiyonlu çevrimlerde kullanılan terminalojiler

TERMİNOLOJİ	TANIM
Etki Sayısı	Soğutma sağlayan kısım sayısı
Kademe Sayısı	Buharlaştırıcı ve absorber kısımlarındaki çözelti devrelerinin sayısı
Akışkan Çiftinin Sayısı	Birbiriyle karışmayan faklı akışkan çiftlerinin sayısı
Temel Çevrim	Tek kademeli çevrim
Isı Aktarma Ünitesi	Isı değiştirici kısmı
Zengin Çözelti	Soğutucu akışkanca zengin
Fakir Çözelti	Soğutucu akışkanca fakir
Sıcaklık Artışı	Isı çekilen ve atılan ortamlar arasındaki sıcaklık farkı
Resorpsiyon	Düşük sıcaklıklı generatörle sağlanan soğutma yükünün yüksek sıcaklıklı absorber tarafından kullanıldığı ikili çevrimler
İkili Çevrim	Isı alışverişinde bulunan ikili çevrim
Hibrid	Absorpsiyon ve sıkıştırma proseslerini içeren çevrim

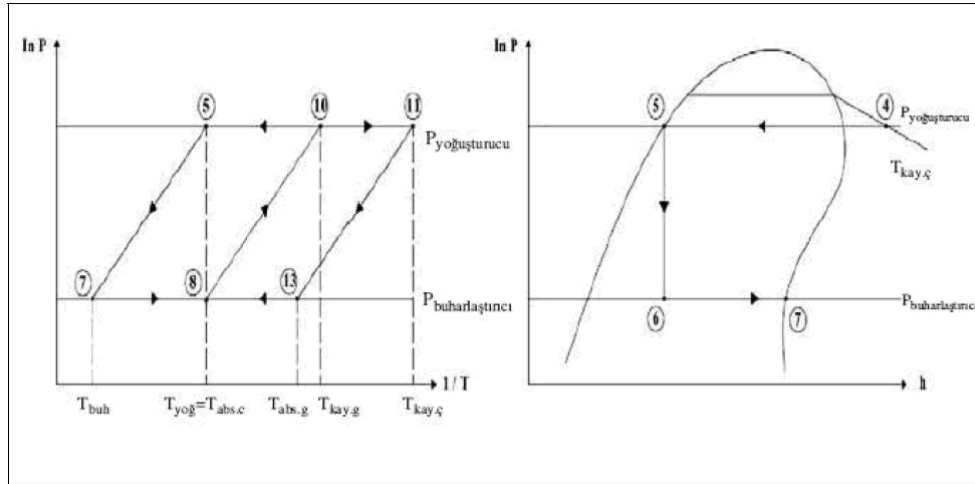
**Tablo 3.2.** Geliştirilen absorpsiyonlu çevrimlerin sınıflandırılması

TEMEL AMAÇ	ISI KAZANIMI	TEK AKIŞKAN ÇİFTİ			İKİ AKIŞKAN ÇİFTİ	ÜÇ AKIŞKAN ÇİFTİ	
		Tek Kademeli	Çift Kademeli	Üç Kademeli			
Performans Geliştirme	Absorpsiyon ısı geri kazanımı	GAX	İki etkili GAX	Üç etkili			
		RA	Geliştirilmiş RA				
	Yoğuşma ısı geri kazanımı	Çift etkili	Üç etkili		İki etkili		
		Üç etkili					
		Dört etkili					
	Absorpsiyon yoğuşma ısı geri kazanımı				Resorpsiyon	Üç etkili	Üç etkili
						İki etkili	Yedi etkili
						Üç etkili	
						Dört etkili	
	Buharlaştırma ısı geri kazanımı	İlave soğutma çevrimi					

Absorpsiyon çevrimleri Tablo 3.1 'de gösterildiği gibi terminolojilerine göre sınıflandırılabilir. Kullanılan akışkan çiftlerine, kademe sayılarına ve absorpsiyonlu

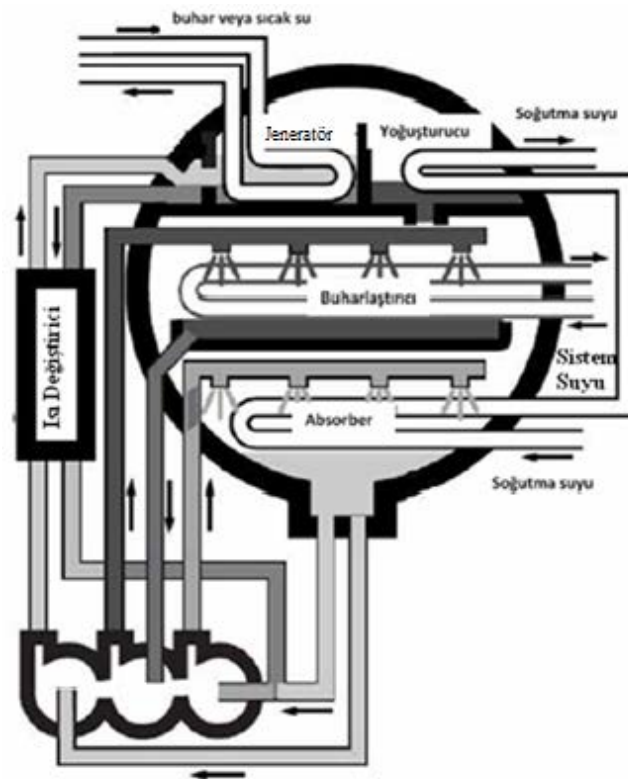


Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde Şekil 3.7'de (ASHRAE, 1997) soğutma görevini sağlayan soğutucu akışkanın ikinci bir akışkan tarafından soğurulması gerekmektedir. Mekanik sistemlerle kıyaslırsak kompresör yerine karmaşık bir sistem geldiğini ve bu sistemin aynı şekilde soğutucu akışkanın basıncını artırmak amaçlı olduğunu görürüz.



Şekil 3.8. Tek Etkili A.S.S. için lnP – 1/T ve lnP-h diyagramları

Şekil 3.8'de Tek etkili soğutma amaçlı kullanılan absorpsiyon çevrimi için lnP – 1/T ve lnP-h diyagramları görülmektedir. (Pastakkaya, Ünlü, & Yamankaradeniz, 2008)



Şekil 3.9. Tek etkili, tek gövdeli H<sub>2</sub>O-LiBr çalışma akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sistemi

Şekil 3.9’da tek kademeli ve tek gövdeli soğutucu eriyik olarak H<sub>2</sub>O-LiBr akışkan çiftli Trane marka bir soğutucunun şematik çalışma prensibi bulunmaktadır. (Trane Company, 2005)

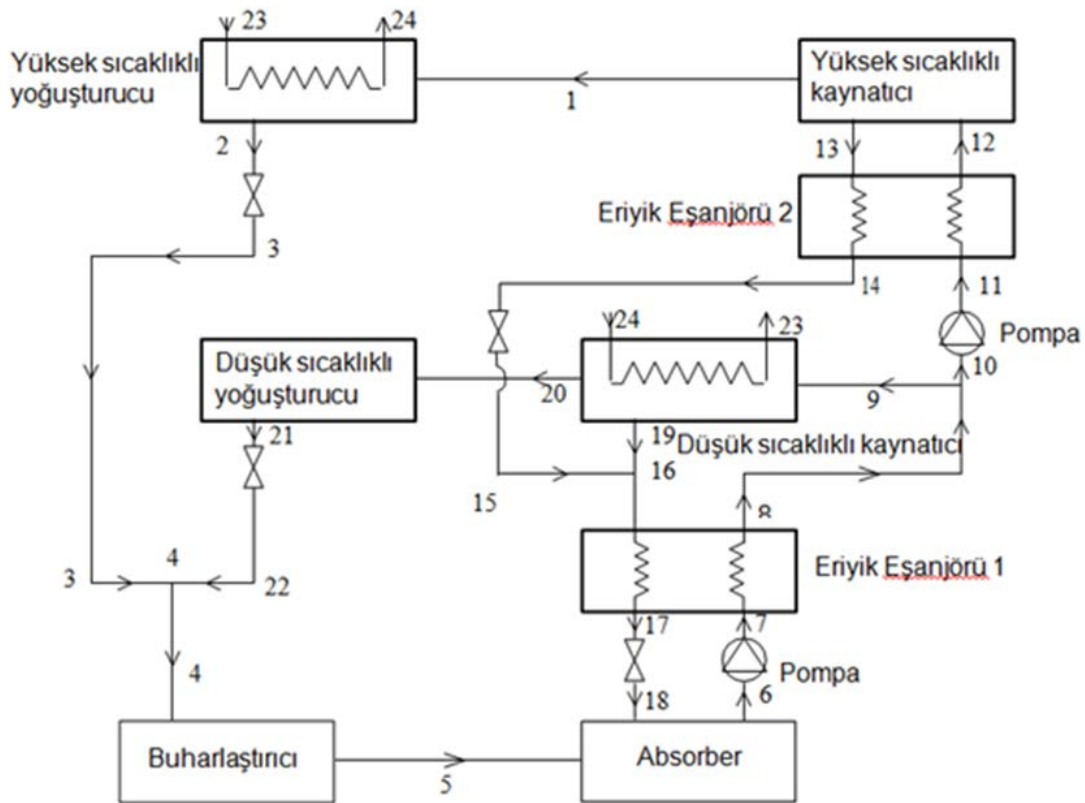
### 3.3.2 Çok Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri

Çok etkili çevrimlerde yüksek sıcaklıkta bir ısı kaynağı sistemde mevcut ise sistem performansını arttırmak için kullanılır.

Çok kademeli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde, yüksek sıcaklık kademesinde atılan ısı, düşük sıcaklık kademesinde ısı kaynağı olarak kullanılarak ek soğutma etkisi oluşturulur.

#### 3.3.2.1 Çift Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri

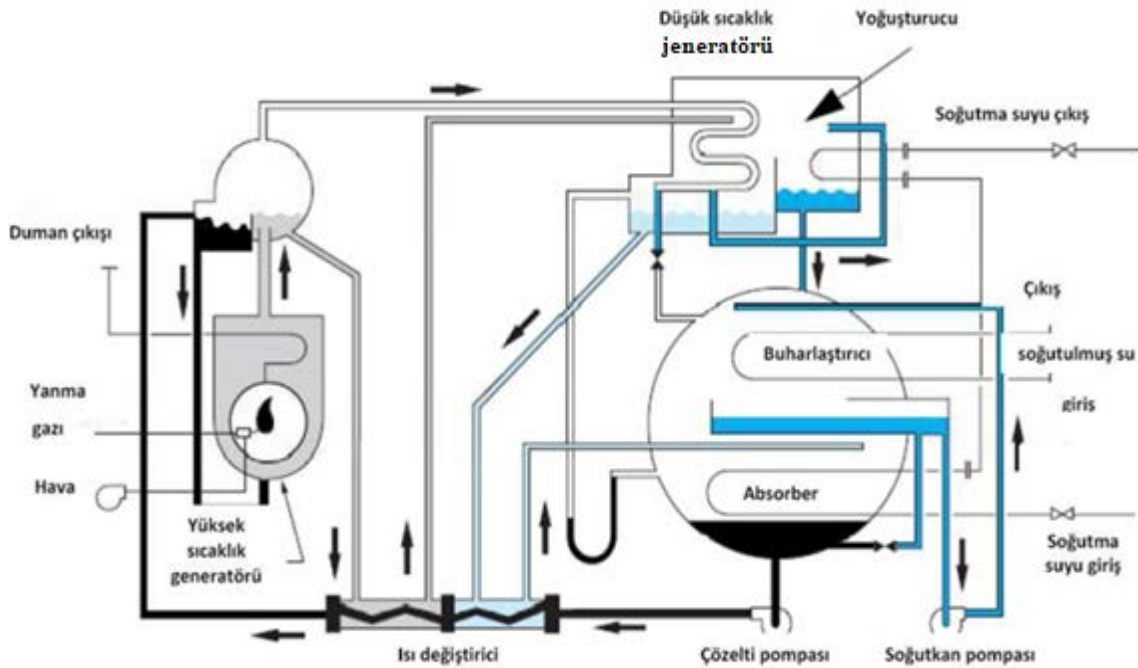
Çift etkili absorbsiyonlu soğutma sistemindeki jeneratör ekipmanında tek etkili sistemlerden farklı olarak daha yüksek enerjili akışkan bulunmaktadır. Bu yüksek enerjinin tek jeneratörde sisteme gönderilmesi mümkün olmadığı için sistemde birden fazla jeneratör kullanılması gerekmektedir. Bu sebeple iki jeneratör kullanımından dolayı bu tür sistemlere çift etkili absorbsiyonlu sistemler denir.



Şekil 3.10. Çift kademeli paralel absorbsiyonlu soğutma sistemi şematik gösterimi



ateşlemeli birincil jeneratör yerine kullanılmıştır ve yoğuşan buharın aşırı soğutulduğu ısı değiştirici kullanılmamıştır.



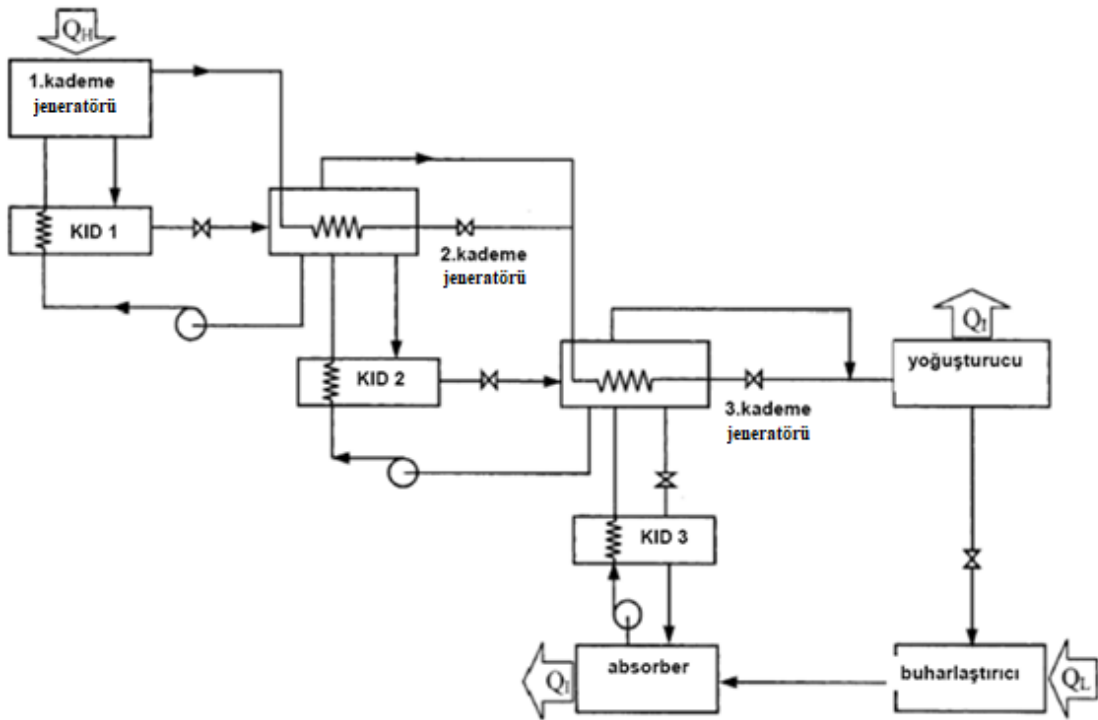
Şekil 3.13. Çift etkili direkt ateşlemeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin ticari uygulaması

### 3.3.2.2 Üç Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri

Şekil 3.14’de üç etkili absorpsiyonlu soğutma sistem şeması verilmektedir. STK’nin artması etki sayısının artırılmasıyla direkt bağlantılı değildir. Eğer etki sayısı artırılırsa, çevrimdeki her bir kademedenin STK’sinin tek etkili sistemin STK’si kadar yüksek olmayacağı unutulmamalıdır.

Etki sayısının artırılması sistemi daha karmaşık hale getirmektedir. Ticari olarak çift etkili çevrimler çok daha uygundur. (Sriksirin, Aphornratana, & Chungpaibulpatana, 2001)

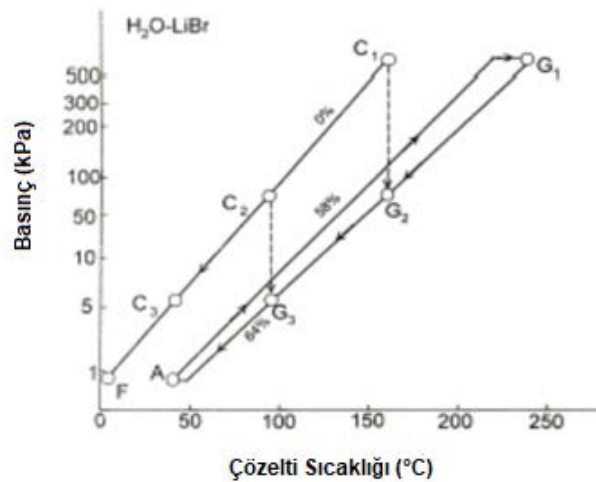
Üç etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde dört basınç kademesi oluşmaktadır. Bir üst basınç kademesindeki yoğuşma ısısı bir alt kademedeki soğutkanı ayırmak için kullanılmaktadır. Ticari olarak prototipleri geliştirilmektedir. H<sub>2</sub>O-LiBr çalışma akışkanlığı prototiplerinin Soğutma Tesir Katsayısı 1,4-1,5 arasındadır. (Sriksirin, Aphornratana, & Chungpaibulpatana, 2001)



Şekil 3.14. Üç Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi Akış Diyagramı

Fakir çözeltili jeneratörlere seri olarak dağıtılmaktadır. Akış diyagramında G1 numaralı jeneratöre ısı verilmektedir. Çevrimde yer alan her üç jeneratörde birbirinden, her üç kademe de dolaşan absorbent ve soğutucu akışkan cinslerinin farklı olması ile ayrılmaktadır. (Grossman, Wilk, & DeVault, 1994).

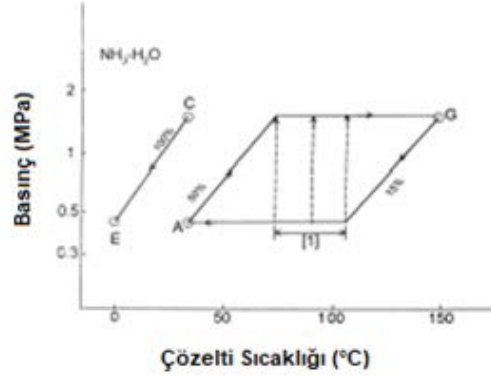
Şekil 3.15'de dört basınç kademeli üç etkili H<sub>2</sub>O-LiBr eriyiği kullanan çevrimin P-T diyagramı gösterilmektedir.



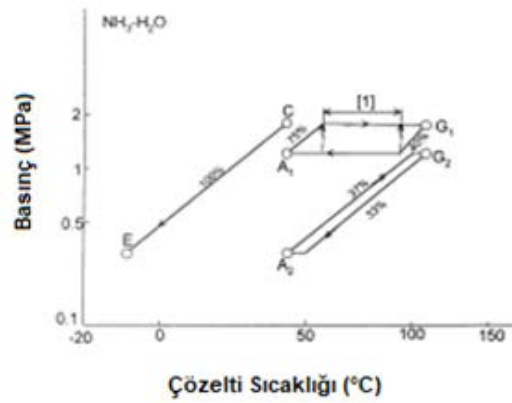
Şekil 3.15. Üç Etkili Çevrimin P-T diyagramı



Şekil 3.17’de jeneratör absorber ısı değişim çevrimi gösterilmiştir. Bu çevrim düşük basınç devresinden (A2 ve G2) ve yüksek basınç devresi (A1 ve G1) oluşmaktadır. (Christensen, Chen, & Kang, 1996).



Şekil 3.17. Jeneratör ile absorber ısı değişim çevrimi P-T diyagramı

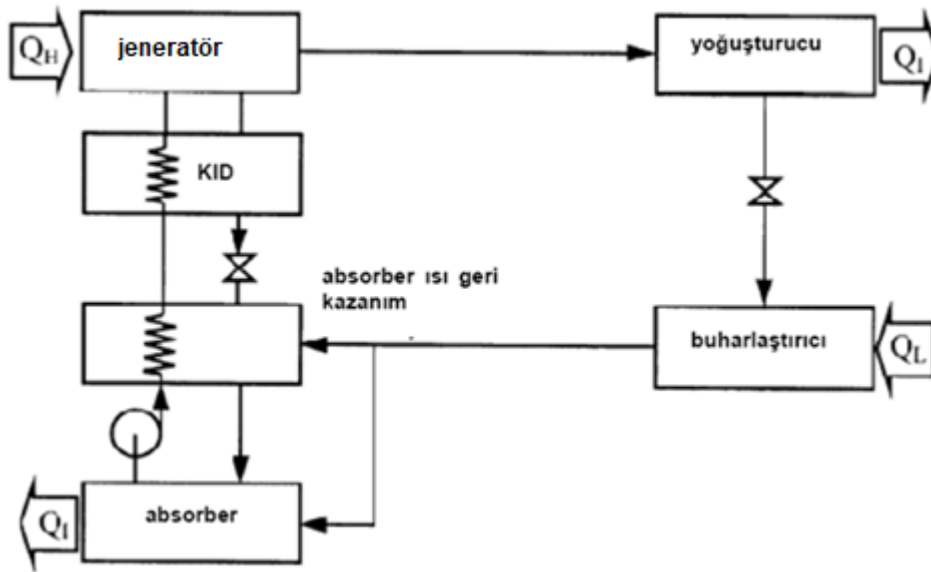


Şekil 3.18. İki etkili jeneratör absorber ısı değ. çevrimi (GAX) P-T diyagramı

### 3.3.4 Absorber ısı geri kazanımlı absorbsiyonlu soğutma sistemleri

GAX çevrimine benzer olarak, bu sistemde de absorber iki bölmeye ayrılmıştır. Isı atımı iki farklı sıcaklıkta olmaktadır. Düşük sıcaklık bölümü çevre ortama ısı atımını gerçekleştirmektedir. Yüksek sıcaklık bölümü ise zengin çözeltinin ön ısıtılmasında kullanılmaktadır. Jeneratöre olan ısı girdisinin azaltılması ile Soğutma Tesir Katsayısı artmaktadır. (Srihirin, Aphornratana, & Chungpaibulpatana, 2001)

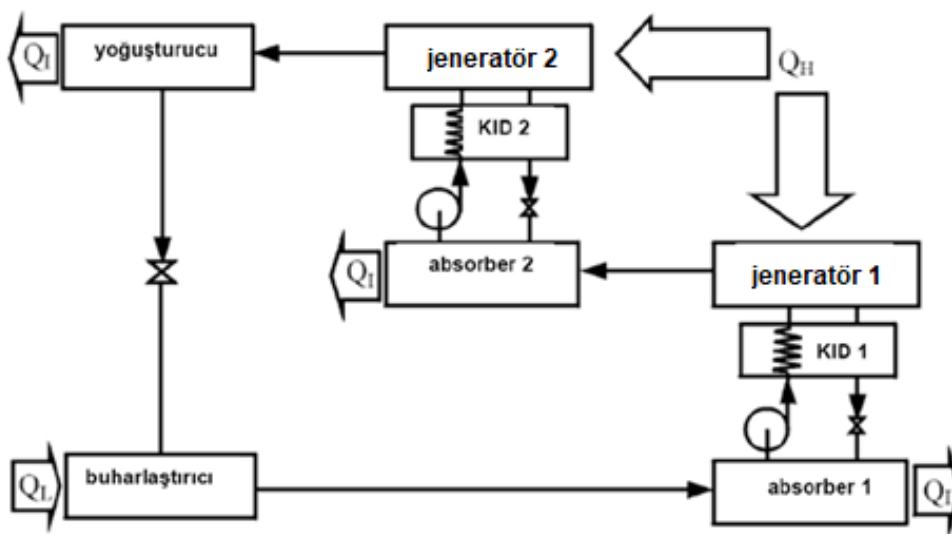
Absorber ısı geri kazanımlı absorbsiyonlu soğutma çevrim şeması Şekil 3.19’da sunulmuştur.



Şekil 3.19. Absorber geri kazanımlı absorpsiyonlu soğutma sistemi

### 3.3.5 Yarım Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

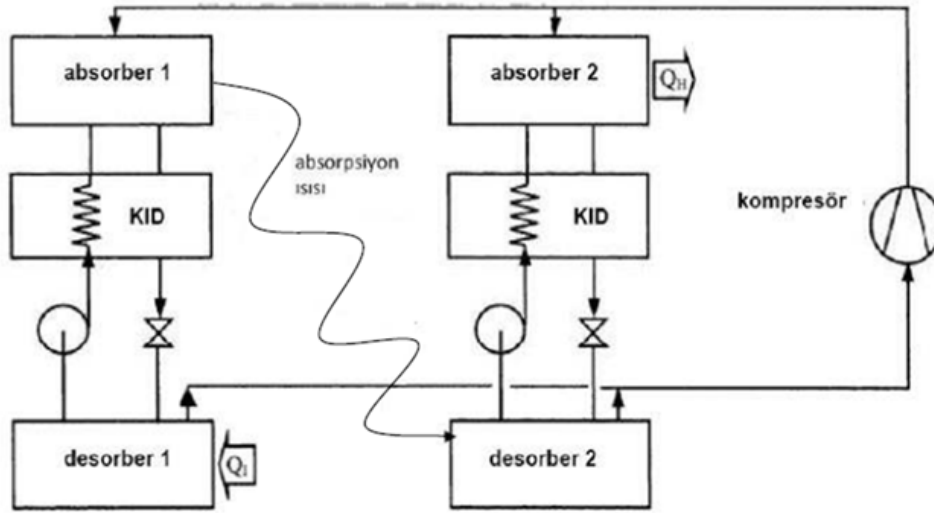
Şekil 3.20’de gösterilen yarım etkili absorpsiyonlu soğutma çevriminde ısı kaynağı iki jeneratörü de beslemektedir. İki absorberde gerçekleşen ısı çevreye atılmaktadır. Jeneratör 1’de buharlaşan soğutucu akışkan, absorber 2’de jeneratör 2’den gelen zayıf çözelti tarafından absorbe edilir. Absorber 2 ve jeneratör 1 orta seviye basınçta işletilmektedir. Bu sistemin STK’si tek etkili absorpsiyonlu çevrime göre, dış ortama daha fazla ısı attığından %50 oranlarında daha düşüktür. Ancak sistem düşük sıcaklıkta ısı kaynağıyla çalışabilmektedir. (Srihirin, Aphornratana, & Chungpaibulpatana, 2001)



Şekil 3.20. Yarım Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimi

### 3.3.6 Birleştirilmiş buhar absorpsiyon-sıkıştırma çevrimi

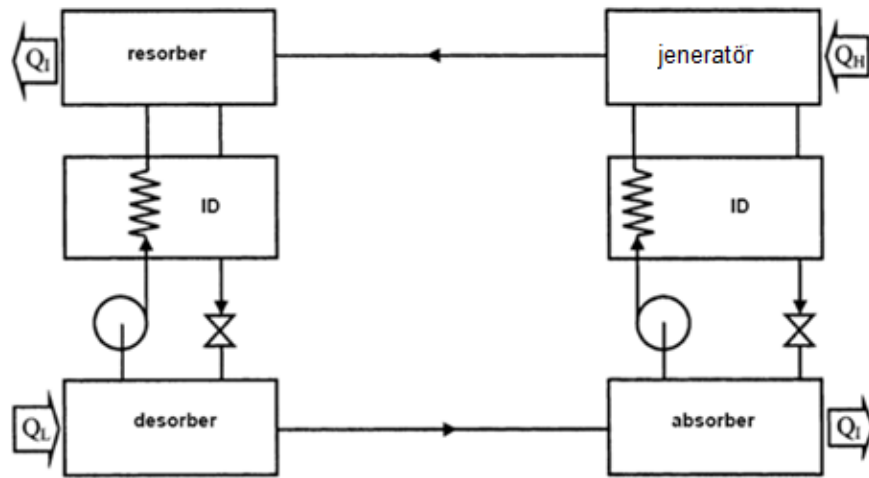
Birleştirilmiş buhar absorpsiyon-sıkıştırma çevriminin çeşitli tasarımları vardır. Bunlar yüksek Soğutma Tesir Katsayısı değerlerine ulaşabilirler. Karmaşıktırlar ve tahrik enerjisi mekanik iştir. Bu yüzden bunlar ısıyla çalışan sistemler olarak düşünülmemesi gerekir.



Şekil 3.21. Çift etkili absorpsiyon-sıkıştırma çevrimi

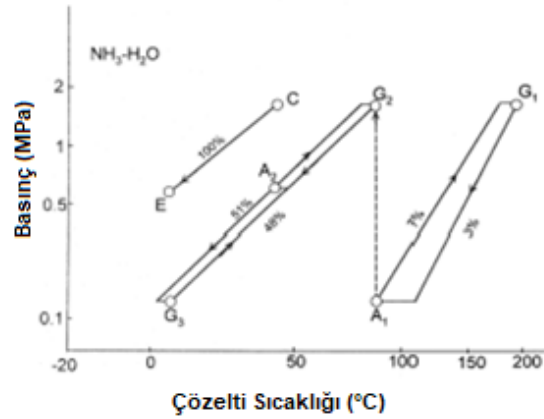
Şekil 3.21'de çift etkili buhar absorpsiyon-sıkıştırma çevrimi gösterilmektedir. Absorber 1'den atılan ısı desorber 2'yi besler. Isı transferi dahili olarak gerçekleşir. Böylece ortalama basınç oranındaki büyük sıcaklık farklılıklarının üstesinden gelinmiş olunur. (Srihirin, Aphornratana, & Chungpaibulpatana, 2001)

### 3.3.7 Sorpsiyon-resorpsiyon çevrimi



Şekil 3.22. Sorpsiyon-resorpsiyon çevrimi

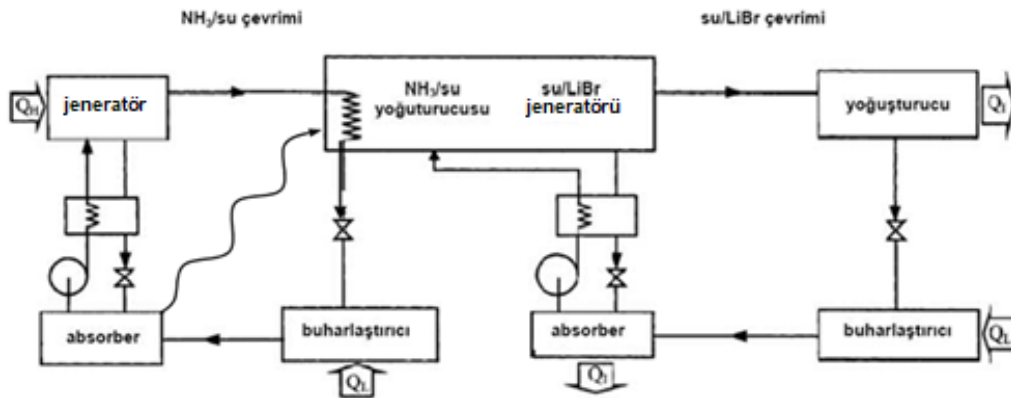
Sorpsiyon-resorpsiyon çevrim fikri Altenkrich tarafından 1913 yılında ortaya atılmıştır. Çevrimde bir yerine iki karışım devresi bulunur. Klasik tek etkili absorpsiyonlu sistemdeki yoğuşturucu ve buharlaştırıcı yerine resorber ve desorber bulunur. Karışım devre konsantrasyonları değişebilir ve bu sayede çevrim bileşenlerinin sıcaklıkları ve basınçları istenilen şekilde ayarlanabilir. (Srihirin, Aphornratana, & Chungpaibulpatana, 2001)



Şekil 3.23. İki etkili resorpsiyonlu ara basınç çevrimi P-T diyagramı

Şekil 3.23'de iki etkili resorpsiyonlu çevrimin diyagramı gösterilmektedir. (Akdemir & Güngör , 2001)

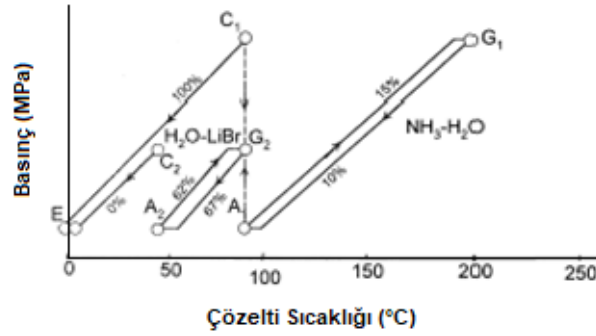
### 3.3.8 Çift çevrimli absorpsiyonlu soğutma



Şekil 3.24. Çift çevrimli absorpsiyonlu soğutma diyagramı

Çift çevrimli absorpsiyonlu soğutma sistemi paralel çalışan çift etkili absorpsiyonlu sisteme benzemektedir. Ancak bu sistem farklı çalışma akışkanları kullanan iki ayrı çevrimden oluşmaktadır. NH<sub>3</sub> sistemi dış ısı kaynağından verilen ısıyla

çalışır. Absorberinden ve yoğuşturucusundan atılan ısı  $H_2O-LiBr$  sisteminde ısı kaynağı olarak kullanılır.  $LiBr$  sistemi yoğuşturucu ve absorberdeki ısı dış ortama atılır. Soğutma etkisi ise her iki buharlaştırıcıdan sağlanmaktadır. (Srikhirin, Aphornratana, & Chungpaibulpatana, 2001)

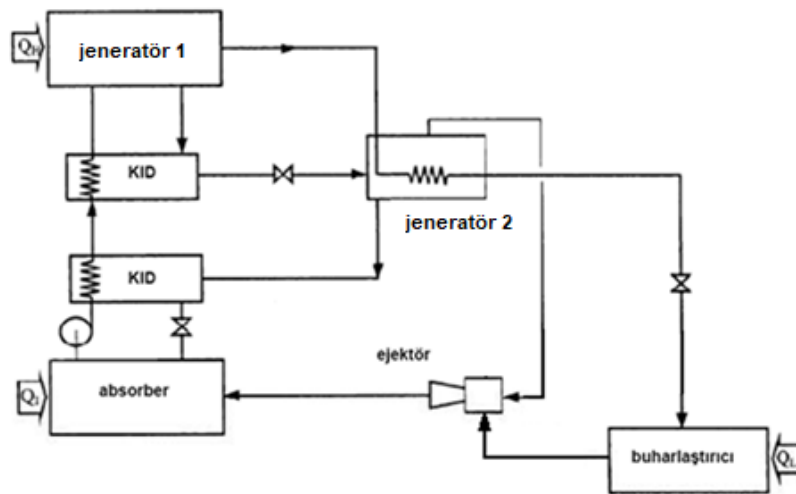


Şekil 3.25. İki akışkanlı iki kademe ve üç etkili çevrimin P-T diyagramı

Şekil 3.25’de iki kademeli iki akışkan çiftli ve üç etkili çevrim gösterilmektedir (Devault & Marsala, 1990).

### 3.3.9 Ejektörlü absorpsiyonlu soğutma çevrimi

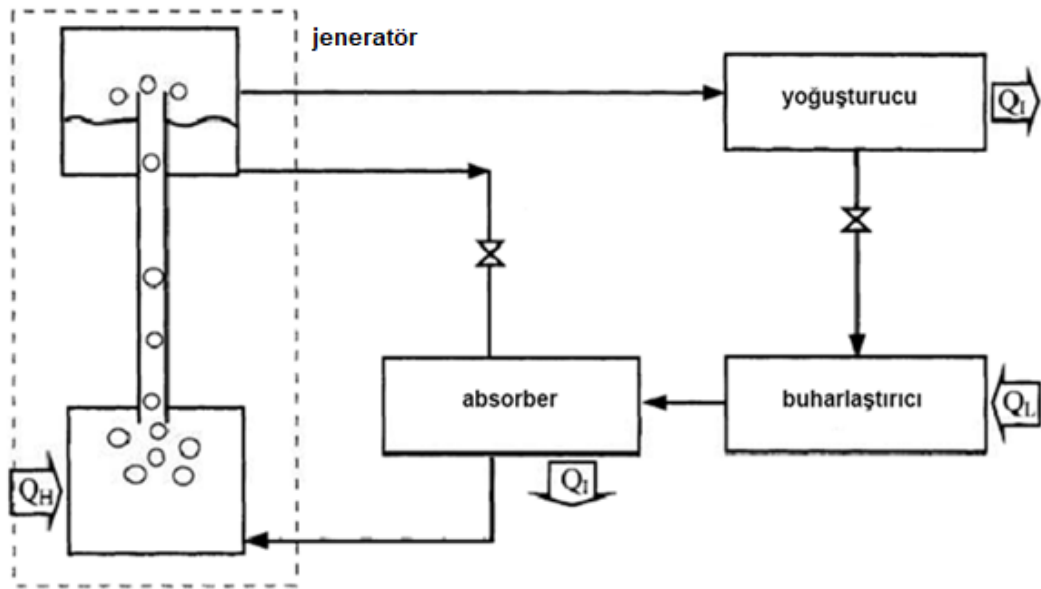
Ejektörlü absorpsiyonlu sistemlerdeki ejektörler, basınç artışını herhangi bir mekanik enerjiye ihtiyaç duymadan meydana getirme özelliğine sahiptirler. Bu özellikleri ile ejektörler basınç artışı meydana getiren kompresör ve pompa gibi diğer sistem elemanlarından daha basit ve emniyetli yapıya sahip olmuşlardır. Görevleri ise ısı kaynağının sıcaklığını azaltarak daha düşük bir sıcaklığa düşürülmesini sağlamaktır. (Özalp, 2004)



Şekil 3.26. Ejektör-absorpsiyon çevrimi

Şekil 3.26’da gösterilen ejektörlü absorpsiyon soğutma çevrimi Kuhlenschmidt tarafından geliştirilmiştir. Tuz absorbent bazlı bir çalışma akışkanı kullanan, düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında çalışabilen ve hava soğutmalı bir absorber bulunduran bir absorpsiyon sistemidir. Bu sistemde çift kademeli absorpsiyonlu sistemdeki gibi iki kademe jeneratörü vardır. Buharlaştırıcıdan buhar soğutucu akışkan ejektöre gönderilir. Jeneratör 2’den ejektöre giren düşük basınçlı buhar soğutucu akışkan da ejektörü tetikleyici etken olur. Ejektörden buhar absorbere tahliye edilir ve absorber basıncının buharlaştırıcı basıncından daha yüksek olması sağlanır. Böylece absorberdeki karışım konsantrasyonu, sistemin düşük buharlaştırıcı sıcaklığıyla veya yüksek absorber sıcaklığıyla çalıştırılması gereken durumlarda kristalleşmeden korunabilir. Bu sistemde yoğuşturucu yoktur. Yüksek basınçlı buhar soğutucu akışkan ikinci kademe jeneratörde yoğuşturulur ve düşük basınçlı buhar soğutucu akışkan da ejektör için itici akışkan olarak kullanılır. Ancak STK’sinin buhar soğutucu akışkanın bir kısmının doğrudan absorbere tahliye edilmesiyle herhangi bir soğutma etkisi meydana getirmemesinden dolayı tek kademeli bir absorpsiyonlu sistemden daha yüksek olması beklenmemelidir. (Srikhirin, Aphornratana, & Chungpaibulpatana, 2001)

### 3.3.10 Osmotik-membran absorpsiyon çevrimi



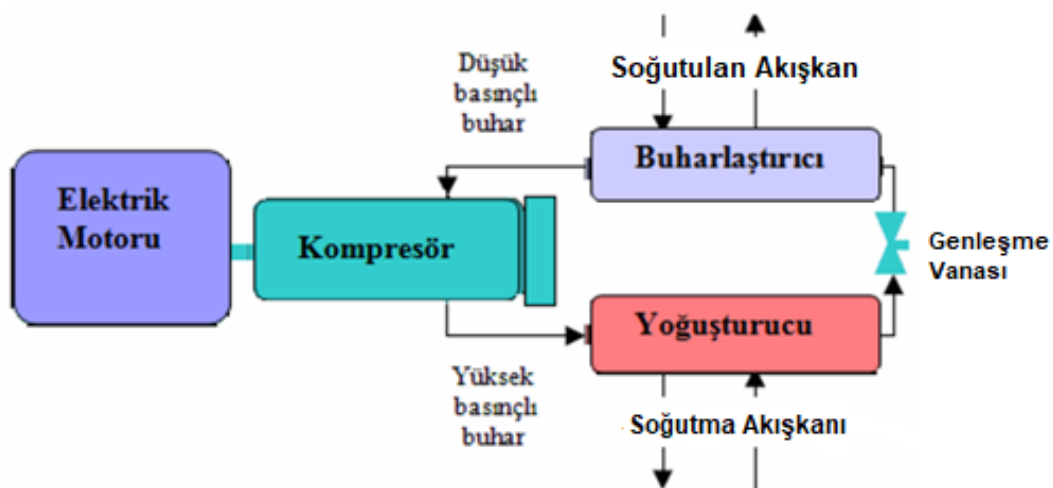
Şekil 3.27. H<sub>2</sub>O-LiBr çalışma akışkanlı kendinden sirkülasyonlu absorpsiyon sistemi

Şekil 3.27’de gösterilen H<sub>2</sub>O-LiBr çalışma akışkanlı tek etkili kendinden sirkülasyonlu absorpsiyonlu soğutma sistemi Japon Yazaki firması tarafından

geliştirilmiştir. Soğutucu akışkan olarak suyun kullanıldığı bu sistemde absorberden karışım jeneratöre bir kabarcık pompasıyla sirküle edilir. Jeneratörden zayıf çözelti yer çekimi etkisiyle absorbere geri döner. Kabarcık pompasının etkisiyle karışım aynı zamanda kaynatılır ve pompalanır. (Srihirin, Aphornratana, & Chungpaibulpatana, 2001)

### 3.4 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi ile Buhar Sıkıştırma Soğutma Sistemlerinin Karşılaştırılması

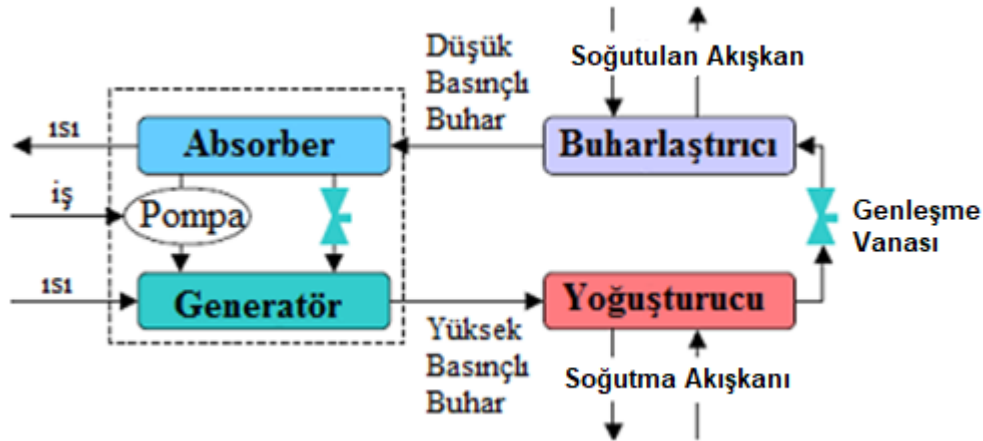
Her iki çevrimin de ortak özelliği dört kademedен meydana gelmesidir. Bu kademeler; sıkıştırma, yoğuşma, genleşme ve buharlaşma'dır. Buhar sıkıştırma mekanik soğutma çevrimleri tüm kademelerinde aynı ve tek soğutucu akışkan kullanmaktadır. Sıkıştırma kademesinde soğutucu akışkan buhar fazında olduğu için bu kademedeki kompresörde fazla miktarda elektrik tüketimi olmaktadır. Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinden farklı olarak sıkıştırılan akışkan buhar halinde değil sıvı fazdadır. Sıkıştırma kademesindeki kompresörün yerini absorpsiyonlu çevrimde absorber, jeneratör ve çözelti pompası alır. Sıkıştırma kademesindeki iş prosesinde soğutucu akışkan çifti soğutucu ve absorbe edici görevlerine sahip iki akışkan çifti çözeltisinden meydana gelmektedir. Sıkıştırma işi ısı enerjisi ile çalışan jeneratör ile elektrik enerjisi ile çalışan eriyik pompasından meydana gelir. Pompanın yaptığı iş jeneratörün meydana getirdiği ısı ekserji miktarına göre önemsenecek boyuttadır.



Şekil 3.28. Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi Şematik Gösterimi

Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde sistemi meydana getiren elemanların hareketli parçaları az olduğu için absorpsiyonlu sistemler daha sessiz çalışmaktadırlar.

Sistemdeki tek hareketli eleman olan eriyik pompasını hareket ettiren motor ile aynı kapasiteye sahip buhar kompresyonlu mekanik soğutma sistemlerindeki motorlar karşılaştırıldığında daha küçük boyutlara sahip olmaktadır. (Akdemir Ö. , 2001)



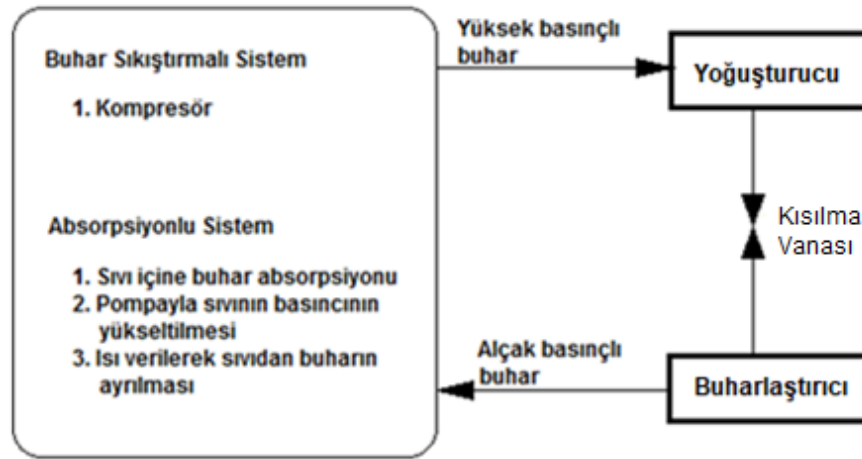
Şekil 3.29. Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi Şematik Gösterimi

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde talep edilen soğutma yükünü karşılayabilmek için değişik güçlerde kompresörlerin kullanılması ve bu kompresörlerin yüksek elektrik tüketimlerinin karşılanması gerekmektedir. Bunun sonucu olarak ise sistemden yüksek soğutma tesir katsayıları elde edilmektedir. Buna karşın absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde sistemin ihtiyacı olan enerjiyi yenilenebilir enerji kaynaklarından veya işletmedeki atık ısı kaynaklarından karşılayabildiği için işletme maliyeti buhar sıkıştırımlı sistemlere göre daha azdır.

Absorpsiyonlu çevrimlerin soğutma verimleri buhar sıkıştırımlı çevrimlere göre oldukça düşüktür.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde soğutma verimlerini arttırmak için çift etkili sistemler geliştirilmiştir. Bu gibi sistem iyileştirmeleri absorpsiyonlu soğutma sistemlerini alternatif çevrimlere göre daha avantajlı konuma getirecektir.

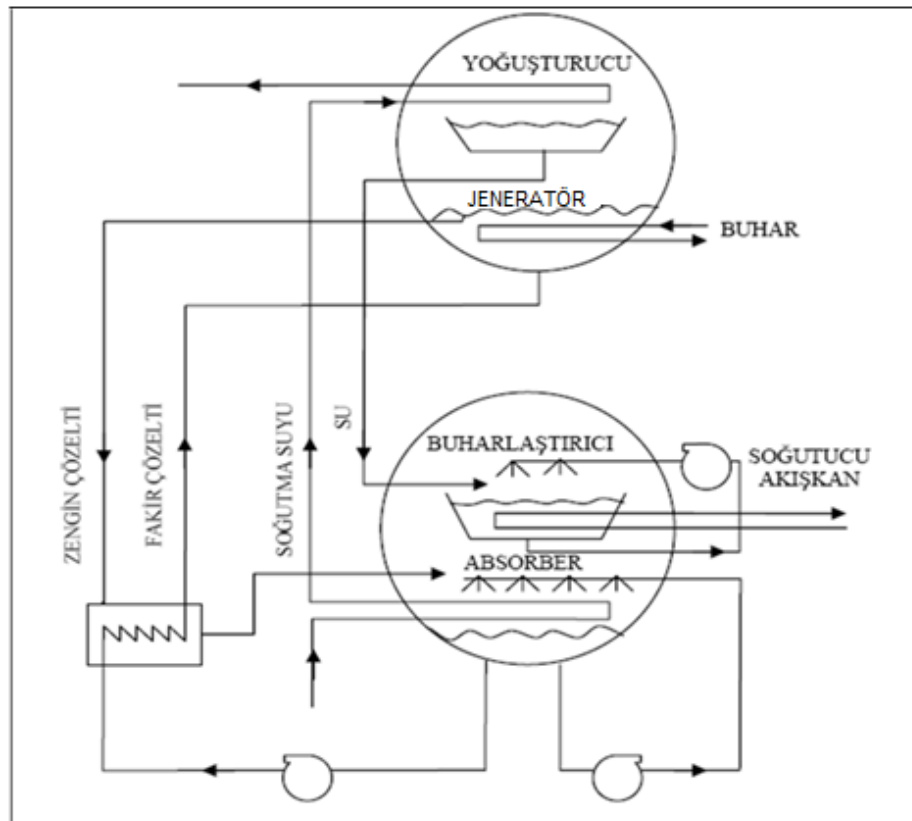
Şekil 3.30'daki soğutma sisteminde alçak basınçtaki buharın daha yüksek basınçlardaki buhara dönüştürülmesi aşamaları ve bu aşamalarda sistemde kullanılan ekipmanlar görülmektedir.



Şekil 3.30. Absorpsiyonlu ve Buhar Sıkıştırma Mekanik Soğutma Sistemi

### 3.5 Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Temel Elemanları

Sistemin temel elemanları, yoğuşturucu, jeneratör (kaynatıcı), buharlaştırıcı, absorber ve solüsyon pompası olmaktadır. Aşağıdaki şekilde absorpsiyonlu bir soğutma sisteminin ticari olarak uygulamada kullanılmış diyagramı verilmiştir. (Akdemir & Güngör , 2001)

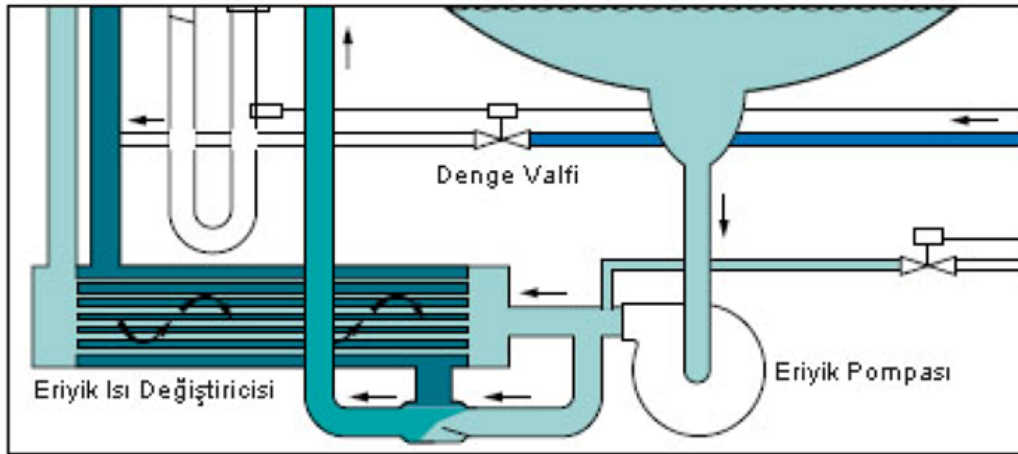


Şekil 3.31. Absorpsiyonlu soğutma sisteminin ticari uygulaması

### 3.5.1 Solüsyon Pompası

Yapısal olarak solüsyon pompaları hermetik pozitif deplamanlı cihazlardır. Solüsyon esnek bir diyaframa benzer yalıtım parçasının alternatif hareketi tarafından emme ve boşaltma valfleri yoluyla hareket ettirilir. Hidrolik sıvı darbelerinden gelen alternatif hareket, emme basıncı atmosferik olan bir vana veya pompa tarafından esnek yalıtım parçasının karşı tarafına dağıtılır.

Sistemdeki tankın dibinde konsantrasyon oranına göre çökelmiş düşük konsantrasyonlu LiBr solüsyonu bulunmaktadır. Solüsyon pompası vasıtasıyla LiBr konsantrasyonu ön ısıtma amacı ile ısı değiştiricisine gönderilir. Isı değiştiricisinde üst tanktan gelen konsantre LiBr solüsyonunun görevi düşük konsantrasyonlu LiBr solüsyonunu ısıtmaktır.



Şekil 3.32. Eriyik Pompası (York, 2012)

### 3.5.2 Jeneratör (Kaynatıcı)

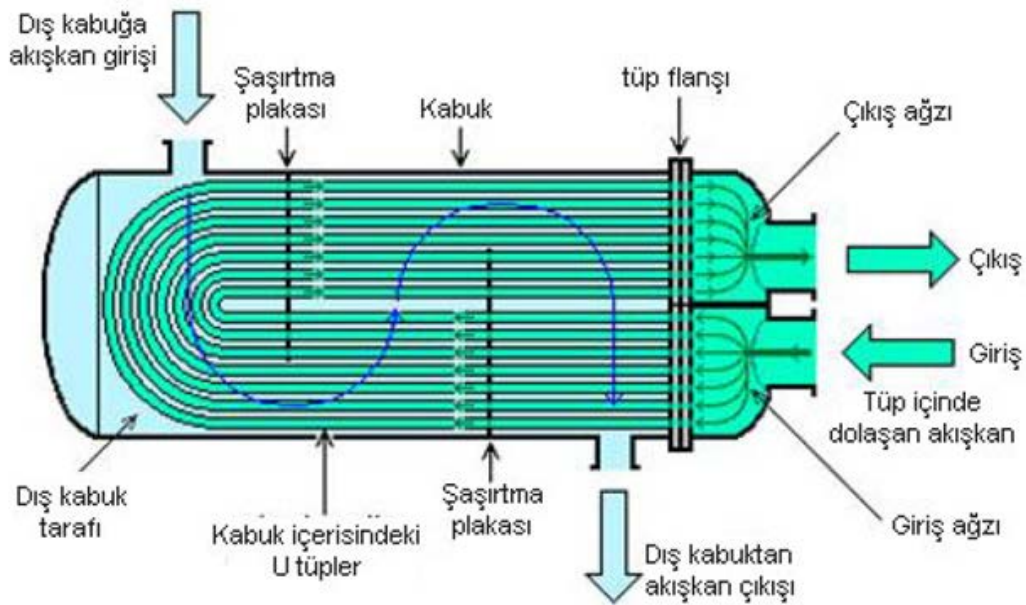
Yapısal olarak jeneratörler, yanma ürünlerinden ısı çıkarmak için dış taraftan kanatlı, dikey tanklardır. İçten yükselen meydana gelmiş buhar ve azalan zayıf absorbent arasında yakın karşı akış teması meydana getirmek için bir çözümleyici plaka sistemi vardır. Atmosferik gaz brülörü jeneratörü ateşler. Çıkan alev borusu karışık ürünleri absorber ve kondenserden geçen hava ile karışır ve yeterli yanma hava akışını sürdürmek için kondenser hava fanının çekimine bağlıdır.

Jeneratörü Li-Br çalışma çifti için açıklayacak olursak; zayıf Li-Br solüsyonu ısı değiştirgecini terk ettikten sonra üst tanka hareket eder. Zayıf Li-Br solüsyonu, hem buhar hem de sıcak su taşıyan boru demetini çevreler. Boru demetindeki buhar ve sıcak

su, zayıf Li-Br solüsyon havuzuna ısı transferi yapar ve zayıf solüsyon kaynamaya başlar. Bu sırada kaynama sonrası meydana gelen buharlaşma sonucu, zayıf Li-Br solüsyonu tankın üst kısmındaki yoğuşturucuya soğutucu buhar gönderir ve tankın dibinde konsantre Li-Br solüsyonu kalır. Konsantre Li-Br solüsyonu, ısı değiştirgecine giderek jeneratöre pompalanan zayıf Li-Br solüsyonuna ön ısıtma yapar.

### 3.5.3 Yoğuşturucu (Kondenser)

Soğutucu buhar üzerindeki ısı yükünü soğutucu suya transfer etmek için ilk önce nem tutuculara daha sonra ise yoğuşturucu içerisindeki çapraz akışlı boru demetine gönder. Yoğunlaşan ve tüpler içerisindeki hareketi vasıtasıyla soğutucu suya ısı transferi yapan buharın yoğunluğu arttıkça yoğuşturucunun dibindeki tankta toplanır. Bu ısı transferi sonucunda soğutucu su ısınmış olarak yoğuşturucudan çıkarken, soğutucu buhar ise yoğunlaşarak yoğuşturucunun dibindeki tankta toplanmış olur.



Şekil 3.33. Su Soğutmalı Yoğuşturucu şematik görünümü (Wikipedia 2. , 2016)

### 3.5.4 Buharlaştırıcı (Evaporatör)

Soğutulacak sıvı, soğutma yükünü absorber eden buharlaşan absorberi taşıyan bir kabinin üzerine damıtılır. Tank atmosfer basıncındadır ve üniteler, soğutulan sıvıyı yük kaynağına sirküle etmek için bir pompa içerir. Buharlaştırıcıya giden soğutucu tıkaç bobinleri yardımıyla yoğuşturucudan ölçülür. Soğutucu ısı eşanjörünün bir iç içe tüp tipi, soğutucunun ağırlığı başına maksimum soğutma etkisini sağlamak için kullanılır. Bu, özellikle bu çevrimlerde etkilidir.



**Şekil 3.34.** Buharlaştırıcı (Evaporatör) (Alfa-Laval, 2016)

Buharlaştırıcının çalışma prensibini referans olarak seçilen Li-Br çalışma çifti için açıklayacak olursak; soğutma suyu, üst tanktaki yoğuşturucudan alt tanktaki buharlaştırıcıya gönderilir. Buharlaştırıcıya gelen soğutma suyu buharlaştırıcının içerisindeki boru demetleri üzerine püskürtülür. Alt tankta meydana gelen fazla vakum (0,8 kPa=6 mmHg) etkisi ile birlikte soğutma suyunu yaklaşık 39°F 'de kaynatmaya başlar. Kaynama olayı sonucunda soğutucu etki meydana gelir. Absorberde ise vakum etkisi sırasında soğuk su elde edilir.

### 3.5.5 Absorber

Absorbsiyonlu soğutma çevriminde buharlaştırıcı elemanında buharlaşan soğutucu akışkanın basıncı absorberin basıncından daha düşüktür. Bu sebepten dolayı absorbere doğru bir akış meydana gelir.

Absorberdeki bu düşük basınç, konstantre absorbent çözeltisinin (kuvvetli çözelti) soğutucu akışkan buharının molekülleri üzerine çok güçlü bir çekim kuvveti göstermesi ile meydana gelir. Soğutucu akışkan buhar moleküllerine büyük bir çözelti yüzeyi kazandırmak, dolayısıyla hızlı bir yoğunlaşma prosesi oluşturmak için absorbent çözeltisi, absorbere püskürtülür. Absorberde üç çeşit ısı tahliye edilmektedir:

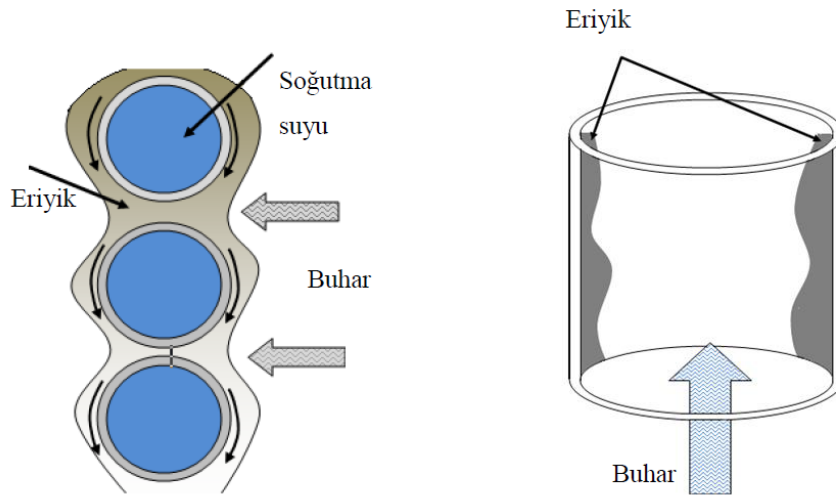
1. Absorbentin içindeki, buhar yoğunlaşmasından kaynaklanan yoğunlaşma ısısı
2. Su buharının absorbentle birlikte çözeltiye katılması sırasındaki seyreltme ısısı
3. Duyulur ısı

Absorberin ısı ve kütle transfer katsayısını artırmak için farklı tasarımlarda absorber tipleri mevcuttur. Bunlar temel olarak ;

- Film absorber
- Adyabatik absorber
- Bubble absorber
- Membrane absorber

Bunlardan en çok kullanılanı film absorberlerdir. İnce film tabakası sayesinde yüksek ısı transfer katsayısına sahiptir ve absorpsiyon sürecinde stabildir. Fakat film absorberlerde ıslaklık sorunu göze çarpar. Tasarımcı bu durumu göz önünde bulundurarak tasarım yapmalıdır. Film absorberler ise kütle transferi katsayısının artması için bazı katkı maddeleri kullanılmaktadır.

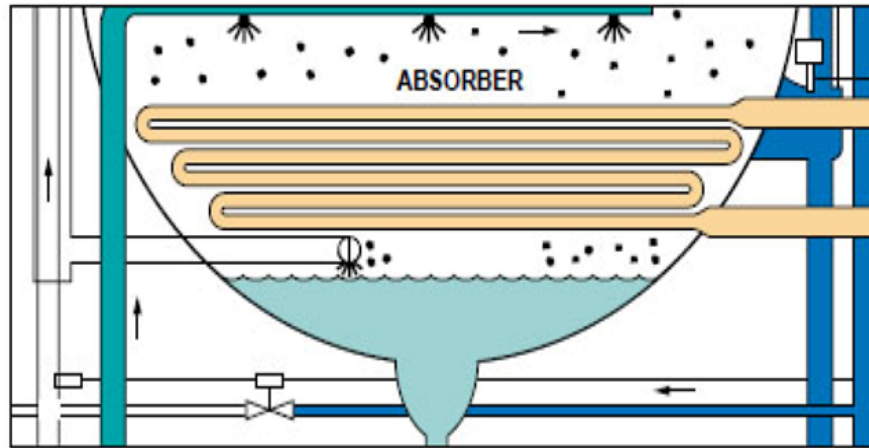
Şekil 3.35’de görüldüğü üzere yatay borulu ve dikey borulu tipleri mevcuttur. Yatay borulu tiplerinde eriyik boru dışından film şeklinde akarken buhar eriyiğe absorbe olur. Dikey borulu tiplerde ise eriyik boru içerisinde borunun iç cidarında film şeklinde akarken yine borunun iç kısmında hareket eden buhar ile karşılaşır ve kütle transferi meydana gelir. (Bahena & Romero, 2014)



Şekil 3.35. Film absorber şematik şekli

Absorberin çalışma prensibini referans akışkanı olarak seçilen LiBr çalışma çifti ile açıklayacak olursak; yüksek vakum etkisi ile kaynatarak buhar fazına geçen soğutucu buhar evaporatörden absorbere gönderildikçe jeneratördeki yoğunlaştırılmış LiBr solüsyonu, absorberdeki boru dizisi üzerine püskürtülür. Buharlaştırıcıda büyük vakum etkisi meydana getiren yoğunlaştırılmış LiBr soğutucu buharı, solüsyonu kendine doğru çeker. Soğutucu buharın LiBr içine absorbe edilmesi olayı ile soğutma sıvısı tarafından transfer edilen ısı da açığa çıkar. Konsantrasyonu az olan LiBr solüsyonu, solüsyon pompasına gönderilmek üzere tankın altında birikmeye başlar ve sistem döngüsü böyle

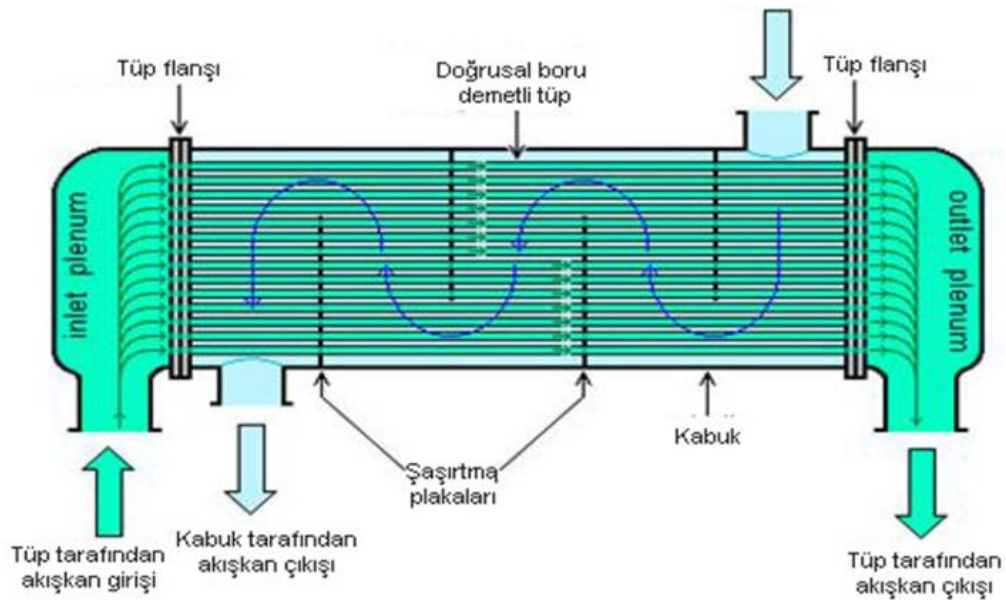
devam eder.



Şekil 3.36. Soğurucunun (Absorber) şematik gösterimi (York, 2012)

### 3.5.6 Isı Eşanjörü

Güçlü ve zayıf absorbent arasındaki ısı transferi, kısmen güçlü absorbent taşıyan bir bobinin, analizör plakaları yoluyla spiral yaptığı jeneratör-analizör içinde ve kısmen, solüsyon kılcalı yoluyla jeneratörden ölçülen güçlü absorbentin, zayıf absorbent taşıyan bir helisel bobinin üzerinden geçtiği solüsyonla soğutulmuş absorberde meydana gelir.



Şekil 3.37. Tek geçişli Isı Değiştiricisinin Şematik Gösterimi (Wikipedia 2. , 2016)

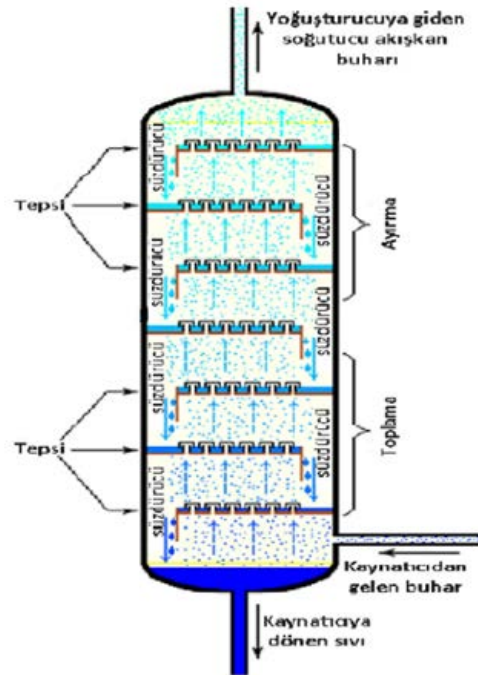
Solüsyonla soğutulmuş absorberde, güçlü absorbent, evaporatörden gelen buharın birazını absorber eder. Bu sayede çevrimin STK'sini iyileştirmek için absorpsiyon ısını

çevrim içinde tutar. Güçlü absorbent ve absorber edilmiş buhar, solüsyonla soğutulmuş absorberden, absorpsiyonun tamamlandığı ve absorpsiyon ısısının havaya atıldığı hava ile soğutulmuş absorbere kadar devam eder.

Tarif edilen solüsyonla soğutulmuş absorbere bir alternatif jeneratör basıncında zayıf absorbent ile olurken, güçlü absorbentin fazla soğutulduğu ve sonra girişte evaporatörden hava soğutmalı absorbere kadar soğutucu buharı ile birleştiği bir iç içe boru eşanjörüdür.

### 3.5.7 Ayırıcı (Doğrultmaç – Zenginleştirme Kolonu)

Jeneratörden çıkan buhar, halen bir miktar su buharı içermektedir. Buhar soğutularak içerdiği su buharı önemsiz bir miktara kadar azaltılmaktadır. Redresör, zayıf absorbenti solüsyon pompasından, solüsyonla soğutulan absorber ve jeneratöre götüren bir spiral bobin içerir. Hava soğutmalı yoğuşturucuya kadar devam eden buhar ve jeneratöre geri akan bobinden yoğunlaşma arasındaki karşı akış temasına yardımcı olmak için bir tür conta dahil edilmiştir.



Şekil 3.38. Ayırıcı (Wikipedia, 2016)

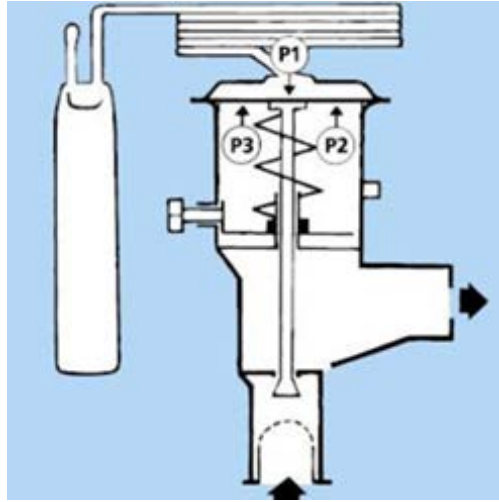
### 3.5.8 Kısılma Vanası

Termostatik kısılma vanaları 3 temel basınç değeri üzerinden tanımlanır. Şekil 3.39'da görülen P1, P2 ve P3 basınçları:

**P1.** Kısılma vanasını açık konuma getirme doğrultusunda, buharlaştırıcı çıkışına bağlanan sıcaklık sensöründen aldığı değerlere göre çalışır.

**P2.** Buharlaşma basıncında valfi kapama doğrultusunda çalışır.

**P3.** Valfi kapama doğrultusunda çalışan yay basıncıdır. (Danfoss, 2016)



Şekil 3.39. Kısılma Vanası (Danfoss, 2016)

Yoğuşturucudan (Kondenser) yüksek basınçta sıvı olarak çıkan soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan ısı alıp buharlaşabilmesi için basıncının düşürülmesi gerekmektedir. Bu basınç düşürme işlemleri kısılma vanası vasıtasıyla olmaktadır. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde iki adet kısılma vanası mevcuttur. Endüstriyel ve ticari iklimlendirme ve soğutma alanında kullanılan genel olarak beş tip kısılma vanası tipi mevcuttur. (Yamankaradeniz, Horuz, Kaynaklı, Çoşkun, & Yamankaradeniz, 2009)

- El ayar vanası
- Otomatik kısılma vanası
- Termostatik kısılma vanası
- Elektrikli kısılma vanası
- Kılcal boru
- Şamandıralı ayar vanası

### 3.6 Akışkan Çiftlerinin Genel Kullanım Özellikleri

Soğutucu akışkan ve absorbent olmak üzere absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde iki akışkan çifti bulunmaktadır. Buharlaştırıcıda meydana gelen soğutma işlemi soğutucu akışkanın buharlaşması ile oluşurken absorpsiyon işlemi ise absorberde

çevrimin belirli bir kısmında soğutucu akışkanı taşıyan absorbent tarafından meydana getirilmektedir.

Soğutma uygulamalarında soğutma kapasitesi ve sistemin soğutma verimini etkileyen en önemli etken uygun akışkan çiftlerinin seçimidir. Soğutucu akışkan-absorbent birleşimleri kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde aranan en önemli özellikler ise; sistemde kullanılan akışkan birleşimlerinin kristalizasyon riskinin olmaması, minimum akışkan debisi ile sistemin emniyetli bir şekilde çalışması ve sistemin ilk yatırım maliyetinin az olmasıdır.

Tablo 3.3’de absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan çiftleri sunulmuştur. (Akdemir & Güngör , 2001)

**Tablo 3.3.** Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan akışkan çiftleri

Soğutucu Akışkan	Absorbent (Soğurucu) Akışkan
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Su (H <sub>2</sub> O)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Kalsiyumklorür (CaCl <sub>2</sub> )
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Stronsiyumklorür (SrCl <sub>2</sub> )
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Heptanol
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Trietanol amin
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Gliserol
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Silikon yağ
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Lityum nitrat (LiNO <sub>3</sub> )
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Lityum bromid (LiBr <sub>2</sub> )
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Çinko bromid (ZnBr)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Sodyumtiosiyanat (NaSCN)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Lityumtiosiyanat (LiSCN)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	N Metil 2 pirrolidon (NMP)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Metil ε kaprolactan (MCL)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Dimetil metil fosfonat (DMMP)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Tetraetilen glikol dimetil eter (DMETEG)
Amonyak (NH <sub>3</sub> )	Dimetil formamid (DMF)
Su (H <sub>2</sub> O)	Lityum bromür (LiBr)
Metil amin	Su (H <sub>2</sub> O)
Metil klorid	Tetraetil glikol
R 12	Dimetilasetamid
R 12	Siklohexanon
R 21	Dimetil etil ester
R 22	Dimetil formamid
R 22	Siklohexanon
R 22	Dimetil asit amid

Soğutucu akışkan-absorbent birleşimlerinde aranan en önemli özellikleri;

1. *Sistemde Katı Fazın Olmaması:* Çevrimin çalışma şartlarında absorbetin katı halde bulunmaması gerekmektedir. Çevrimin herhangi bir aşamasında katı faza geçme nedeniyle sistemde akış duracağı ve tıkanıklık olacağından sistemde arızalar meydana gelebilmektedir.

2. *Çözünürlük:* Absorbent içinde soğutkanın çözünürlüğünün yüksek olması gerekmektedir.

3. *Minimum Akışkan Debisi:* Soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısının yüksek olması istenmektedir. Gizli ısı yüksek olan bir çevrim minimum akışkan debisiyle sağlanabilmektedir.

4. *Vizkozite:* Soğutucu akışkanın viskozitesinin düşük olması gerekmektedir. Sistemde oluşan basınç kayıplarını azaltarak absorbent in soğutucu akışkanı daha kolay absorbe etmesi sağlanır.

5. *Sistem Basınçları:* Sistemin işletme basınçlarının normal seviyelerde olması gerekmektedir. Yüksek basınçta çalışan sistemlerde sistem elemanlarının mukavemetinin fazla olması gerekir ki bu da sistemin maliyetini etkileyen en önemli unsurlardan biridir. Tam tersi bir durum olan alçak basınçta çalışan sistemlerde hava girişini engelleyecek ve kontrol edebilecek elemanlar ile birlikte soğutucu akışkan buharının basınç düşmesini kontrol edebilecek ekipmanlar gerekmektedir. Bu da maliyeti etkileyecek bir faktör olarak karşımıza çıkar. Sistemde kullanılacak olan soğutucu akışkan-absorbent çiftinin seçimi sistem ekipmanları ve maliyet üzerine direkt etkili bir durum ortaya çıkarmaktadır.

6. *Korozyon Dayanımı:* Sistemde kullanılan akışkan çiftlerinin sistemin kullanım ömrünün ve sistemdeki ekipmanların uzun ömürlü olarak güvenilir biçimde çalışmasını sağlamak için korozyonu artırıcı etkilerinin bulunmaması gerekmektedir

7. *Emniyet:* Sistemde kullanılacak olan akışkan çiftlerinin emniyetli bir çalışma ortamının sağlaması için patlama ve sistemdeki ekipmanlar ile kimyasal reaksiyona girerek zehirli gaz oluşturma veya sisteme zarar verebilecek özellikte olmaması gerekmektedir.

8. *Birleşme Eğilimi:* İyi bir absorpsiyonlu soğutma sistemi oluşturabilmek için sistemde kullanılacak olan akışkan çiftlerinin birbirlerine karşı ilgisinin yüksek bir eğilim içerisinde olması gerekmektedir. Bu eğilim sonucunda;

a. Rault kanundan negatif bir sapmaya neden olur ve bunun sonucunda soğutucu akışkan için aktivite katsayısını bir değerinin altına düşürür.

b. Sistemde devreden absorbe edici miktarını azaltır ve sonuçta duyulur ısı etkilerinden olan enerji kaybını azaltır.

c. Isı değiştirici boyutlarını küçültür.

Jacop, Albright ve Tucker tarafından yapılan hesaplarda, kuvvetli birleşme eğiliminin de sakıncaları olabildiği gösterilmiştir. (Jacob, Albright, & Tucker, 1969) Seyreltik eriyiklerde bu eğilimin olması, jeneratörde absorbe edici ile soğutucu akışkanın birbirinden ayrılması için ilave ısıya gerek duyulmaktadır.

9. *Kararlılık*: Uzun çalışma periyotları da düşünülerek akışkan çiftinin kararlı yapıda olması gerekmektedir.

10. *Maliyet*: İlk yatırım maliyetinin düşük olması için fiyatının uygun ve piyasada kolay bulunabilir olmalıdır.

11. *Gizli buharlaşma ısı*: Devrede dolaşan soğutucu akışkan ve absorbe edici miktarının en az değerinde olabilmesi için, soğutucu akışkanın gizli buharlaşma ısı büyük olmalıdır. (Akdemir & Güngör , 2001)

Soğutkan seçiminde düşünülmesi zorunlu kesin temel gereklilikler vardır. Bu öncelikler;

- a. Akışkan çifti gelecekte kullanılabilir olmalıdır.
- b. Akışkan çiftinin kullanımı kolay olmalıdır.
- c. Akışkan çiftinin soğutma performansı değerleri kabul edilebilir olmalıdır.
- d. Akışkan çiftinin çalışma verimi kabul edilebilir sınırlarda olmalıdır.
- e. Akışkan çifti güvenli bir şekilde çalışmaya uygun olmalıdır.

Burada sıralanan tüm istekleri gerçekleştiren bir soğutucu akışkan-absorbe edici çiftini pratikte bulmak mümkün değildir. Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinde en fazla kullanıma alanına sahip olan LiBr-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O eriyikleridir. Bu eriyiklerden farklı olarak üzerindeki ısı enerjisini belirli bir süre depolama özelliği olan LiCl-H<sub>2</sub>O eriyik çiftini kullanan absorpsiyonlu sistemler üzerinde çalışılmıştır.

### **3.7 Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Başlıca Akışkan Çiftleri ile Yapılan Çalışmalar**

Yukarıda belirtilen bütün özellikleri karşılayan bir soğutucu akışkan çiftinin pratikte bulunması mümkün değildir. Amonyak-su ve su-lityum bromid çiftleri bu

özellikleri büyük oranlarda yerine getirebildiklerinden ticari olarak en çok kullanılan akışkan çiftleridir. Bu iki akışkan çiftinin karşılaştırması Tablo 3.4’de yapılmıştır. (Herold , Radermacher, & Sanford, 1996)

**Tablo 3.4.** NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O ve LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çiftlerinin karşılaştırılması

Özellik	Amonyak / Su	Su / Lityum Bromür
<i>Soğutucu</i>		
Yüksek gizli Isı	İyi	Mükemmel
Buhar basıncı	Çok yüksek	Çok düşük
Düşük doyma sıcaklığı	Mükemmel	Sınırlı uygulama
Düşük viskozite	İyi	İyi
<i>Absorbent</i>		
Düşük buhar basıncı	Zayıf	Mükemmel
Düşük viskozite	İyi	İyi
<i>Karışım</i>		
Katı faz yok	Mükemmel	Sınırlı uygulama
Düşük zehirlilik	Zayıf	İyi
Soğutucu ile absorber arasında yüksek çekicilik	İyi	İyi

Tek basamaklı amonyak/sulu sistemlerin performansı, su/lityum bromürlü sistemlerin performansı kıyaslandığında aynı uygulama için su/lityum bromürlü sistemin daha verimli olduğu görülür. Sebebi akışkan özelliklerinde gizlidir.

Amonyak/sulu sistemler genellikle su/tuz sisteminde gerekmeyen rektifikasyonu gerektirir. Dahası amonyak/su çözeltisinin özgül ısısı su/tuz sisteminin yaklaşık iki katıdır. Bu yüzden herhangi bir çözelti ısı değiştirici verimsizliği amonyak/sulu sistemde büyük olumsuzluklara sebep olur. Ayrıca jeneratörde de dezavantaj oluşturur. Kalan sıvının sadece ısısının yükselmesi için gereken ısı miktarı amonyak/sulu sistemde daha büyüktür. Son olarak amonyağın gizli ısısı, suyun gizli ısısının yarısıdır. Aynı soğutma kapasitesi için amonyak/sulu sistem su/tuzlu sistemden daha yüksek çözelti akış oranı gerektirir. (Herold , Radermacher, & Sanford, 1996)

Amonyak-su akışkan çifti istenilen birçok özelliği karşılamasına rağmen, buharlaşma oranının çok küçük olması ve çalışma basıncının oldukça yüksek olması bina içi kullanımlarında sınırlamalara gidilmesine neden olmaktadır. Ayrıca amonyak, bakır için çok iyi bir çözücüdür. Bu yüzden bakır veya bakır içeren malzeme kullanımı imkansızdır. Amonyak/sulu sistemlerin yapımı için genel malzeme çelik veya

paslanmaz çeliktir. Çelik malzeme tercih edildiği tüm uygulamalar için korozyon önleyiciler gereklidir. (Herold , Radermacher, & Sanford, 1996)

Su-lityum bromür absorpsiyonlu sistemleri son zamanlarda iklimlendirme uygulamalarında oldukça sıklıkla kullanılan bir sistem olmuştur. Su-lityum bromür bileşiminde; su soğutucu akışkan, lityum bromür ise absorbent olarak kullanılmaktadır. Lityum bromür eriyiği normal şartlar altında katı fazda olmasına karşın su ile karıştırıldığında sıvı fazlı bir eriyik haline gelir. (Şencan, 2004)

Su-lityum bromid akışkan çiftinin ağır basan özellikleri, yüksek emniyet, büyük buharlaşma oranı, büyük birleşme eğilimi, büyük kararlılık ve büyük gizli buharlaşma ısısı olarak sayılabilir. Bu özelliklerle beraber su-lityum bromid akışkan çifti katılaşmaya meyillidir.

Soğutucu akışkan 0°C sıcaklıkta buz haline dönüştüğünden, bu akışkan çifti düşük sıcaklıkların gerektiği soğutma sistemlerinde kullanılamaz.

Absorberde özellikle hava ile soğutma veya bazı sınırlı uygulamalarda ise su ile soğutma kullanıyorsa, orta derişikliklerde lityum bromid kristalleşir. Bununla beraber, absorbe edici için bazı tuz karışımları kullanmak, hava ile soğutma halinde kristalleşme tehlikesini azaltabilir.

Su-lityum bromid akışkan çiftinin diğer sakıncaları ise, bu akışkan çiftinin düşük çalışma basıncı gerektirmesi ve bu basınçlarda, lityum bromid eriyiğinin viskozitesinin yüksek olmasıdır. Pratikte uygun cihaz dizaynları kullanılarak, bu sakıncalar önlenebilir. 1960'lı yıllarda başlayan akışkan çifti ile ilgili araştırmalar ve diğer bazı önemli soğutucu akışkan absorbe edici çiftleri aşağıda verilmiştir;

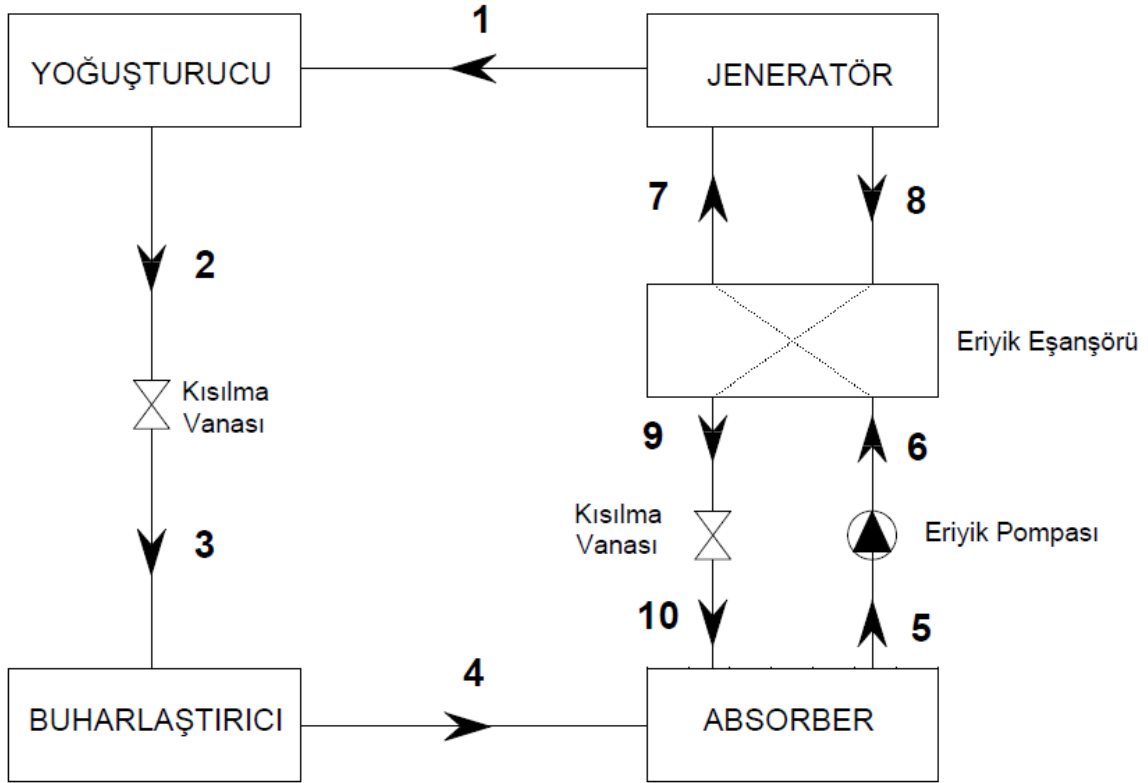
- Amonyak-çeşitli tuzlar
- Metil amin-çeşitli tuzlar
- Alkoller-çeşitli tuzlar
- Amonyak ve çeşitli organik çözücüler
- Kükürt dioksit ve çeşitli organik çözücüler
- Halojanize edilmiş hidrokarbonlar ve çeşitli organik çözücüler

Bu akışkan çiftlerinden bir kaç, nispeten basit çevrimler için uygun olup, kristalizasyon sorunu bu akışkan çiftlerinde yoktur. Henüz bu çiftlerin çoğu hakkında kararlılık ve korozyon bilgileri noksandır. Bu soğutucu akışkan absorbe edici çiftleri arasında en yaygın olarak kullanılanı amonyak-su akışkan çiftidir.

## 4. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIMI

### 4.1 Sistemin Modellenmesi ve Yapılan Kabuller

Şekil 4.1’de farklı çözelti çiftleri için termodinamik ve ekserji analizlerini gerçekleştirdiğimiz absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik bir görüntüsü verilmiştir.



Şekil 4.1. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik görünümü

Sistem analizi için hazırlanan matematik modelde aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- 1- Yoğuşturucudaki ve jeneratördeki basınç, soğutucu akışkanın yoğuşturucu sıcaklığında sahip olduğu doyma basıncıdır.
- 2- Absorberdeki ve buharlaştırıcıdaki basınç, soğutucu akışkanın buharlaştırıcı sıcaklığında sahip olduğu doyma basıncıdır.
- 3- Soğutucu buharının, jeneratörden ayrılırken sahip olduğu basınç ve sıcaklığı, jeneratörün basınç ve sıcaklığıdır.
- 4- Soğutucu akışkanın fazı yoğuşturucudan ayrılırken, doymuş sıvıdır ( $X=0$ ).
- 5- Soğutucu akışkanın fazı buharlaştırıcıdan ayrılırken, doymuş buhardır ( $X=1$ ).
- 6- Çözelti absorberden ayrılırken absorber sıcaklık ve basıncında dengededir.
- 7- Çözeltinin absorberden çıkış sıcaklığı, soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış sıcaklığına eşittir. ( $T_7=T_2$ )

## 4.2 Sistemin Termodinamik Hesaplamaları ve Yararlanılan Eşitlikler

Kararlı halde bulunan sürekli akış özelliğine sahip bir süreç için; ekserji miktarındaki azalma, ısı ve iş etkilemişleri, istemin tersinmezlikleri, ekserji ve enerji performans verimlerinin bulunmasında aşağıdaki denklemler kullanılır.

Sürekli akışlı açık sistem için kütle dengesi denklem (4.1) ile verilir.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (4.1)$$

Burada “g” simgesi ile gösterilen alt indis giren, “ç” simgesi ile gösterilen alt indisi ise çıkan kütle debisini tanımlamaktadır.

Enerji korunum denklemi;

$$\sum E_g = \sum E_\zeta \quad (4.2)$$

eşitliği ile verilir.

S.A.A.S. için enerji dengesi denklem (4.3) ile verilir.

$$Q - W = \sum \dot{m}_\zeta h_\zeta - \sum \dot{m}_g h_g \quad (4.3)$$

Genel Ekserji dengesi ise;

$$\dot{E}x_g - \dot{E}x_\zeta = \dot{E}x_d \quad (4.4)$$

veya ;

$$\dot{E}x_{lsl} + \dot{E}x_{i\zeta} + \dot{E}x_{k\dot{u}t\dot{l}e,g} - \dot{E}x_{k\dot{u}t\dot{l}e,\zeta} = \dot{E}x_d \quad (4.5)$$

Eşitlikleriyle verilir. 4.5 numaralı eşitlikte eşitliğin sağ tarafındaki ifadeler ekserji yıkımını göstermektedir. Aynı eşitliğin sol tarafındaki ifadeler ise, ısı etkileşimi sonucu taşınan ekserji ( $\dot{E}x_{lsl}$ ), iş etkileşimi ( $\dot{E}x_{i\zeta}$ ) sonucu taşınan ekserji ve kütle akışına bağlı olarak giren ( $\dot{E}x_{k\dot{u}t\dot{l}e,g}$ ) ve çıkan ( $\dot{E}x_{k\dot{u}t\dot{l}e,\zeta}$ ) ekserjilerdir ve aşağıda tanımlandığı gibidir. (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996)

$$\dot{E}x_{lsl} = \sum (1 - \frac{T_0}{T}) Q \quad (4.6)$$

$$\dot{E}x_{i\zeta} = \sum W \quad (4.7)$$

$$\dot{E}x_{k\u00fctle,g} = \sum(\dot{m}\Psi)_g \quad (4.8)$$

$$\dot{E}x_{k\u00fctle,\zeta} = \sum(\dot{m}\Psi)_\zeta \quad (4.9)$$

Özg\u00fcl ekserji ise a\u015fağıdaki denklem ile bulunur;

$$\Psi = \Psi^{ph} + \Psi^{ch} \quad (4.10)$$

(4.10) numaralı e\u015fitlikte verilen ph \u00f6zg\u00fcl ekserjinin fiziksel halini, ch \u00fcst indisi ise \u00f6zg\u00fcl ekserjinin kimyasal halini a\u00e7ıklamak i\u00e7in kullanılmaktadır.

Bu tez \u00e7alı\u015masında akı\u015fkan \u00e7iftinin kimyasal yapısında herhangi bir de\u011fi\u015fiklik olmadığı i\u00e7in kimyasal ekserji dikkate alınmamıştır.

Fiziksel ekserji;

$$\Psi^{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.11)$$

4.11 numaralı e\u015fitlikte akı\u015fkanın \u00f6l\u00fc hal basın\u00e7 ve sıcaklı\u011fındaki entalpi ve entropi miktarlarını  $h_0$  ve  $s_0$  de\u011ferleri belirtmektedir. Bu tez \u00e7alı\u015masında \u00f6l\u00fc hal olarak adlandırılan standartlar 101.325 kPa ve 25 °C de\u011ferleri kabul edilmiştir.

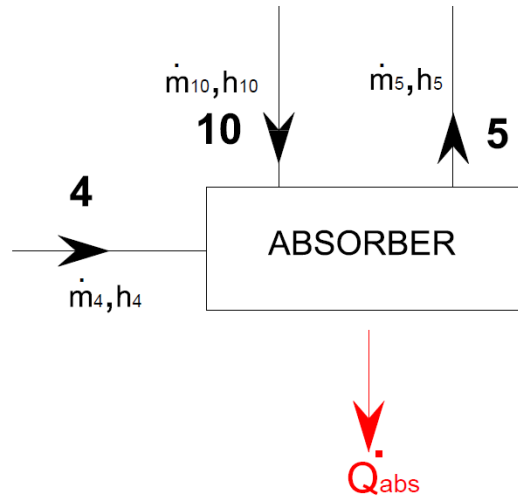
LiBr-H<sub>2</sub>O \u00e7\u00f6zeltisini kullanan bir absorpsiyonlu so\u011futma sisteminde so\u011futucu akı\u015fkan H<sub>2</sub>O'dur. NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>, NH<sub>3</sub>-NaSCN \u00e7\u00f6zeltilerini kullanan sistemlerde ise so\u011futucu akı\u015fkan NH<sub>3</sub>'t\u00fcr.

LiBr-H<sub>2</sub>O \u00e7\u00f6zeltisini kullanan sistemde konsantrasyon, LiBr miktarına g\u00f6re; NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>, NH<sub>3</sub>-NaSCN \u00e7\u00f6zeltilerinde ise konsantrasyon NH<sub>3</sub> miktarına g\u00f6re belirlenmektedir. Bu sebeple LiBr-H<sub>2</sub>O \u00e7\u00f6zeltisini kullanan sistemde zengin eriyik kavramı, so\u011futucu akı\u015fkanın buharla\u015ftığı jenerat\u00f6r \u00e7ıkı\u015fında tanımlanırken; NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>, NH<sub>3</sub>-NaSCN \u00e7\u00f6zeltilerini kullanan sistemlerde so\u011futucu akı\u015fkan miktarının \u00e7\u00f6zeltide yo\u011fun oldu\u011fu jenerat\u00f6r giri\u015finde tanımlanır.

Dola\u015fım oranının (f) farklı denklemler ile hesaplandığı bu iki farklı durum i\u00e7in enerji denklemleri verilmiştir.

#### 4.2.1 Absorber

\u015ekil 4.2'de absorbere giri\u015f \u00e7ıkı\u015flar g\u00f6sterilmektedir.



Şekil 4.2. Absorber için kontrol hacmi diyagramı

Kütle dengesi aşağıdaki denklem ile verilmiştir.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{10} \quad (4.12)$$

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ,  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  çözeltilerini kullanan sistemlerde dolaşım oranı aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$f = \frac{(1-X_8)}{(X_7-X_8)} \quad (4.13)$$

Absorberden ortama verilen ısı denklem (4.14) ile bulunmuştur.

$$Q_{abs} = f \cdot h_5 - h_4 - (f - 1) \cdot h_{10} \quad (4.14)$$

$\text{LiBr-H}_2\text{O}$  çözeltilisini kullanan sistemlerde dolaşım oranı aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

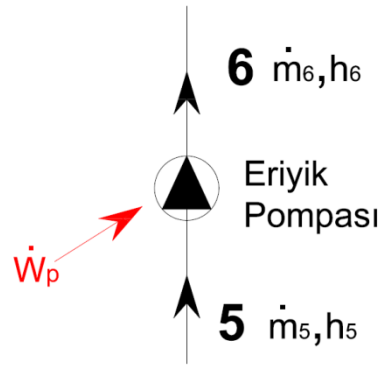
$$f = \frac{X_7}{(X_8-X_7)} \quad (4.15)$$

Absorberden ortama verilen ısı denklem (4.16) ile bulunmuştur.

$$Q_{abs} = (f + 1) \cdot h_5 - h_4 - f \cdot h_{10} \quad (4.16)$$

#### 4.2.2 Eriyik Pompası

Şekil 4.3'te pompaya giriş ve çıkış gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Pompa (5-6) için kontrol hacmi

Kütle dengesi denklemi (4.17) ile verilmiştir.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (4.17)$$

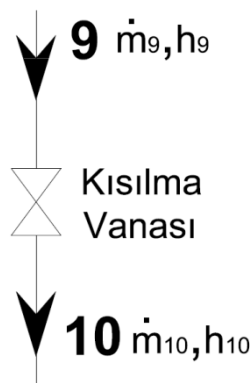
Pompa gücü küçük bir değer olduğu için ihmal edilmiştir. Entalpi ve konsantrasyon değerleri pompa için aşağıdaki denklemler ile hesaplanmıştır.

$$X_5 = X_6 \quad (4.18)$$

$$h_5 = h_6 \quad (4.19)$$

#### 4.2.3 Kısılma Vanası

Şekil 4.4'te kısılma vanasına giriş ve çıkış gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Çözelti kısılma vanası (9-10) için kontrol hacmi

Kütle dengesi denklem (4.20) ile verilmiştir.

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (4.20)$$

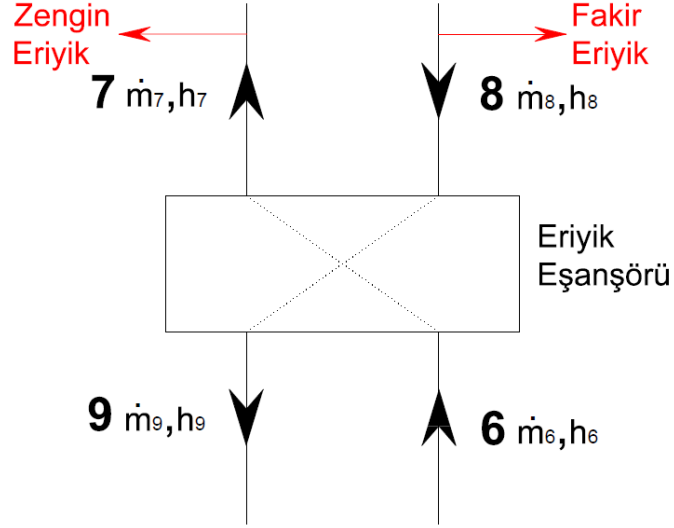
Entalpi ve konsantrasyon değerleri pompa için aşağıdaki denklemler ile hesaplanmıştır.

$$X_9 = X_{10} \quad (4.21)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (4.22)$$

#### 4.2.4 Eriyik Eşanjörü

Şekil 4.5'te eriyik eşanjörüne giriş ve çıkışlar gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Eriyik Eşanjörü kontrol hacmi

Kütle dengesi denklem (4.23) - (4.24) ile verilmiştir.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 \quad (4.23)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (4.24)$$

Enerji Denklemi aşağıdaki eşitlik ile verilmiştir.

$$\dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_9 \cdot h_9 = \dot{m}_6 \cdot h_6 + \dot{m}_8 \cdot h_8 \quad (4.25)$$

Eşanjör etkinliği denklem (4.26) ile verilmiştir.

$$\epsilon = \frac{T_8 - T_9}{T_8 - T_6} \quad (4.26)$$

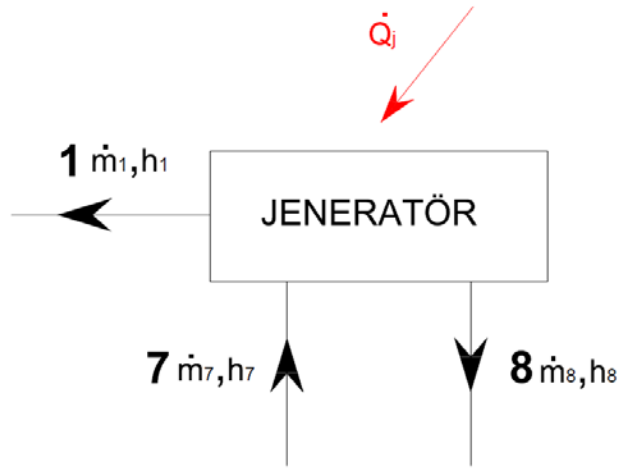
Eşanjöre giriş ve çıkışta konsantrasyonlar aşağıdaki denklemler ile verilmiştir.

$$X_6 = X_7 \quad (4.27)$$

$$X_8 = X_9 \quad (4.28)$$

#### 4.2.5 Jeneratör

Şekil 4.6'da jeneratör giriş ve çıkışları gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Jeneratör kontrol hacmi

Kütle dengesi denklem (4.29) ile verilmiştir.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_1 + \dot{m}_8 \quad (4.29)$$

$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ ,  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ ,  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  çözeltilerini kullanan sistemlerde jeneratöre olan ısı aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

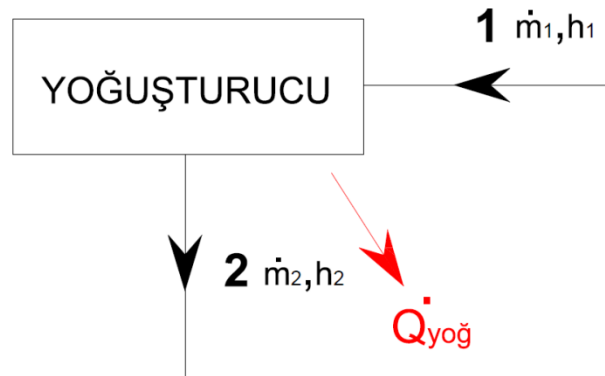
$$Q_{jen} = h_1 + (f - 1) \cdot h_8 - f \cdot h_7 \quad (4.30)$$

$\text{LiBr-H}_2\text{O}$  çözeltilerini kullanan sistemlerde jeneratöre olan ısı aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$Q_{jen} = f \cdot h_8 + h_1 - (f + 1) \cdot h_7 \quad (4.31)$$

#### 4.2.6 Yoğuşturucu

Şekil 4.7'de yoğuşturucuya giriş ve çıkışlar gösterilmiştir.



Şekil 4.7. Yoğuşturucu (1-2) için kontrol hacmi

Kütle dengesi denklem (4.32) ile verilmiştir.

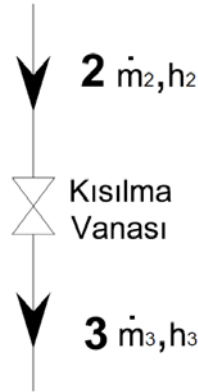
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4.32)$$

Yoğuşturucu kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$Q_{yoğ} = m_1(h_1 - h_2) \quad (4.33)$$

#### 4.2.7 Kısılma Vanası

Şekil 4.8’de kısılma vanasına giriş ve çıkış gösterilmiştir.



Şekil 4.8. Çözelti kısılma vanası (2-3) için kontrol hacmi

Kütle dengesi denklem (4.34) ile verilmiştir.

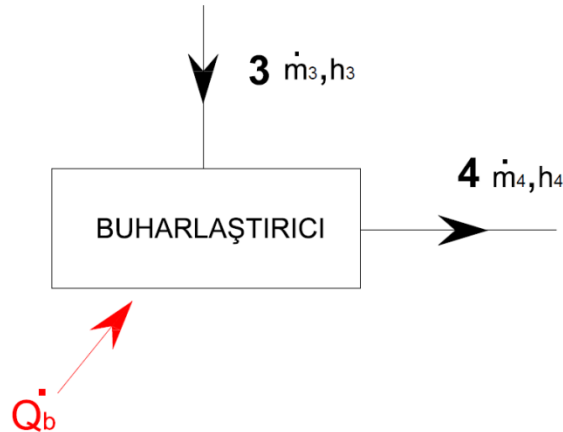
$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (4.34)$$

Entalpi değerleri kısılma vanası için aşağıdaki denklem ile hesaplanmıştır.

$$h_2 = h_3 \quad (4.35)$$

#### 4.2.8 Buharlaştırıcı

Şekil 4.9’da buharlaştırıcı giriş ve çıkışlar gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Buharlaştırıcı (3-4) için kontrol hacmi

Kütle dengesi denklem (4.36) ile verilmiştir.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (4.36)$$

Buharlaştırıcı kapasitesi aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$Q_b = m_3(h_4 - h_3) \quad (4.37)$$

#### 4.2.9 Soğutma Tesir Katsayısı (STK)

Sistemin soğutma katsayısı (STK) aşağıdaki denklemde verilmiştir.

$$STK = \frac{Q_b}{Q_j} \quad (4.38)$$

#### 4.2.10 Ekserji Analizi ve Denklemleri

Klasik enerji analizi adı ile adlandırılan termodinamiğin birinci yasasında sadece enerjinin miktarı göz önüne alınarak değerlendirme yapılır. Birinci yasadaki farklı olarak termodinamiğin ikinci yasasında ise enerjinin miktarından ziyade enerjinin kalitesi dikkate alınır. Termodinamiğin ikinci yasası, zor ve karışık sistemlerin çözülmesi için güçlü bir teoridir.

İkinci yasadaki ekserji analizi ile ele alınan sistemin daha ne kadar iyileştirebileceğini açıklamaktadır. Bu iyileştirme potansiyeli çevre sıcaklığı ile bağlantılıdır. Çevre sıcaklığının değişmesi sistemin performansını artırıcı veya azaltıcı yönde sistem performansına etki edebilmektedir. Ancak çevre sıcaklığının ne zaman artırıcı ne zamanda azaltıcı bir etkiye sahip olduğunun anlaşılması sistemin enerji maliyetlerinin azaltılması için büyük önem teşkil etmektedir. (Çamdallı, 2001)

Enerjinin tersine ekserji korunamaz; sistem boyunca gerçek tersinmezliklerin nerede meydana geldiği hakkındaki bilgiyi ekserji kayıplarının analizi vermektedir. Bir ekserji analizinde kayıplar gerçek iş kayıplarını gösterir. Bu kayıpların sonuçları olan bir prosesdeki başlıca tersinmezlikler; (M.M. Talbi & B.Agnew, 2000)

- Sürtünme kayıpları
- Sıcaklık farkı nedeni ile meydana gelen ısı transferi
- Kontrolsüz genleşme olayı

Termodinamiğin birinci kanunu enerjinin korunumu yasası olup ısının işe dönüşebileceğini söyler ancak bu ısının ancak bir bölümü işe dönüşmekte kalan bölümü

ise enerji ile birlikte ekserji kaybı olarak sistemden atılmaktadır. Bu sistemler üzerinde yapılan mühendislik çalışmaları sistemden atılan ekserji kaybını en aza düşürmek ve verimliliği artırma çabası üzerinedir.

Ekserji analizi termodinamiğin birinci ve ikinci kanunlarının birleşimi olup çevre şartlarında bir akışın veya materyalin maksimum iş potansiyeli olarak tanımlanmıştır.

Ekserji Denklemleri ise sistemde kullanılan ekipmanlara göre;

Jeneratör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber ve çözelti ısı değiştiricilerinden transfer edilen ısının ekserjisi aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$E_q = \dot{m} \cdot q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (4.39)$$

Burada q; T sıcaklığındaki sistem sınırlarında transfer edilen ısıdır.

Fiziksel ekserji, daha önce denklem 4.40 ile verilmiştir. Buna göre kütleli debinin fiziksel ekserjisi, E denklem 4.41 ile verilmiş ve alt indisleri kontrol hacimlerine soğutucu akışkan ve çözeltinin giriş-çıkış durumuna göre Şekil 4.1 dikkate alınarak verilmiştir.

$$\psi^{ph} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.40)$$

$$E = \dot{m} \cdot \psi^{ph} \quad (4.41)$$

Yoğuşturucu için ekserji yıkımı aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$I_y = E_1 - E_2 + E_{qy} \quad (4.42)$$

Buharlaştırıcı için ekserji yıkımı aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$I_b = E_3 - E_4 + E_{qb} \quad (4.43)$$

Jeneratör için ekserji yıkımı aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$I_j = E_7 - E_1 - E_8 + E_{qj} \quad (4.44)$$

Pompa için ekserji yıkımı aşağıdaki denklem ile bulunmuştur. Pompada sıkıştırma işlemi için kullanılan iş oldukça küçük olduğu için dikkate alınmamıştır.

$$I_p = E_5 - E_6 + W_p \quad (4.45)$$

Çözelti tarafındaki kısılma vanası için ekserji yıkımı aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$I_{kvç} = E_9 - E_{10} \quad (4.46)$$

Soğutucu akışkan tarafındaki kısılma vanası için ekserji yıkımı aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$I_{kvç} = E_2 - E_3 \quad (4.47)$$

Çözelti ısı değiştiricisi için ekserji yıkımı aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$I_{id} = E_6 + E_8 - (E_7 + E_9) \quad (4.48)$$

Absorber için ekserji yıkımı aşağıdaki denklem ile bulunmuştur.

$$I_{abs} = E_{10} + E_4 - E_5 + E_{qabs} \quad (4.49)$$

Sistemin ekserji verimi aşağıdaki denklem ile verilmiştir.

$$\varphi_{II} = \frac{E_{qb}}{E_{qj}} \times 100 \quad (4.50)$$

### 4.3. Hesaplamalarda Kullanılan Akışkan Çiftleri ve Termodinamik Özellikleri

#### 4.3.1 Amonyak-Su (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O) Eriyiği

Amonyak-su çifti kullanan absorpsiyonlu soğutma sistem düşük sıcaklık istenen büyük kapasiteli endüstriyel uygulamalar için uygundur. Amonyak-su çifti ile çalışan sistemin ana problemi suyun uçuculuğudur. Bu sorundan dolayı jeneratörde eriyikten ayrılan soğutucu akışkan olan amonyak bir miktar su içerir. Eğer bu suyun yoğunlaştırıcıya ve buharlaştırıcıya geçmesine izin verilirse buharlaştırıcı sıcaklığı yükselir ve soğutma etkisi azalır. Bu yüzden amonyak-su ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminde jeneratörden sonra bir de ayrıştırıcı kullanılmak zorundadır. (Horuz İ. , 1998)

Amonyak zehirli ve insan sağlığı açısından kansorejen etkiye sahip olduğu için sistemde bir sızıntı olması durumunda oldukça zararlıdır. Amonyak kimyasal özelliği gereği bakır ve bakır alaşımına sahip elemanlarla tepkimeye girerek temas ettiği malzemeye zarar verdiğinden dolayı çelik malzeme kullanılmak durumundadır. Ayrıca

sistem basıncı yüksek olduğundan et kalınlığı fazla malzeme kullanılmak durumundadır. Bu gibi özellikler maliyeti artırır. (Yamankaradeniz, Horuz, Kaynaklı, Çoşkun, & Yamankaradeniz, 2009)

NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O eriyiğinin diğer soğutucu akışkanlara göre birçok avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. (Kavaklı, 2005)

Avantajları ;

- Akışkan çifti iyi bir karışım oluşturma özelliğindedir.
- Molekül ağırlığı düşüktür, böylece soğutucunun buharlaşma ısısı yüksektir.
- Akışkan çifti ucuz ve kimyasal olarak kararlıdır.
- Amonyagın donma sıcaklığı düşük olduğundan gıdaların aşırı soğutmasında kullanılabilir.

- Amonyagın kritik basıncı ve sıcaklığı yüksektir.
- Akışkan çifti kolay elde edilir.

Dezavantajları ;

- Absorbent soğutucu akışkanla birlikte buharlaştığından zenginleştirme kolonuna ihtiyaç duyulur.
- Amonyak toksik ve yanıcı özelliktedir. Toksik özelliğinden dolayı makine tecrit edilmelidir.
- İş akışkanının absorber basıncından jeneratöre basıncına pompalanması gerekir.

#### 4.3.1.1 NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O eriyiğinin termodinamik özellikleri

NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O akışkan çiftinin doyma basıncı ve sıcaklığı arasındaki bağlantı, karışımın konsantrasyon oranı ile ilişkilidir. (Bourseau & Bugarel, 1986)

$$\text{Log}P(T, X) = A - \frac{B}{(T+273,16)} \quad (4.51)$$

Burada;

$$A = 7,44 - 1,767 \cdot X + 0,9823 \cdot X^2 + 0,3627 \cdot X^3 \quad (4.52)$$

$$B = 2013,8 - 2155 \cdot X + 1540,9 \cdot X^2 - 194,7 \cdot X^3 \quad (4.53)$$

Burada X, amonyağın kütle oranıdır. NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O eriyiğinin entalpisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıdaki denklemde verilmiştir.

$$h(T, \bar{X}) = 100 \cdot \sum_{i=1}^{16} a_i \left\{ \frac{T+273,16}{273,16} - 1 \right\}^{m_i} \cdot \bar{X}^{n_i} \quad (4.54)$$

(4.54) numaralı denklemde kullanılan  $\bar{X}$  mol oranı olup aşağıda verilmiştir.

$$\bar{X} = \frac{18,015 \cdot X}{18,015 \cdot X + 17,03(1-X)} \quad (4.55)$$

Denklem 4.54'de çözüm için değerlendirilen katsayılar Tablo 4.1'de verilmiştir. (Pa Patek & Klomfor, 1995)

**Tablo 4.1.** Denklem 4.54'de kullanılan katsayılar

i	m <sub>i</sub>	n <sub>i</sub>	a <sub>i</sub>	i	m <sub>i</sub>	n <sub>i</sub>	a <sub>i</sub>
1	0	1	7,61080.10 <sup>0</sup>	9	2	1	2,84179.10 <sup>0</sup>
2	0	4	2,56905.10 <sup>1</sup>	10	3	3	7,41609.10 <sup>0</sup>
3	0	8	-2,47092.10 <sup>2</sup>	11	5	3	8,91844.10 <sup>2</sup>
4	0	9	3,25952.10 <sup>2</sup>	12	5	4	-1,61309.10 <sup>3</sup>
5	0	12	-1,58854.10 <sup>0</sup>	13	5	5	6,22106.10 <sup>2</sup>
6	0	14	6,19084.10 <sup>1</sup>	14	6	2	-2,07588.10 <sup>2</sup>
7	1	0	1,14314.10 <sup>1</sup>	15	6	4	-6,87393.10 <sup>0</sup>
8	1	1	1,18157.10 <sup>1</sup>	16	8	0	3,50716.10 <sup>0</sup>

Amonyak-su eriyiğinin entropisi aşağıdaki denklem ile bulunmuştur. (Shankar Ganesh & Srinivas, 2011)

$$S^1 = \left\{ \left[ \frac{R}{18} \cdot (1-x) \left( s_{(T_0-p_0)}^1 + b_1 \log_e \left( \frac{T_r}{T_0} \right) + b_2 (T_r - T_0) + \frac{b_3}{2} (T_r^2 - T_0^2) + (-a_3 - 2a_4 T_r)(p_r - p_0) \right) \right]_{h_{20}} + \left[ \frac{R}{17} \cdot x \left( s_{(T_0-p_0)}^1 + b_1 \log_e \left( \frac{T_r}{T_0} \right) + b_2 (T_r - T_0) + \frac{b_3}{2} (T_r^2 - T_0^2) + (-a_3 - 2a_4 T_r)(p - p_0) \right) \right]_{NH_3} - \left[ \frac{R}{x \cdot 17 + (1-x) \cdot 18} \cdot \frac{R}{x \cdot 17 + (1-x) \cdot 18} \cdot ((1-x) \log_e(1-x) + x \log_e x) \right] + \left[ \frac{R}{x \cdot 17 + (1-x) \cdot 18} \cdot x \cdot (1-x)(se_1 + se_2 + se_3) \right] \right\} \quad (4.56)$$

Burada;

$$se_1 = -e_3 - e_4 p + \frac{e_5}{T^2} + \frac{2e_{12}}{T^3} \quad (4.57)$$

$$se_2 = (2x - 1)(-e_9 - e_{10} p + \frac{e_{11}}{T^2} + \frac{2e_{12}}{T^3}) \quad (4.58)$$

$$se_3 = (2x - 1)^2 \left( \frac{e_{15}}{T^2} + \frac{2e_{16}}{T^3} \right) \quad (4.59)$$

4.56 numaralı denklemde  $T_r$ , indirgenmiş sıcaklığı ve  $P_r$ , indirgenmiş basıncı göstermektedir ve aşağıda bağıntıları verilmiştir.

$$T_r = \frac{T}{T_B} \quad (4.60)$$

$$P_r = \frac{P}{P_B} \quad (4.61)$$

Burada  $T_B=100$  °K ve  $P_B=10$  bar alınmıştır.

4.56 ve 4.61 denklemlerinde kullanılan katsayılar tablo 4.2'de verilmiştir. (Shankar Ganesh & Srinivas, 2011)

**Tablo 4.2.** Denklem 4.56-4.61'de kullanılan katsayılar

Katsayı	Amonyak	Su	Katsayı	Amonyak	Su
$a_1$	$3.971423 \cdot 10^{-2}$	$2.748796 \cdot 10^{-2}$	$c_4$	$-3.045352 \cdot 10^3$	0.0
$a_2$	$-1.790557 \cdot 10^{-5}$	$-1.016665 \cdot 10^{-5}$	$d_1$	3.673647	4.01917
$a_3$	$-1.308905 \cdot 10^{-2}$	$-4.452025 \cdot 10^{-3}$	$d_2$	$9.989629 \cdot 10^{-2}$	$-5.175550 \cdot 10^{-2}$
$a_4$	$3.752836 \cdot 10^{-3}$	$8.389246 \cdot 10^{-4}$	$d_3$	$3.617622 \cdot 10^{-2}$	$1.951939 \cdot 10^{-2}$
$b_1$	$1.634519 \cdot 10^1$	$1.214557 \cdot 10^1$	$h^1$	4.878573	21.821141
$b_2$	-6.508119	-1.898065	$h^9$	26.468879	60.965058
$b_3$	1.448937	$2.911966 \cdot 10^1$	$s^1$	1.644773	5.733498
$c_1$	$-1.049377 \cdot 10^{-2}$	$2.136131 \cdot 10^{-2}$	$s^9$	8.339026	13.453430
$c_2$	-8.288224	$3.169291 \cdot 10^1$	$T_0$	3.2252	5.0705
$c_3$	$-6.647257 \cdot 10^2$	$-4.634611 \cdot 10^4$	$p_0$	2.0000	3.000

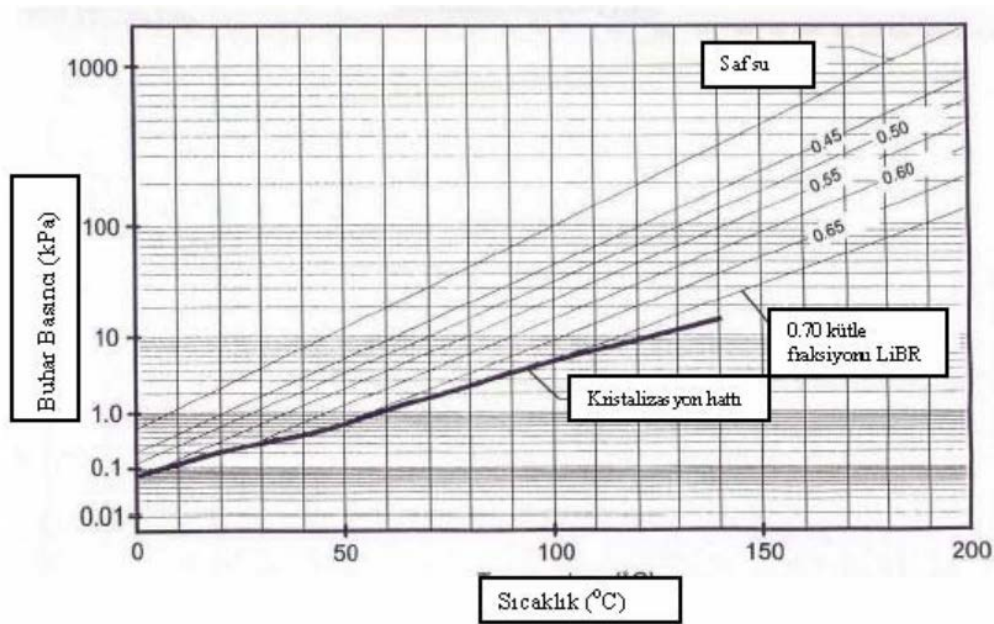
### 4.3.2 Su-Lityum Bromür (H<sub>2</sub>O-LiBr) Eriyiği

Lityum bromür-su kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemi genellikle konfor ısıtması ve soğutması amacıyla kullanılır. Lityum bromür-su çiftinin soğutucu akışkanı su olduğu için 0°C de katı hal olasılığı söz konusudur. Bu yüzden lityum bromür-su çifti düşük sıcaklıklı soğutma uygulamaları için kullanılmaz. (Horuz İ. , 1998)

Lityum bromür katı fazda iken yapısı kristal şeklindedir. Çoğu tuz gibi Lityum bromür'de suda çözünme özelliğine sahiptir. Lityum bromürün suda çözünmesinden dolayı meydana gelen eriyiğin belirli bir derişim oranından minimum sıcaklığa sahip olması gerekmektedir. Bu sıcaklıktan daha düşük sıcaklıklarda lityum bromür tuzu

eriyikten ayrılmaya başlayarak katı fazına dönüşmeye başlar. Bu olay kristelleşme olayıdır.

Akışın durması, sıcaklığın göreceli olarak düşük ve kütlesek kesrin (absorbent madde olan lityum bromürün kütlesek kesri) yüksek olduğu çözelti ısı değiştirici çıkışında meydana gelme eğilimindedir. Bunu önlemenin en basit yolu absorber sıcaklığını yeteri kadar düşük tutmaktır. Böylelikle daha düşük çözelti konsantrasyonları elde edilerek kristalizasyon sınırından uzak durulmuş olur. (Herold , Radermacher, & Sanford, 1996)



Şekil 4.10. H<sub>2</sub>O-LiBr için basınç sıcaklık diyagramı

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kristalleşme olayının olma ihtimalinin en yüksek olduğu yer eriyik ısı eşanjörüdür ki burada zengin eriyik kristalleşme sıcaklığına kadar inebilir. Bu durumda kristal haldeki tuz, ısı eşanjörünün borularına yerleşir ve boruları tıkayarak cihazın çalışması için gerekli olan akışı durdurur, sistem çalışmaz hale gelir.

Kristalizasyon olayının temelde üç nedeni vardır;

a) Pompalama sisteminde güç azalması olduğunda, otomatik de-kristalizasyon sistemi çalışmaz.

b) Soğutma suyu sıcaklığında ani bir düşüş de-kristalizasyona yol açar. Soğutma suyu, örneğin 30°C'de gelmesi gerektiği halde 12°C'de gelirse yoğuşturucu soğutma suyunun sıcaklığı çok düşmüş olur. Bu su absorberde kullanıldığından eşanjörden geçen

fakir eriyiğin sıcaklığı 24°C' ye kadar düşer. Bu da zengin eriyiğin yaklaşık 15°C' ye yani kristalleşme noktasına yaklaşmasına neden olur. Bu durumda yoğunlaştırıcı soğutma suyunun kesilmesi kristalleşmeyi önler.

c) Hava sızıntıları da kristalizasyona sebep olur.

Yine aynı şekilde yoğunlaştırıcı ve absorberin soğutma suları aynı anda kesilirse de kristalleşme önenebilir. (Yamankaradeniz, Horuz, Kaynaklı, Çoşkun, & Yamankaradeniz, 2009)

Diğer bir dezavantajı lityum bromür-su eriyiği kullanan absorpsiyonlu soğutma sisteminin düşük basınç değerlerinde çalışmasıdır. Bu yüzden dışardan sisteme olabilecek hava sızıntılarını önlemek amacıyla sistem bağlantı elemanlarına özellikle dikkat edilmelidir. Eriyiğin diğer bir dezavantajı yüksek viskoziteye sahip olmasıdır. Bu dezavantajlar uygun tasarım şartları ile aşılabılır.

LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çiftinin rakiplerine göre birçok avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. (Kavaklı, 2005)

Avantajları ;

- Absorbent olarak kullanılan LiBr uçucu olmadığından çalışma akışkanının zenginleştirilmesine gerek yoktur.
- Soğutucu akışkan olarak yüksek buharlaşma ısısına sahip su kullanılır.
- Bu sistemler basittir ve düşük pompalama gücü gerektiren düşük basınçlarda ve yüksek performansla çalışırlar.
- Yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı arasına genişleme valfi koyulmadan yükseklik farkı ve uygun konstrüksiyondaki boru kayıplarıyla basınç düşümü sağlanabilir.
- Akışkan çifti toksik ve yanıcı değildir.
- Akışkan çifti yüksek kimyasal kararlılık ve yüksek gizli ısı avantajlarına sahiptir.

Dezavantajları ;

- Akışkan çiftinin en temel problemi katı oluşum ihtimalidir. Soğutucu akışkan 0°C'de donduğundan bu çift düşük sıcaklıklara soğutma işlemlerinde kullanılamaz. Minimum buharlaştırıcı sıcaklığı 3°C olmalıdır.
- Sistem sadece iklimlendirme uygulamalarında kullanılır.

- Yüksek sıcaklıktaki kuvvetli eriyik soğutulduğunda kristalleşir. Kristalleşme sonucunda ortaya çıkan karışım sulu çamur kıvamında koyu bir yapıdır. Pompalar bu karışıma hareket veremediği için soğutma işlemi durur.

- Sistem yüksek basınç altında çalıştığından sızdırmaz üretilmesi gerekir.
- Çözelti korozif yapıya sahiptir.
- Sistem için su soğutmalı bir yoğurturucu gerekir.
- LiBr eriyiğinin yüksek viskozitesi de bir dezavantajdır.

#### 4.3.2.1 Su-LityumBromür eriğinin termodinamik özellikleri

Su-lityum bromür akışkan çiftinin konsantrasyonu aşağıdaki bağıntılar ile bulunur. (Kaita, 2001)

$$\log P = A + \frac{B}{T} + \frac{C}{T^2} \quad (4.62)$$

Burada A, B ve C katsayıları konsantrasyona göre aşağıdaki denklemler ile bulunmuştur. (Uemura & Hasaba, 1964)

$$A = 3.1934 + 1.329E - 1X - 1.4278E - 3X^2 \quad (4.63)$$

$$B = 1.0575E3 - 9.4632E1 X + 9.816E - 1X^2 \quad (4.64)$$

$$C = -6.01350E5 + 1.9734E4 X - 2.3701E2 X^2 \quad (4.65)$$

H<sub>2</sub>O-LiBr akışkan çiftinin entalpi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıdaki denklemde verilmiştir. (Patterson & Perez-Branco, 1988)

$$H = \sum_{i=0}^5 \sum_{j=0}^2 A_{ij} X^i T^j \quad (4.66)$$

4.66 numaralı denklemde A<sub>ij</sub> değişkenine ait olan, i ve j katsayıları Tablo 4.3'de verilmiştir. (Patterson & Perez-Branco, 1988)

4.66 numaralı denklemde sıcaklık ve konsantrasyon sınırları;  $0 \leq T \leq 180 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $0 \leq X \leq 70 \%$  verilmiştir. (Patterson & Perez-Branco, 1988)

**Tablo 4.3.** Eşitlik 4.66'da kullanılan katsayılar

$i$	$A_{i0}$	$A_{i1}$	$A_{i2}$
0	1.134125E0	4.124891E0	5.743693E-4
1	-4.80045E-1	-7.643903E-2	5.870921E-5
2	-2.161438E-3	2.589577E-3	-7.375319E-6
3	2.336235E-4	-9.500522E-5	3.277592E-7
4	-1.188679E-5	1.708026E-6	-6.062304E-9
5	2.291532E-7	-1.102363E-8	3.901897E-11

Li-Br Eriyiğinin entropisi aşağıdaki denklem ile bulunmuştur. (Kaita, 2001)

$$S = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 B_{ij} X^j T^i \quad (4.67)$$

4.67 numaralı denklemde  $B_{ij}$  değişkenine ait,  $i$  ve  $j$  katsayıları Tablo 4.4'de verilmiştir. (Kaita, 2001)

**Tablo 4.4.** Eşitlik 4.67'de kullanılan katsayılar

$i$	$B_{i0}$	$B_{i1}$	$B_{i2}$	$B_{i3}$
0	5.127558E-01	-1.393954E-02	2.924145E-05	9.035697E-07
1	1.226780E-02	-9.156820E-05	1.820453E-08	-7.991806E-10
2	-1.364895E-05	1.068904E	-1.381109E-09	1.529784E-11
3	1.021501E-08	0	0	0

4.67 numaralı denklemde sıcaklık ve konsantrasyon sınırları sırasıyla; 40-210 °C ve 40-65 % olarak verilmiştir. (Kaita, 2001)

### 4.3.3 Amonyak-Lityum Nitrat (NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>) Eriyiği

#### 4.3.3.1 Amonyak Lityum Nitrat eriğinin termodinamik özellikleri

Amonyak-Lityum Nitrat karışımının doyma basıncı ve sıcaklığı arasındaki ilişki, karışımın konsantrasyonuna bağlıdır. (Ferreira, 1984)

$$\ln P = A + \frac{B}{T} \quad (4.68)$$

Buradan ;

$$A = 16,29 + 3,859(1 - X)^3 \quad (4.69)$$

$$B = -2802 - 4192(1 - X)^3 \quad (4.70)$$

Amonyak-lityum nitrat eriyiğinin entalpisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıdaki denklemler ile verilmiştir. (Garousi Farshi, Infante Ferreira, Mahmoudi, & Rosen, 2014)

$$(x \leq 0,54)h = (a \cdot x - b) + c \cdot (d - x)^2 + (e + f \cdot x) \cdot T + (g + h \cdot x)(T + 273,16)^2 - 273,16^2 \quad (4.71)$$

$$(x > 0,54)h = (a \cdot x - b) + c \cdot (X - d)^{1.5} + (e + f \cdot x) \cdot T + (g + h \cdot x)(T + 273,16)^2 - 273,16^2 \quad (4.72)$$

Denklem 4.71'deki katsayılar aşağıda verilmiştir. (Garousi Farshi, Infante Ferreira, Mahmoudi, & Rosen, 2014)

a = 200	d = 0.54	f = 3.241
b = 15	h = 0.924 x 10 <sup>-3</sup>	g = 1.039 x 10 <sup>-3</sup>
c = 1570	e = 5.593 x 10 <sup>-1</sup>	

Denklem 4.72'deki katsayılar aşağıda verilmiştir. (Garousi Farshi, Infante Ferreira, Mahmoudi, & Rosen, 2014)

a = 200	e = 5.593 x 10 <sup>-1</sup>
b = 215	f = 3.241
c = 689	g = 1.039 x 10 <sup>-3</sup>
d = 0.54	h = 0.924 x 10 <sup>-3</sup>

Amonyak-lityum nitrat eriyiğinin entropisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıdaki denklem ile verilmiştir. (Garousi Farshi, Infante Ferreira, Mahmoudi, & Rosen, 2014)

$$s = (a + b \cdot X + c \cdot X^2 + d \cdot X^3 + e \cdot T) / (1 + f \cdot X + g \cdot X^2 + h \cdot X^3 + i \cdot T + j \cdot T^2) \quad (4.73)$$

Denklem 4.73'deki katsayılar aşağıda verilmiştir. (Garousi Farshi, Infante Ferreira, Mahmoudi, & Rosen, 2014)

a = 8.70310 x 10 <sup>-1</sup>	f = -2.90321
b = -3.98268	g = 4.13376
c = 6.42203	h = -2.19727
d = -3.21434	i = 8.8621162 x 10 <sup>-4</sup>
e = 4.19479 x 10 <sup>-3</sup>	j = -1.62347 x 10 <sup>-6</sup>

#### 4.3.4 Amonyak-Sodyum Tiyosiyanat (NH<sub>3</sub>-NaSCN) Eriyiği

##### 4.3.4.1 Amonyak Sodyum Tiyosiyanat eriğinin termodinamik özellikleri

Amonyak-Sodyum Tiyosiyanat karışımının doyma basıncı ve sıcaklığı arasındaki ilişki, karışımın konsantrasyonuna bağlıdır. (Linghui & Junjie, 2010)

$$\ln P = A + \frac{B}{T} \quad (4.74)$$

Burada ;

$$A = 15,7266 - 0,298628X \quad (4.75)$$

$$B = -2548,65 - 2621,92(1 - X)^3 \quad (4.76)$$

Amonyak-Sodyum Tiyosiyanat eriğinin entalpisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıdaki denklemde verilmiştir. (Linghui & Junjie, 2010)

$$\begin{aligned} h = & a \cdot x + (b + c \cdot x + d \cdot x^2) \cdot (1 - x) + ((e + f \cdot (1 - x) + g \cdot (1 - x)^2) \cdot T + \\ & (h + i(1 - x) + j(1 - x)^2) \cdot ((T + 273,16)^2 - 273,16^2) + (k + l \cdot (1 - xv) + \\ & m \cdot (1 - x)^2) \cdot ((T + 273,16)^3 - 273,16^3) + n \cdot ((T + 273,16)^4 - 273,16^4) + \\ & o \cdot ((T + 273,16)^5 - 273,16^5) \end{aligned} \quad (4.77)$$

Denklem 4.77'deki katsayılar aşağıda verilmiştir. (Garousi Farshi, Infante Ferreira, Mahmoudi, & Rosen, 2014)

a = 200	i = -3.552 x 10 <sup>-1</sup>
b = 79.7237	j = -3.331 x 0.1
c = -992.2346	k = 1.74224 x 10 <sup>-3</sup>
d = -295.6656	l = -4.0467 x 10 <sup>-4</sup>
e = 6.3576 x 10	m = 3.9067 x 10 <sup>-4</sup>
f = -1.073 x 10 <sup>2</sup>	n = -3.3049 x 10 <sup>-6</sup>
g = 9.119 x 10	o = 2.5057 x 10 <sup>-9</sup>
h = -4.56285 x 10 <sup>-1</sup>	

Amonyak-Sodyum Tiyosiyanat eriğinin entropisi, sıcaklık ve konsantrasyona bağlı olarak aşağıdaki denklem ile verilmiştir. (Garousi Farshi, Infante Ferreira, Mahmoudi, & Rosen, 2014)

$$s = (a + b \cdot x + c \cdot T + d \cdot T^2 + e \cdot T^3) / (1 + f \cdot x + g \cdot T + h \cdot T^2 + i \cdot T^3) \quad (4.78)$$

Denklem 4.78'deki katsayılar aşağıda verilmiştir. (Garousi Farshi, Infante Ferreira, Mahmoudi, & Rosen, 2014)

$$a = -1.88297 \times 10^{-1}$$

$$f = -1.32557 \times 10^{-1}$$

$$b = 1.04668$$

$$g = -8.99647 \times 10^{-3}$$

$$c = 3.73268 \times 10^{-3}$$

$$h = 5.16364 \times 10^{-5}$$

$$d = -4.47284 \times 10^{-5}$$

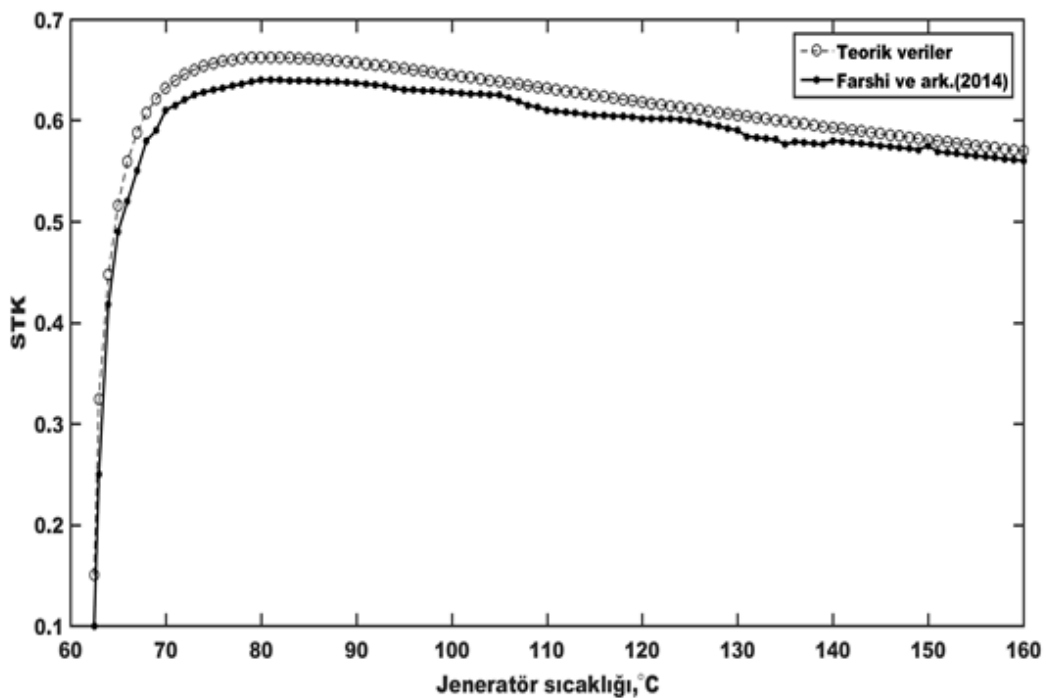
$$i = -1.16582 \times 10^{-7}$$

$$e = 1.98330 \times 10^{-7}$$

## 5.ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Şekil 4.1’de şematik gösterimi yapılan bir absorpsiyonlu soğutma sisteminde, LiBr-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> ve NH<sub>3</sub>-NaSCN akışkan çiftleri için termodinamik ve ekserji analizi yapılmıştır. Analiz için Matlab bilgisayar programında bir matematik model oluşturulmuş ve farklı jeneratör, buharlaştırıcı ve absorber sıcaklıklarında sistemin Soğutma Tesir Katsayısı (STK) ve Ekserji Verimleri (%) her bir akışkan çifti için ayrı olarak incelenmiştir.

Analiz için soğutma kapasitesi 300 kW olarak kabul edilmiştir. Yoğuşturucu ve absorber için kaynak sıcaklıkları  $T_K=T_y-5$ ; jeneratör için kaynak sıcaklığı  $T_K=T_j+10$  ve buharlaştırıcı için kaynak sıcaklığı  $T_K=T_b+5$  olarak alınmıştır. Bu değerlerin alınmasının sebebi Garousi Farshi ve ark. (Garousi Farshi, Infante Ferreira, Mahmoudi, & Rosen, 2014) yapmış oldukları çalışma ile matematik modelimizin uyumunun karşılaştırılması ve bu yaklaşım ile modelin doğrulanma ihtiyacından kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.1. Soğutma Tesir katsayısının (STK) jeneratör sıcaklığına ( $T_j$ ) göre değişimi ( $T_e=10^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{abs}}=T_y=35^\circ\text{C}$ )

Jeneratör sıcaklığına göre modelimizden elde ettiğimiz STK değerlerinin ve Garousi Farshi ve ark. çalışmalarından elde edilen STK değerlerinin bir karşılaştırılması Şekil 5.1’ de verilmiştir. Elde edilen sonuçlarda Garousi Farshi ve ark. (Garousi Farshi,

Infante Ferreira, Mahmoudi, & Rosen, 2014) , aynı koşullarda NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> akışkan çifti için sırasıyla STK değerini en yüksek 0.64 olarak 80°C jeneratör sıcaklığında bulmuşlardır. Bu çalışmada ise NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> akışkan çifti için STK değeri en yüksek 0.66 değerinde 81°C jeneratör sıcaklığında bulunmuştur. Değerlerin yakınlığı oluşturulan matematik modelin doğruluğunu göstermektedir.

**Tablo 5.1.** T<sub>j</sub>=160°C, T<sub>b</sub>=10°C ve T<sub>abs</sub>=T<sub>y</sub>=35°C sıcaklık noktaları için program alınan veriler

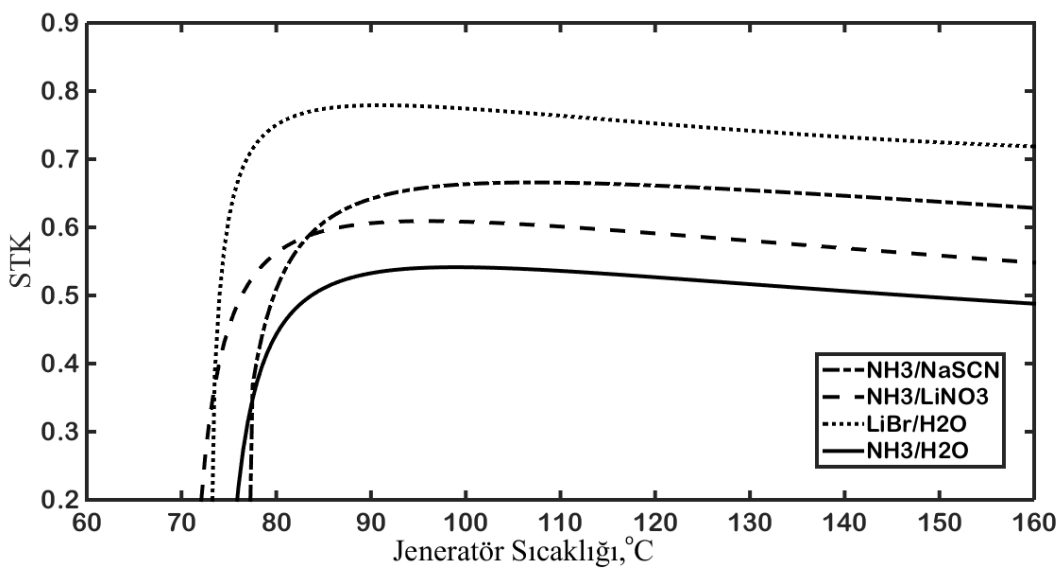
Run	Wp	STK	IT	verim	P1	T1	h1
1	0.7939	0.5684	148.6755	-6.0295	1.3537e+03	160	1.8039e+03
2	P2 = 1.3537e+03	T2 = 35	h2 = 346.8415	X2 = 0	P3 = 615.1920	T3 = 10	h3 = 346.8415
3	X3 = 0.0978	P4 = 615.1920	T4 = 10	h4 = 1.4520e+03	X4 = 1	P5 = 615.1920	T5 = 35
4	h5 = 18.6083	xf5 = 0.5699	P6 = 1.3537e+03	T6 = 35	h6 = 19.4022	xf6 = 0.5699	P7 = 1.3537e+03
5	T7 = 66.0002	h7 = 124.6200	xf7 = 0.5699	P8 = 1.3537e+03	T8 = 160	h8 = 331.4317	xf8 = 0.2344
6	P9 = 1.3537e+03	T9 = 78.7500	h9 = 144.1586	xf9 = 0.2344	P10 = 615.1920	T10 = 78.7500	h10 = 144.1586

Tablo 5.1 ve Tablo 5.1\_devam'da T<sub>j</sub>=160°C, T<sub>b</sub>=10°C ve T<sub>abs</sub>=T<sub>y</sub>=35°C sıcaklık noktaları için programdan alınan veriler paylaşılmıştır.

Tablo 5.1 ve Tablo 5.1\_devam'daki değerlerden görüldüğü üzere pompa gücü ( $\dot{W}_p = \dot{m}_6 \times w_p = 0.4919$  kW) oldukça küçük bir değer olduğu için hesaplamalarda ihmal edilmiştir.

**Tablo 5.1\_devam.**  $T_j=160^\circ\text{C}$ ,  $T_b=10^\circ\text{C}$  ve  $T_{\text{abs}}=T_y=35^\circ\text{C}$  sıcaklık noktaları için program alınan veriler

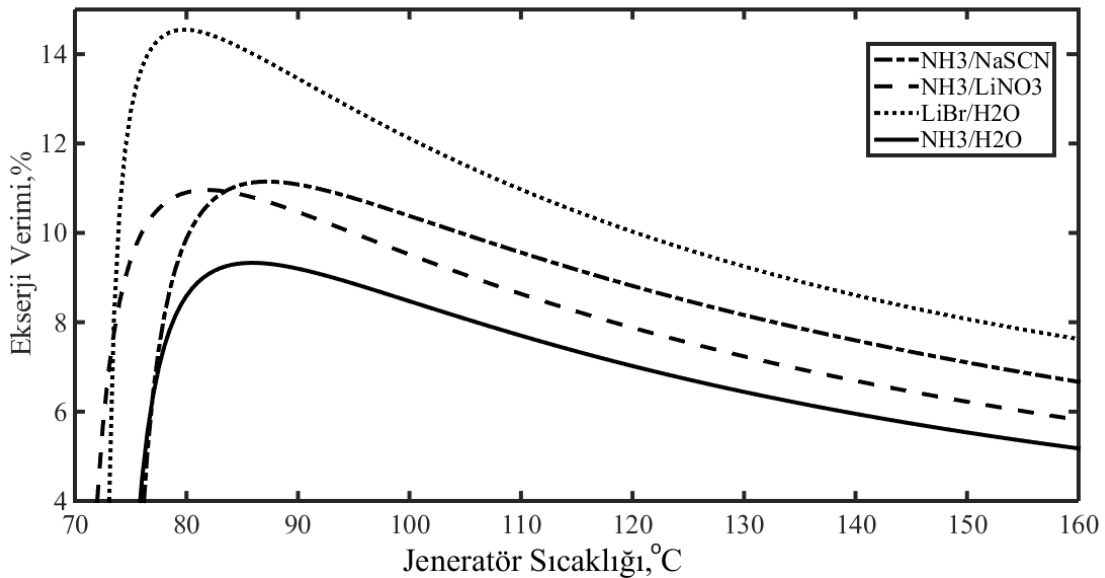
Editor - li_no3.m	Editor - li_no3.m	Editor - li_no3.m	Editor - li_no3.m	Editor - li_no3.m	Editor - li_no3.m
<pre> xf10 =     0.2344  STK =     0.5684  ITK =     1.5693  s1 =     5.8399  s2 =     1.2791  s3 =     1.3013  s4 =     5.2046 </pre>	<pre> s5 =     0.7675  s6 =     0.7675  s7 =     1.1067  s8 =     1.4864  s9 =     1.0009  s10 =     1.0009  E1 =     70.5983 </pre>	<pre> E2 =     44.0195  E3 =     42.2188  E4 =     26.4774  E5 =     -8.4406  E6 =     -7.9488  E7 =     -5.3753 </pre>	<pre> E8 =     29.5753  E9 =     14.7503  E10 =     14.7503  Ib =     5.3247  Iy =     20.0522  Ik =     67.2117  Iabs =     42.5264 </pre>	<pre> Iabs =     42.5264  Iid =     12.2515  Igv =     1.8007  Igv =     0  Igv =     1.8007  Igv =     0  Ip =     -0.4919  QY =     -395.5070  QK =     527.8135  QB =     300  QABS =     -432.7983 </pre>	<pre> Igv =     1.8007  Igv =     0  Ip =     -0.4919  QY =     -395.5070  QK =     527.8135  QB =     300  QABS =     -432.7983 </pre>



**Şekil 5.2.** Soğutma Tesir katsayısının (STK) jeneratör sıcaklığına ( $T_j$ ) göre değişimi ( $T_b=10^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{abs}}=T_y=40^\circ\text{C}$ )

Şekil 5.2’de jeneratör sıcaklığının, absorpsiyonlu soğutma sisteminin soğutma tesir katsayısına (STK) olan etkisi farklı çözeltiler için görülmektedir. Grafik çizimi için  $T_b = 10^\circ\text{C}$ ,  $T_{abs} = T_y = 40^\circ\text{C}$  olarak alınmıştır. Garousi Farshi ve arkadaşları (Garousi Farshi, Infante Ferreira, Mahmoudi, & Rosen, 2014) incelemiş oldukları çözeltilerine ek olarak bu çalışmada LiBr-H<sub>2</sub>O ve NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O incelemişlerdir. Şekil 5.2’deki grafikte, aynı jeneratör sıcaklığına göre soğutma tesir katsayısı değerleri en yüksek olan LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çiftidir. Soğutucu akışkan olarak Amonyak (NH<sub>3</sub>) kullanan akışkan çiftleri kendi aralarında kıyaslandığından Soğutma etkinliği en yüksek olan absorbent NaSCN olduğu görülmüştür.

Jeneratör sıcaklığının artması halinde tüm akışkan çiftlerinde önce soğutma tesir katsayısı değeri artmakta, daha sonra soğutma tesir katsayısı değeri azalan bir eğimle düşüşe geçmektedir. Bu sonuç Florides ve Kalogirou’nun (Florides & Kalogirou, 2003), Garousi Farshi ve arkadaşlarının (Garousi Farshi, Infante Ferreira, Mahmoudi, & Rosen, 2014) ve Abdulateef ve arkadaşlarının (Abdulateef, Sopian, Alghoul, & Baharuddin, 2008) yapmış oldukları çalışmalar ile uyumludur.

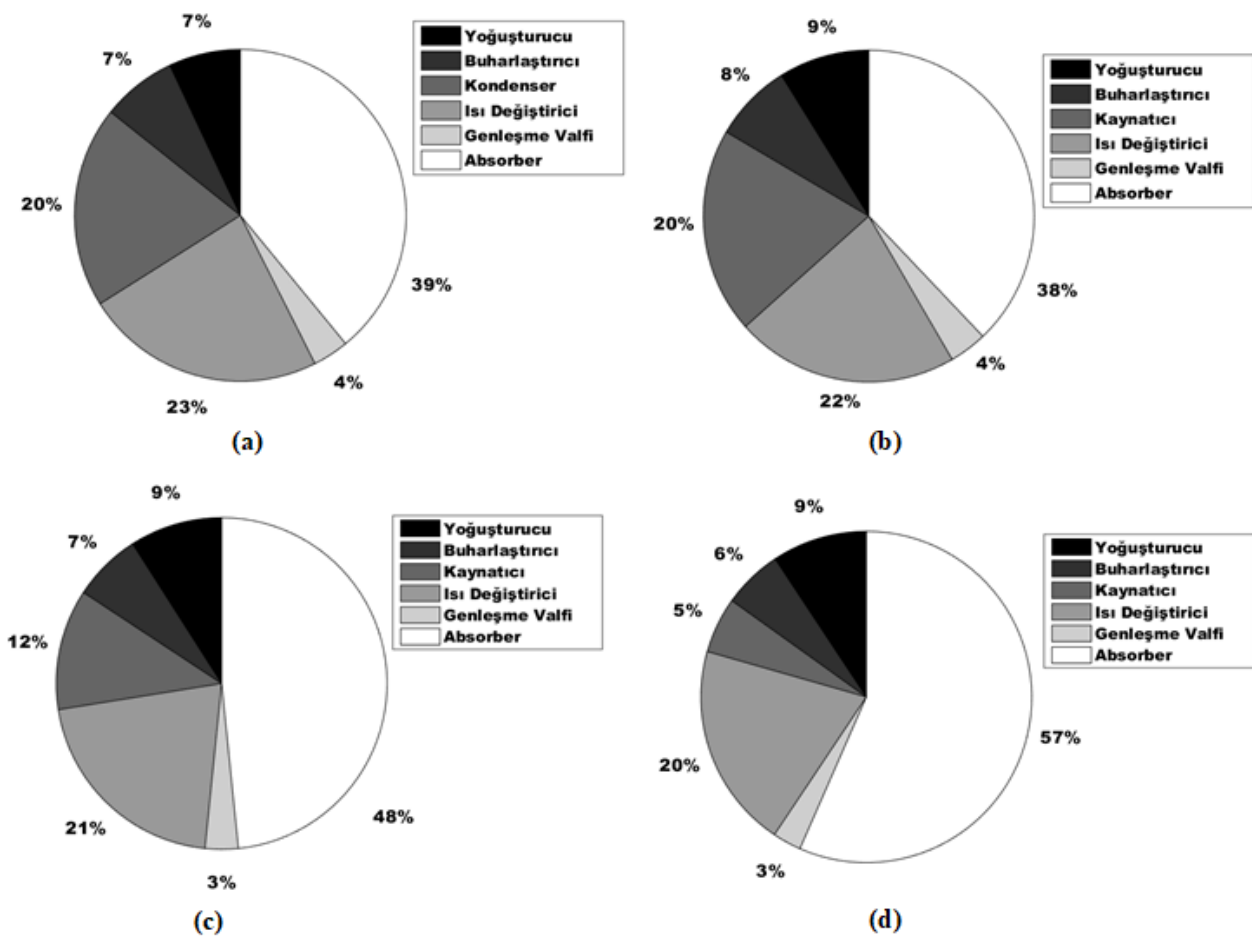


Şekil 5.3. Ekserji veriminin jeneratör sıcaklığına ( $T_j$ ) göre değişimi ( $T_b=10^\circ\text{C}$ ,  $T_{abs}=T_y=40^\circ\text{C}$ )

Şekil 5.3’deki grafikte jeneratör sıcaklığı arttıkça sistemin ekserji verimi çözeltiler için önce artmakta ve sonra azalmaktadır. Jeneratör sıcaklığının artması dolaşım oranını düşürmektedir ve bu durum jeneratör kapasitesinin azalmasına neden olmakta ve böylece ekserji verimini arttırmaktadır. Yaklaşık olarak 80-85 °C jeneratör sıcaklığı aralığından daha yüksek sıcaklık değerlerinde akışkan çiftinin ekserji verimi

düşmeye başlamıştır. Buharlaştırıcı sıcaklığı sabit tutulurken jeneratör sıcaklığının artması, sisteme giren ekserjinin artmasına neden olduğu için ekserji veriminin azalması bilinen bir durumdur. Çünkü ısı kaynağının sıcaklığı arttıkça daha düşük sıcaklıklılarda soğutma elde edilebilmektedir.

Jeneratör sıcaklığındaki değişime göre ekserji verim değeri en yüksek olan LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çiftidir. Soğutucu akışkan olarak Amonyak (NH<sub>3</sub>) kullanan akışkan çiftleri kendi aralarında kıyaslandığından ekserji verimi en yüksek olan akışkan çifti NH<sub>3</sub>-NaSCN 'dir.

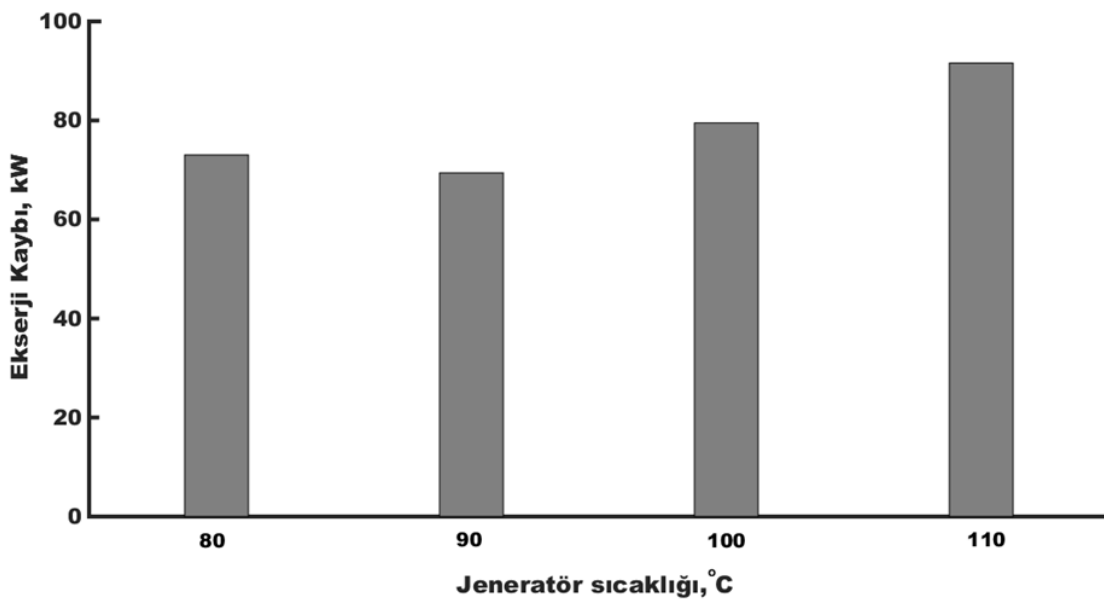


Şekil 5.4. NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O akışkan çifti için (a) T<sub>j</sub>= 80 °C (b) T<sub>j</sub>= 90 °C (c) T<sub>j</sub>= 100 °C (d) T<sub>j</sub>= 110 °C jeneratör sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları

NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi için ekserji kaybının sistemdeki jeneratör sıcaklığına göre değişimini gösteren grafik Şekil 5.4'te sunulmuştur. NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanılan sistemlerde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı eleman 110 °C jeneratör sıcaklığındaki absorber'dir. T<sub>j</sub>= 90 °C sıcaklığında absorberin ekserji kaybı minimum seviyede olduğu gözlenmiştir.

Absorberin ekserji kaybı  $90^{\circ}\text{C}$  jeneratör sıcaklığına kadar azalma eğilimi göstermiş, sıcaklık artışı ile birlikte absorberin ekserji kaybı artmıştır. Ekserji kaybında önemli rol oynayan jeneratördaki ekserji kaybı ise jeneratör sıcaklığı arttıkça azalmaktadır.

Şekil 5.5'te  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  akışkan çifti kullanan absorpsiyonlu soğutma sisteminde ideal jeneratör sıcaklığının  $90^{\circ}\text{C}$  olduğu ve daha yüksek jeneratör sıcaklıklarında absorber sıcaklığının artmasıyla, sistemin soğutma etkinlik değerleri ve ekserji verimleri değerlerinin azaldığı görülmüştür. Artan jeneratör sıcaklığı ile birlikte sistemin ekserji kaybının arttığı görülmektedir.  $90^{\circ}\text{C}$ 'deki sistemin toplam ekserji kaybı  $75\text{ kW}$ 'dır.



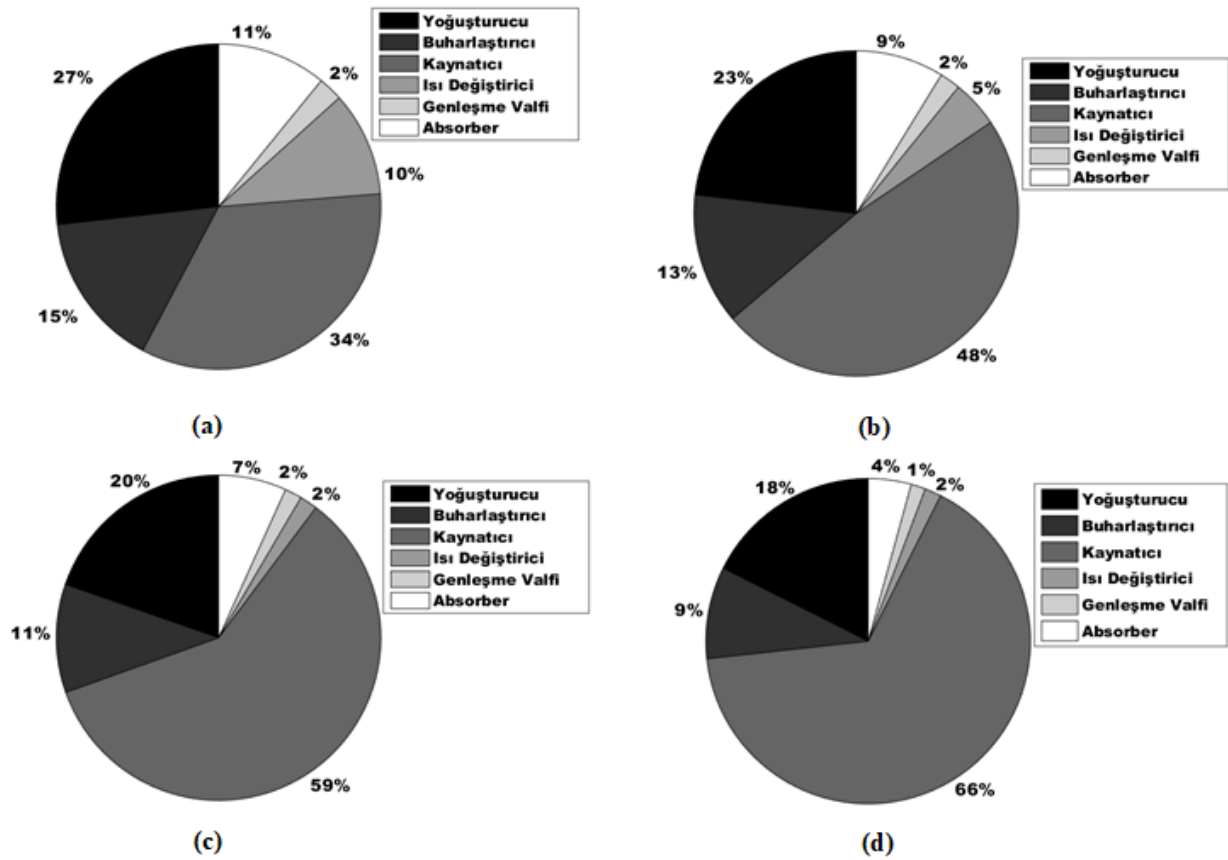
Şekil 5.5.  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  akışkan çifti için jeneratör sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi

$T_j=80^{\circ}\text{C}$  ve  $T_j=90^{\circ}\text{C}$  jeneratör sıcaklıkları için jeneratör ekipmanının ekserji kaybı maksimum düzeyde olup artan jeneratör sıcaklıkları ile birlikte ekserji kaybının azaldığı görülmüştür.  $T_j=110^{\circ}\text{C}$  sıcaklığında jeneratör maksimum ekserji verimi ile çalışmaktadır.

$T_j=90^{\circ}\text{C}$  jeneratör sıcaklığındaki buharlaştırıcıdaki ekserji kaybının en üst seviyede olduğu ve diğer hesaplanan sıcaklık aralıklarında ise ekserji kaybı azalma eğiliminde olduğu görülmüştür. Ayrıca  $80^{\circ}\text{C}$  jeneratör sıcaklığında ise buharlaştırıcının optimum ekserji verimi ile çalıştığı gözlemlenmiştir.

$T_j=70^{\circ}\text{C}$  jeneratör sıcaklığındaki yoğuşturucu elemanında en az ekserji kaybı olduğu görülmüştür. Jeneratör sıcaklığı arttırıldığında ise yoğuşturucudaki ekserji kaybı

oranı değişmemektedir. Yoğuşturucu için verimli çalışma sıcaklığı için  $T_j=70$  °C olduğu sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 5.6. LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti için (a)  $T_j= 80$ °C (b)  $T_j= 90$  °C (c)  $T_j= 100$  °C (d)  $T_j= 110$  °C jeneratör sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları

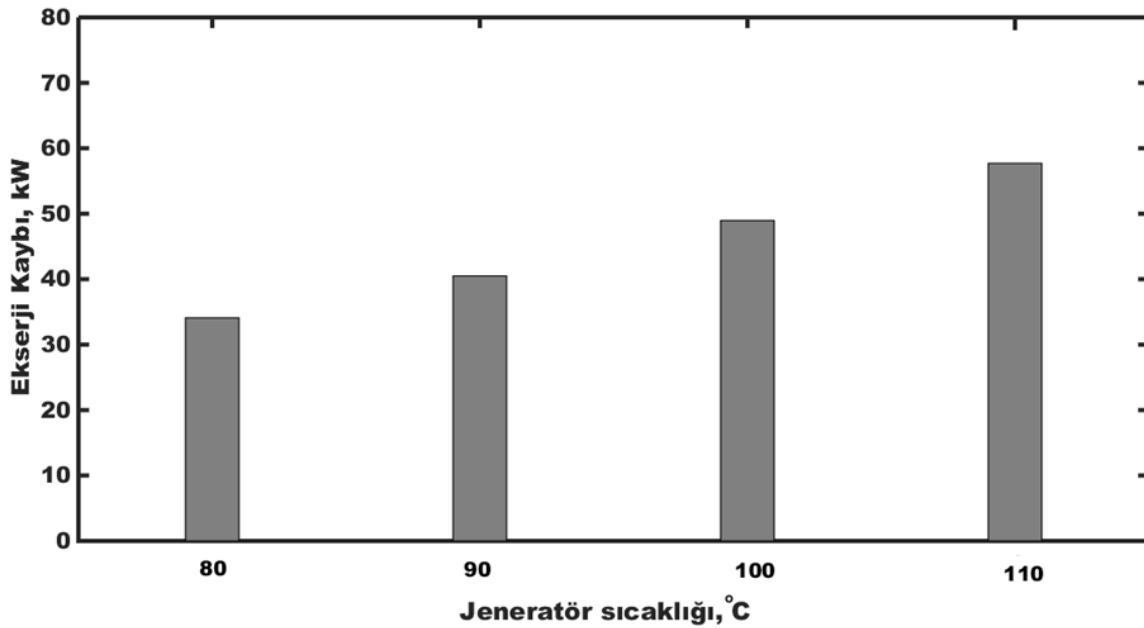
LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi için ekserji kaybının sistemdeki jeneratör sıcaklığına göre değişimini gösteren grafik Şekil 5.6'da sunulmuştur. Soğutma sisteminde en verimli çalışma aralığının jeneratör sıcaklığının 80 °C olduğu sıcaklık olduğu ve yüksek jeneratör sıcaklıklarında ekserji kaybının arttığı, sistem veriminin artan jeneratör sıcaklığı ile birlikte giderek azaldığı görülmüştür.

LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çiftli absorpsiyonlu soğutma sisteminde sıcaklık artışı ile birlikte en fazla ekserji kaybının jeneratörde olduğu görülmektedir. Artan sıcaklık sadece jeneratör üzerinde ekserji kayıplarını arttırmış diğer sistem elemanları üzerinde olumlu etki etmiş ve ekserji kayıpları azalmıştır. Jeneratör sıcaklığındaki artış genleşme valfinin ekserji kaybını etkilemediği ve 110°C jeneratör sıcaklığındaki genleşme valfinin ekserji kaybının en düşük seviyede olduğu bu eleman için verimli çalışma sıcaklığının 110°C jeneratör sıcaklığı olduğu elde edilen sonuçlardan anlaşılmaktadır.

Artan jeneratör sıcaklığı ile birlikte sistemde bulunan ısı değiştiricisinde ekserji kaybının azaldığı ve  $T_j=80^\circ\text{C}$  sıcaklıklarında ekserji kaybının ve eleman üzerindeki tersinmezliklerin en fazla olduğu grafiklerden görölmektedir.

Artan jeneratör sıcaklıklarında buharlaştırıcı üzerindeki ekserji kayıpları azalmakta ve buharlaştırıcı daha kararlı bir yapıya sahip olmaktadır.

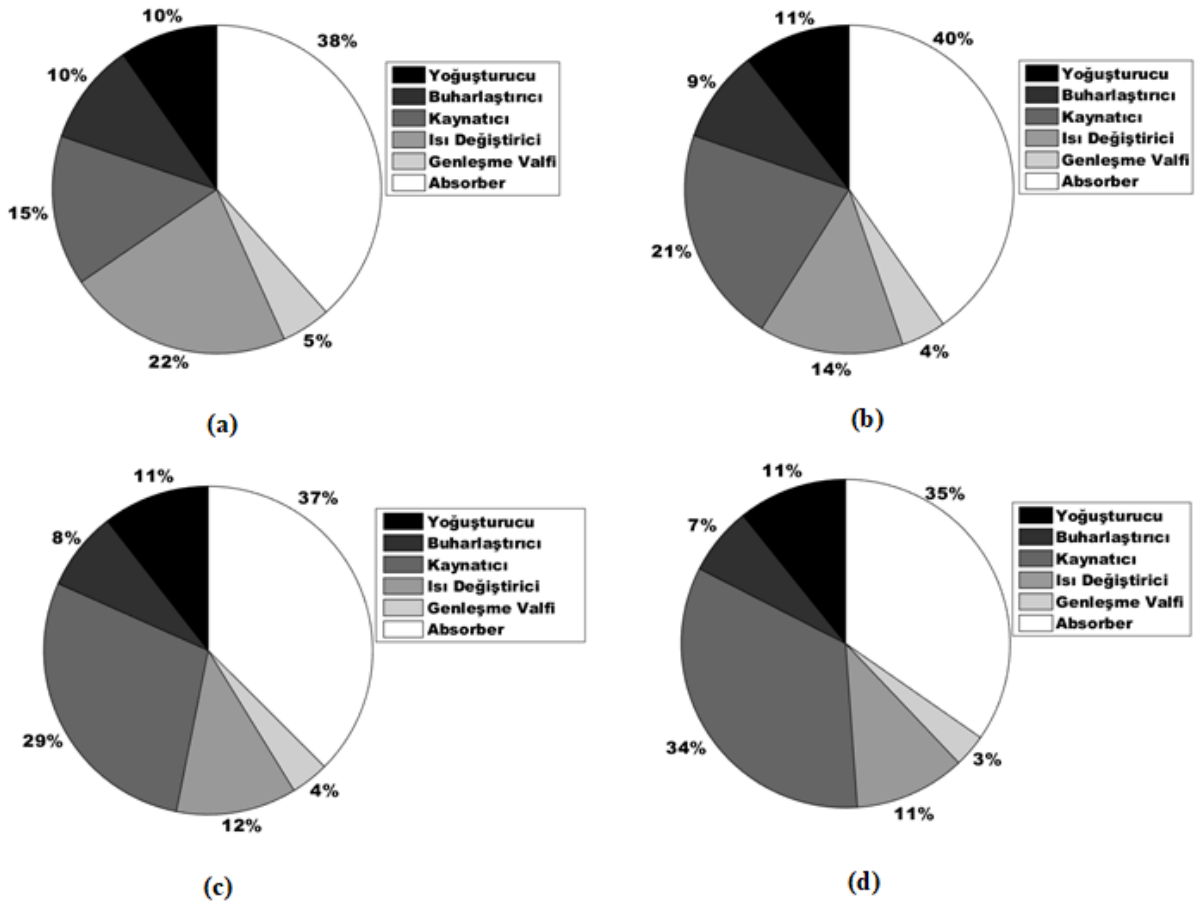
Jeneratör sıcaklığındaki artış yoğuşturucudaki ekserji kayıplarını azaltmakta ve yoğuşturucu verimini olumlu etkilediği tespit edilmiştir.



Şekil 5.7. LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti için jeneratör sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi

LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı eleman 110 °C sıcaklığa sahip olan jeneratördür. Ekserji kaybının en yüksek yaşandığı sıcaklık olan 110°C jeneratör sıcaklığında sistemin toplam ekserji kaybı 60 kW olduğu Şekil 5.7’de görölmektedir.

LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde elemanları değerlendirildiğinde sistem ekipmanlarından artan jeneratör sıcaklıkları ile birlikte sadece jeneratörün ekserji kayıpları artmış, diğer tüm sistem elemanlarının ise artan sıcaklıkla birlikte ekserji kayıplarının azaldığı sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 5.8. NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> akışkan çifti için (a) T<sub>j</sub>= 80 °C (b) T<sub>j</sub>= 90 °C (c) T<sub>j</sub>= 100 °C (d) T<sub>j</sub>= 110 °C jeneratör sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları

NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi için ekserji kaybının jeneratör sıcaklığına göre değişimini gösteren grafik Şekil 5.8'de sunulmuştur.

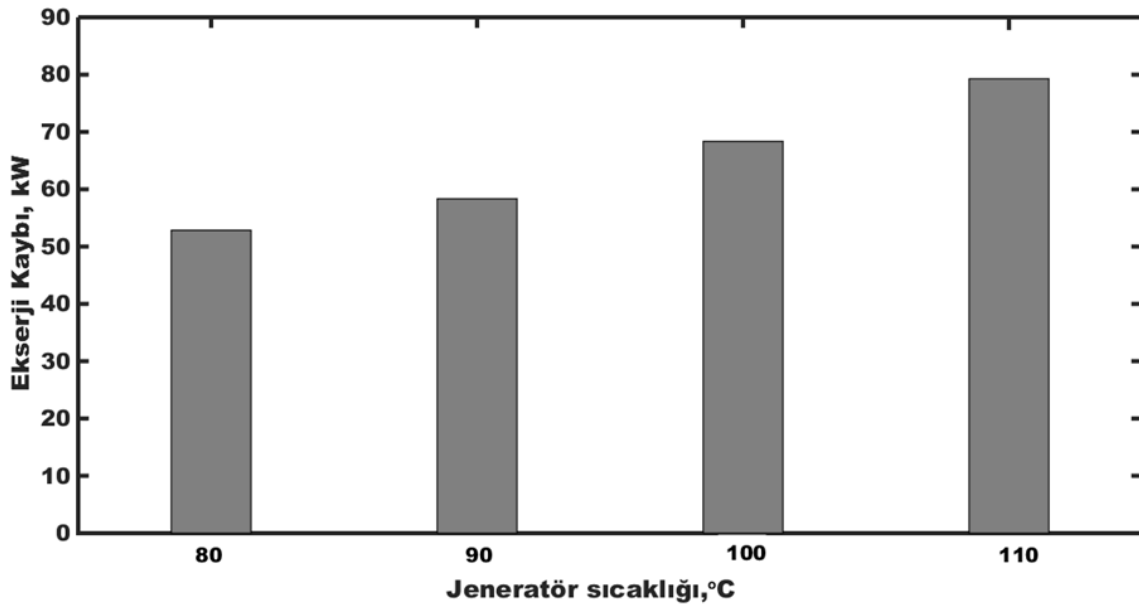
Sistem ekipmanları genel olarak değerlendirildiğinde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı eleman 90°C jeneratör sıcaklığındaki absorber'dir. 90°C'deki sıcaklıklarda ise absorberin ekserji kaybının azaldığı gözlemlenmiştir. Artan jeneratör sıcaklığı ile birlikte sistemde bulunan ısı değiştiricisi ve genleşme valfi ekipmanlarında ekserji kaybının azaldığı ve T<sub>j</sub>=80°C sıcaklıklarında bu elemanlardaki ekserji kaybının en fazla düzeyde olduğu grafiklerden görülmektedir.

T<sub>j</sub>=80°C sıcaklığındaki jeneratördeki ekserji kaybı incelenen diğer jeneratör sıcaklıklarına göre en az seviyede olduğu gözlemlenmiş ve artan sıcaklık ile birlikte jeneratördeki ekserji kayıplarının arttığı grafiklerden görülmüştür.

T<sub>j</sub>=80°C jeneratör sıcaklığındaki buharlaştırıcıdaki ekserji kaybının incelenen diğer jeneratör sıcaklıklarına göre en üst seviyede olduğu ve daha yüksek jeneratör

sıcaklıklarındaki buharlaştırıcıda ekserji kaybının düşmeye başladığı sonucuna ulaşılmıştır.

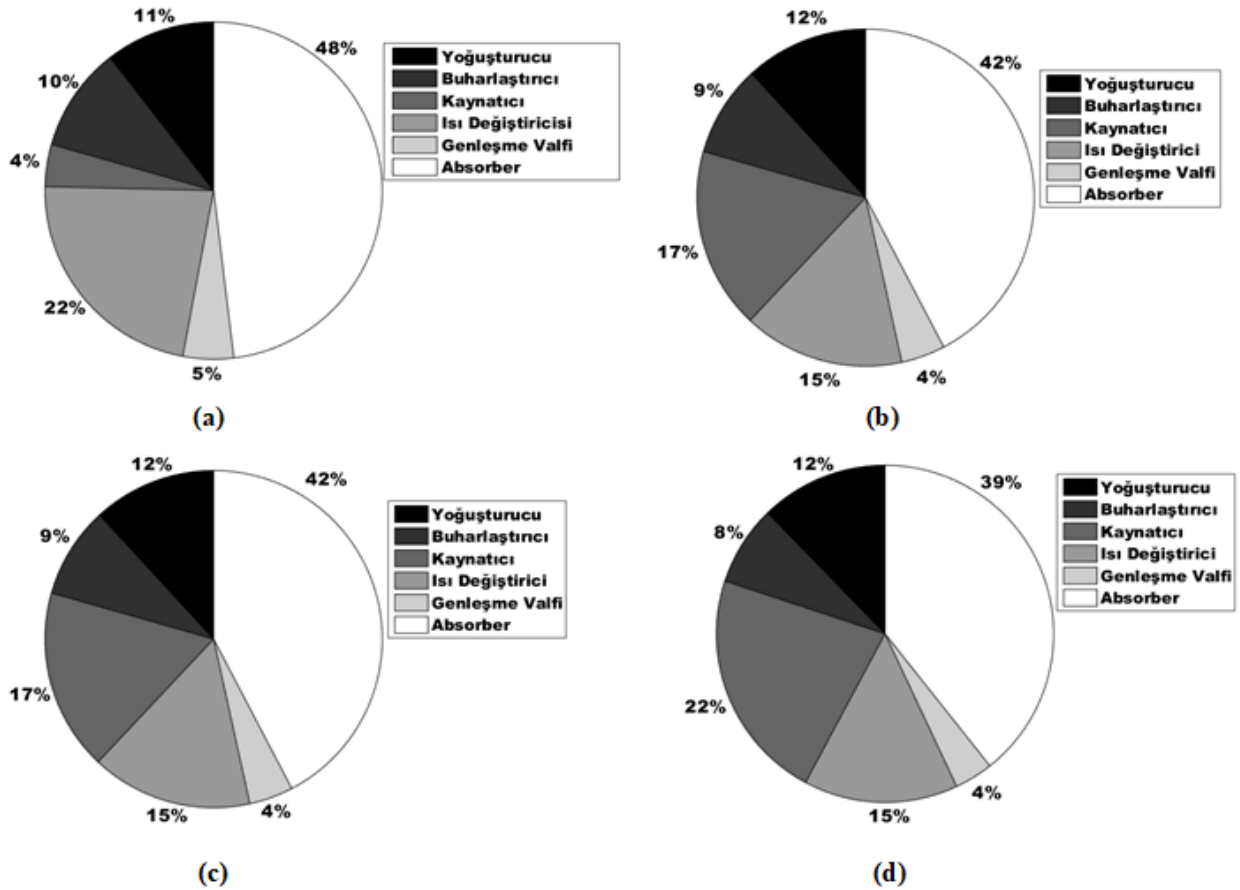
$T_j=80^\circ\text{C}$  jeneratör sıcaklığındaki yoğuşturucuda en az ekserji kaybının meydana geldiği incelenen diğer jeneratör sıcaklıklarına göre tespit edilmiştir. Artan jeneratör sıcaklığı ile birlikte yoğuşturucudaki ekserji kayıpları artmış fakat  $T_j=90^\circ\text{C}$  sıcaklığından sonra ekserji kayıplarının jeneratör sıcaklığının artması ile birlikte değişmediği gözlemlenmiştir.



Şekil 5.9.  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  akışkan çifti için jeneratör sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi

$\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  akışkan çifti için  $80^\circ\text{C}$  jeneratör sıcaklığının en verimli çalışma sıcaklığı olduğu ve  $T_j=80^\circ\text{C}$ 'den sonraki jeneratör sıcaklıklarında ekserji kaybının arttığı ve sistem veriminin artan jeneratör sıcaklığı ile birlikte giderek azaldığı sonucuna varılmıştır.  $110^\circ\text{C}$ 'deki sistemin toplam ekserji kaybı  $80\text{ kW}$ ' civarındadır.

Sonuç olarak  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi elemanları değerlendirildiğinde sistem elemanlarından artan jeneratör sıcaklıkları ile birlikte sadece jeneratörün ekserji kayıpları artmış, diğer tüm sistem elemanlarının ise artan sıcaklıkla birlikte ekserji kayıpları azaldığı sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 5.10.  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  akışkan çifti için (a)  $T_j = 80^\circ\text{C}$  (b)  $T_j = 90^\circ\text{C}$  (c)  $T_j = 100^\circ\text{C}$  (d)  $T_j = 110^\circ\text{C}$  jeneratör sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları

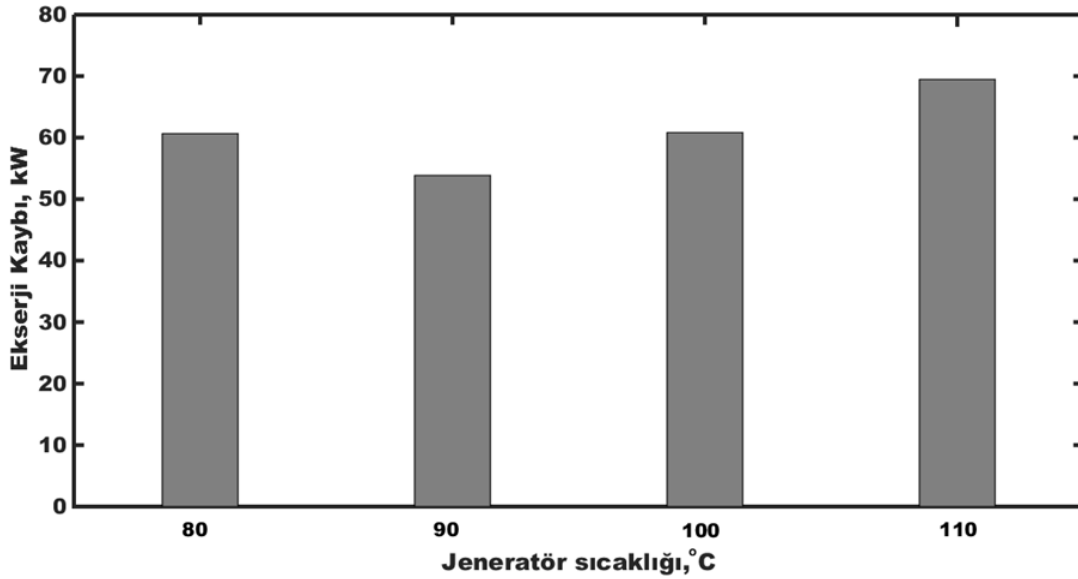
$\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi için ekserji kaybının sistemdeki jeneratör sıcaklığına göre değişimini gösteren grafik Şekil 5.10'da sunulmuştur. Bu akışkan çifti için ideal jeneratör sıcaklığının  $90^\circ\text{C}$  olduğu ve  $T_j = 90^\circ\text{C}$ 'den sonraki jeneratör sıcaklıklarında incelenen diğer jeneratör sıcaklıklarına göre ekserji kaybının arttığı ve sistem veriminin artan jeneratör sıcaklığı ile birlikte giderek azaldığı sonucuna varılmıştır.  $90^\circ\text{C}$ 'deki sistemin toplam ekserji kaybı 55 kW civarındadır.

$\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  akışkan çifti kullanılan sistemlerde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı eleman  $80^\circ\text{C}$  jeneratör sıcaklığındaki absorberdir. Artan jeneratör sıcaklığı ile birlikte absorberin ekserji kaybının azaldığı gözlemlenmiştir.

Jeneratör sıcaklığı artarken buharlaştırıcıdaki ekserji kaybının düşmeye başladığı gözlemlenmiştir.

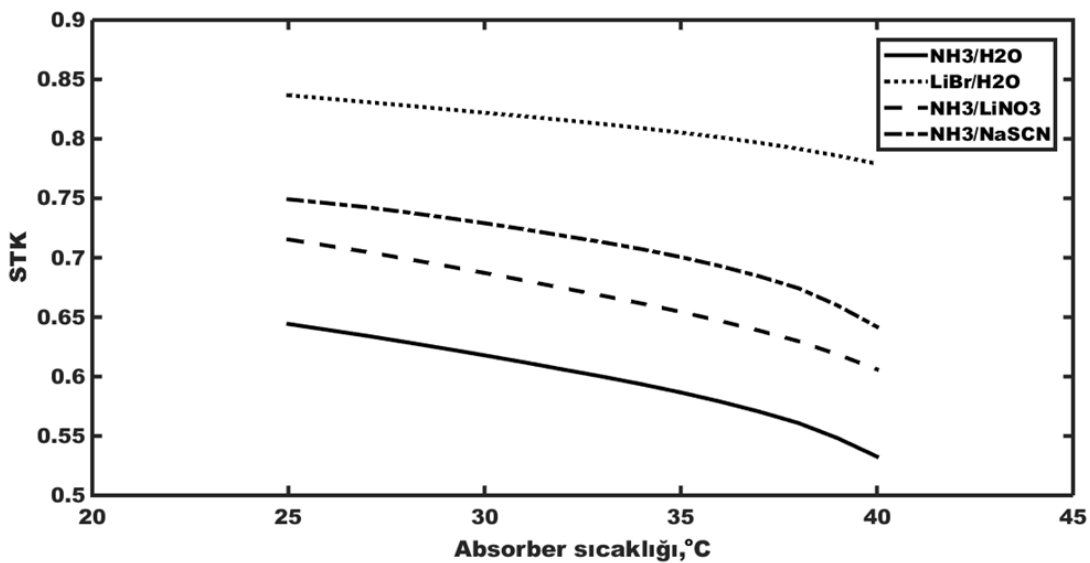
$T_j = 80^\circ\text{C}$  jeneratör sıcaklığındaki yoğuşturucuda incelenen diğer jeneratör sıcaklıklarına göre en az ekserji kaybı oluşmaktadır. Artan jeneratör sıcaklığı ile birlikte

yoğuşturucudaki ekserji kayıpları artmış fakat  $T_j=90$  °C sıcaklığından sonra ekserji kayıplarının jeneratör sıcaklığının artması ile birlikte değişmediği gözlemlenmiştir.

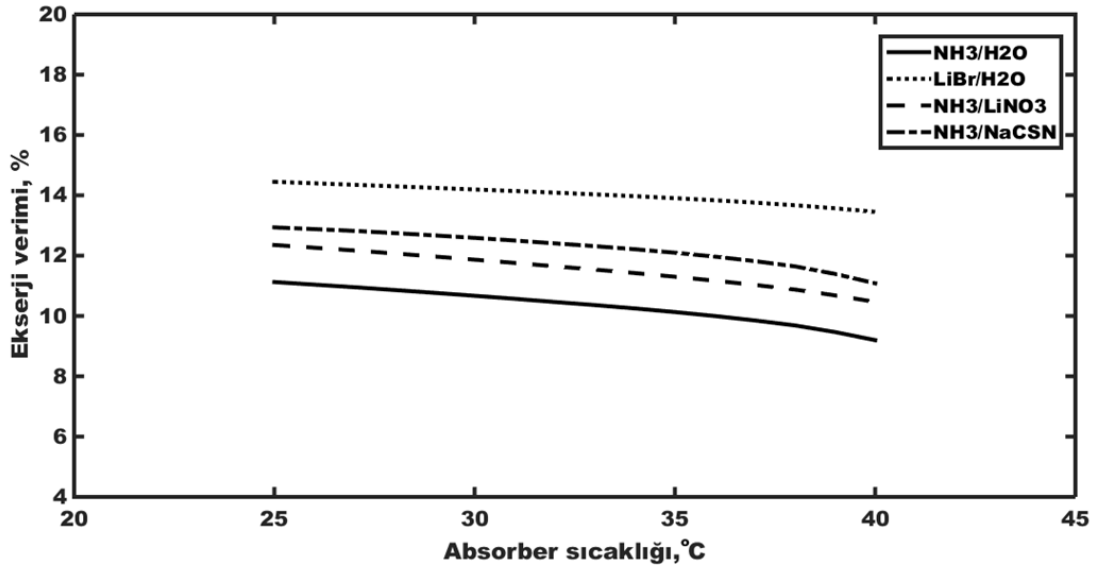


Şekil 5.11.  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  akışkan çifti için jeneratör sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi

Sonuç olarak  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde elemanları değerlendirildiğinde sistem ekipmanlarından artan jeneratör sıcaklıkları ile birlikte yoğuşturucu ve jeneratörün ekserji kayıpları artmış, diğer tüm sistem elemanlarının ise artan sıcaklıkla birlikte ekserji kayıpları azaldığı sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 5.12. Soğutma Tesir katsayısının (STK) absorber sıcaklığına ( $T_{\text{abs}}$ ) göre değişimi ( $T_b=10^\circ\text{C}$ ,  $T_j=80^\circ\text{C}$ )

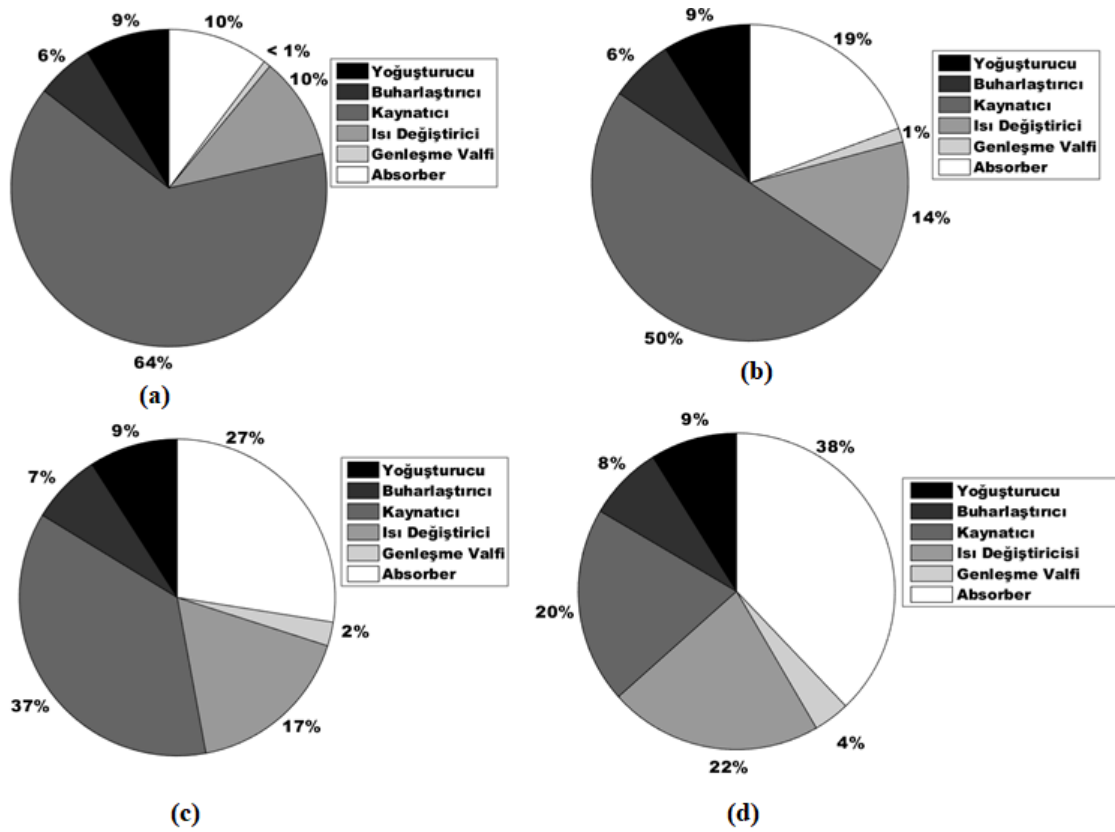


Şekil 5.13. Ekserji veriminin absorber sıcaklığına ( $T_{abs}$ ) göre değişimi

Şekil 5.12 ve Şekil 5.13’de tezde kullandığımız akışkanların farklı absorber sıcaklığında, soğutma tesir katsayısı (STK) ve ekserji verimine etkisi görülmektedir.

Absorber sıcaklığının artması, fakir ve zengin eriyik konsantrasyonu arasındaki farkı azaltarak akış oranının artmasına sebep olmaktadır. Buharlaştırıcı sıcaklığı ve absorber basıncı sabit tutulduğu için absorber sıcaklığı arttıkça akış oranı artmaktadır. Akış oranının artması jeneratör kapasitesini artırarak sistemin soğutma performans değerini düşürmektedir. Jeneratör kapasitesinin artması sisteme giren ekserjiyi arttırmıştır ve soğutma yükü sabit iken giren ekserjinin artması sistemin ekserji veriminin azalmasına neden olmuştur. Şekil 5.12 ve Şekil 5.13’den gözlenen bu durum Kaushik ve Arora’nın (Kaushik & Arora, 2009) yapmış oldukları çalışma ile uyumludur.

Absorber sıcaklığındaki değişime göre ekserji verimi ve STK değeri en yüksek olan LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çiftidir. Soğutucu akışkan olarak Amonyak (NH<sub>3</sub>) kullanan akışkan çiftleri kendi aralarında kıyaslandığında ekserji verimi ve STK değeri en yüksek düzeyde olan akışkan çifti NH<sub>3</sub>-NaSCN ‘dir. Bu sonuç Kaushik ve Arora’nın (Kaushik & Arora, 2009) ve Dehua ve arkadaşlarının (Dehua, Guogeng, Qigi, & Weier, 2014)’nın yapmış oldukları çalışma ile uyumludur.

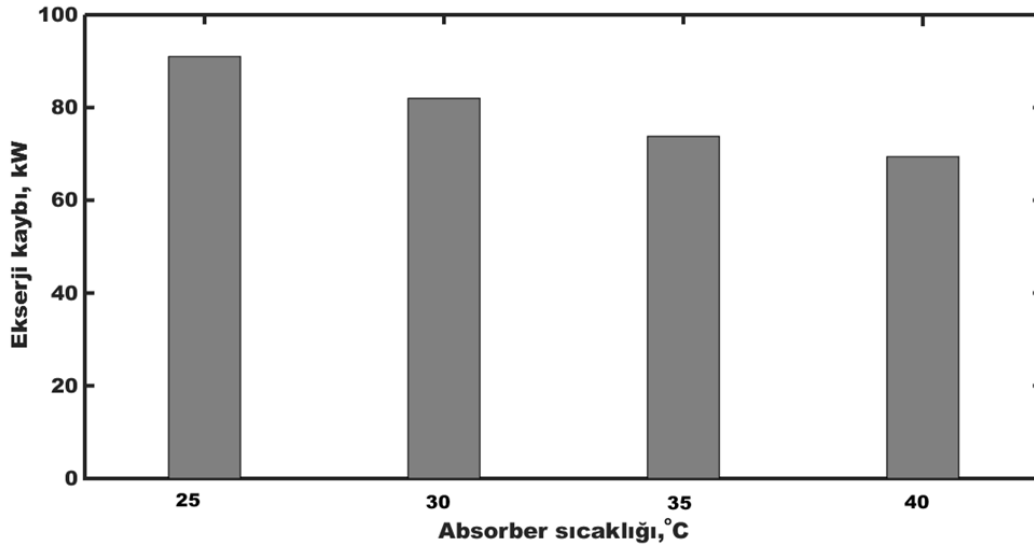


Şekil 5.14.  $NH_3-H_2O$  akışkan çifti için (a)  $T_{abs} = 25^\circ C$  (b)  $T_{abs} = 30^\circ C$  (c)  $T_{abs} = 35^\circ C$  (d)  $T_{abs} = 40^\circ C$  absorber sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları

$NH_3-H_2O$  akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi için ekserji kaybının absorber sıcaklığına göre değişimini gösteren grafik Şekil 5.14'de sunulmuştur.  $NH_3-H_2O$  akışkan çifti kullanılan sistemlerde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı eleman  $25^\circ C$  absorber sıcaklığındaki jeneratör'dür. Artan absorber sıcaklığı ile birlikte jeneratördeki ekserji kayıplarının azaldığı görülmüştür. Absorber sıcaklığının artması ile birlikte ekserji verimi azalan ve ayrıca kayıpları en fazla artan eleman absorber'in kendisi olduğu gözlemlenmiştir.

Artan absorber sıcaklığı ile birlikte sistemde bulunan ısı değiştiricisi ve genleşme valfi ekipmanlarında ekserji kaybının arttığı ve  $T_{abs}=25^\circ C$  sıcaklığında bu elemanlardaki ekserji kaybının en minimum düzeyde olduğu grafiklerden görülmektedir.

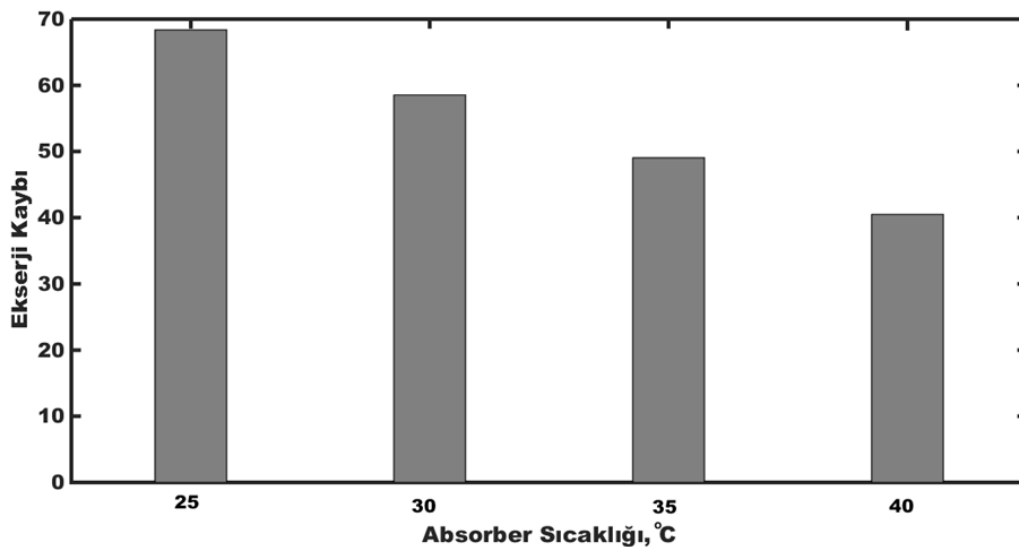
$T_{abs}=25^\circ C$  ve  $T_{abs}=30^\circ C$  absorber sıcaklıklarındaki buharlaştırıcıda incelenen diğer absorber sıcaklıklarına göre ekserji kayıplarının en az olduğu ve daha yüksek absorber sıcaklıklarında ise buharlaştırıcıda ekserji kayıplarının arttığı görülmüştür. Ayrıca değişen absorber sıcaklıklarına bağlı olarak yoğuşturucunun ekserji kayıplarının değişmediği gözlemlenmiştir.



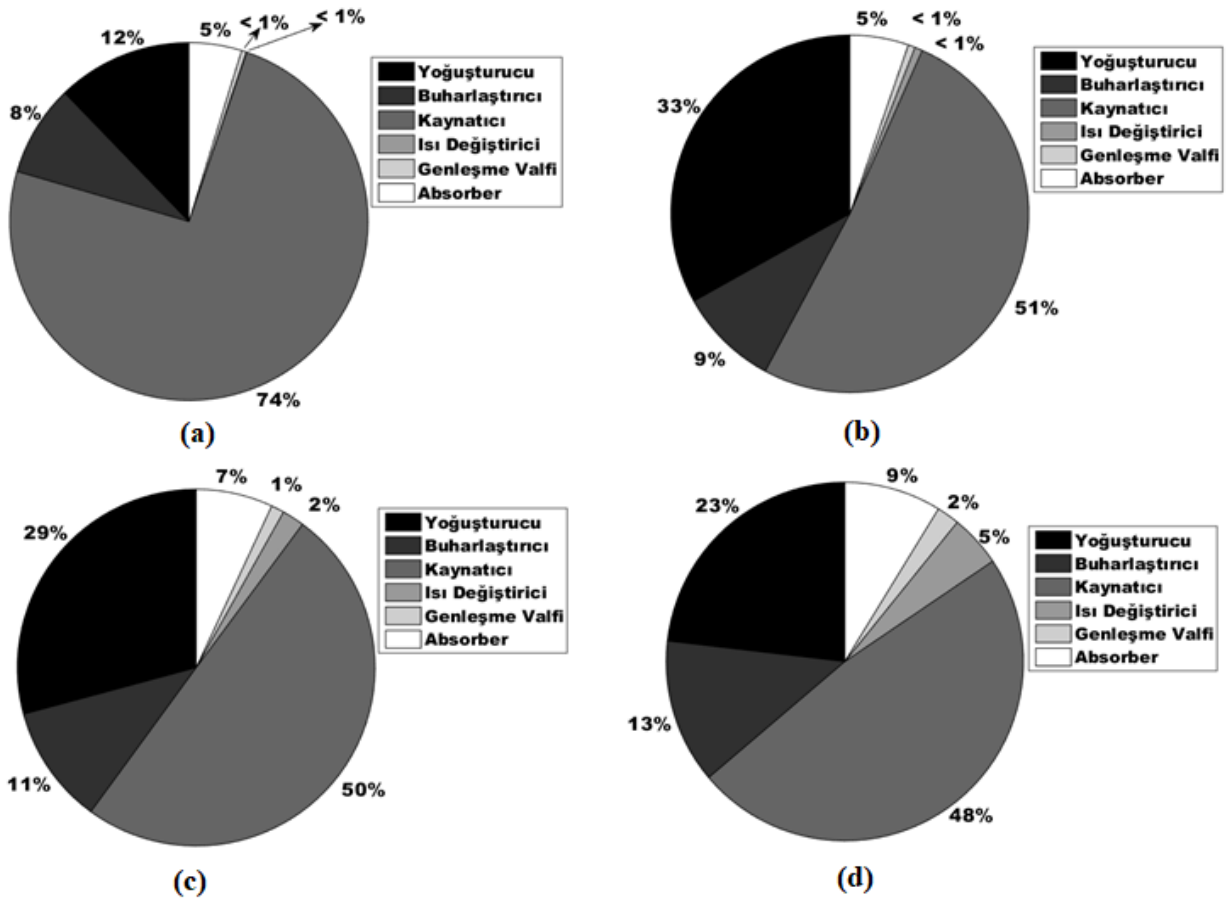
Şekil 5.15. NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O akışkan çifti için absorber sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi

NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemindeki ekipmanlar ayrı olarak değerlendirildiğinde sistem elemanlarından absorber, genişleme valfi, ısı değiştiricisi ve buharlaştırıcıda artan absorber sıcaklığı birlikte ekserji kayıpları arttığı, yoğuşturucuda herhangi bir kayıp artışının gözlemlenmediği ve sadece jeneratörde artan absorber sıcaklığı ile birlikte ekserji kayıplarının azaldığı sonucuna ulaşılmıştır.

Artan absorber sıcaklığı ile birlikte NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanan sistemin toplam ekserji kaybı azalmakta ve istenilen çalışma performansı  $T_{abs}=40$  °C absorber sıcaklığında ulaşılmaktadır. 40°C'deki absorber sıcaklığındaki sistemin toplam ekserji kaybı 70 kW civarındadır.



Şekil 5.16. LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti için absorber sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi



Şekil 5.17. LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti için (a)  $T_{abs} = 25^\circ C$  (b)  $T_{abs} = 30^\circ C$  (c)  $T_{abs} = 35^\circ C$  (d)  $T_{abs} = 40^\circ C$  absorber sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları

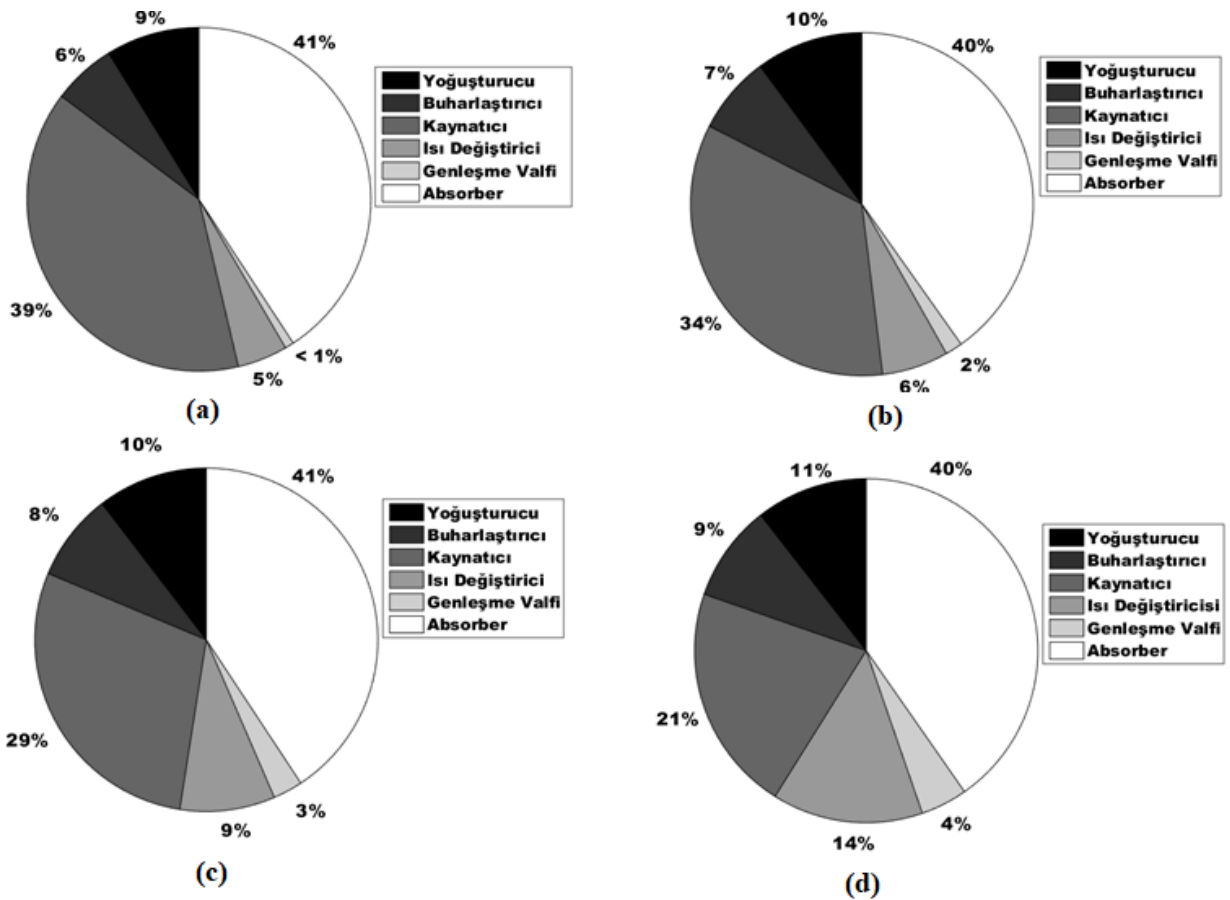
LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi için ekserji kaybının absorber sıcaklığına göre değişimini gösteren grafik Şekil 5.17'de görülmektedir. LiBr-H<sub>2</sub>O eriyik çiftini kullanılan sistemlerde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı eleman 2°C absorber sıcaklığındaki jeneratördür. Artan absorber sıcaklığı ile birlikte jeneratördeki ekserji kayıpları azalmaktadır. 30°C absorber sıcaklığındaki yoğuşturucu elemanındaki ekserji kaybı diğer absorber sıcaklıklarındaki yoğuşturucular ile kıyaslandığında en yüksektir ve gittikçe azalmaktadır.

$T_{abs} = 25^\circ C$  absorber sıcaklıklarındaki buharlaştırıcıda incelenen diğer absorber sıcaklıklarına göre ekserji kayıplarının en az olduğu ve daha yüksek absorber sıcaklıklarında ise buharlaştırıcıda ekserji kayıplarının arttığı görülmektedir.

$T_{abs} = 30^\circ C$  absorber sıcaklığındaki yoğuşturucu ekserji kaybı diğer absorber sıcaklıklarındaki yoğuşturucular ile kıyaslandığında en yüksektir ve sıcaklık haricinde gittikçe düşme eğilimindedir.

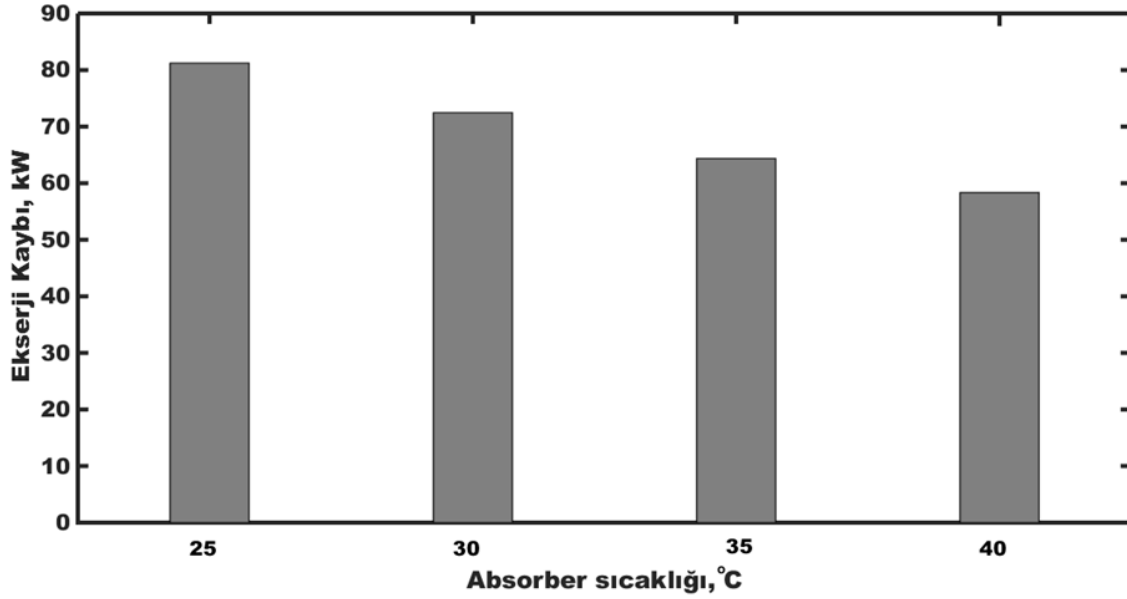
Absorber sıcaklığının artması ile birlikte LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanan sistemin toplam ekserji kaybı azalmaktadır. Sistemin 25°C absorber sıcaklığındaki en yüksek ekserji kaybı yaklaşık 70 kW civarındadır.

LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemindeki ekipmanlar ayrı olarak değerlendirildiğinde sistem elemanlarından absorber, genişleme valfi, ısı değiştiricisi ve buharlaştırıcıda artan absorber sıcaklığı birlikte ekserji kayıpları arttığı, yoğuşturucu ve jeneratörde ise artan absorber sıcaklığı ile birlikte ekserji kayıplarının azaldığı sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 5.18. NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> akışkan çifti için (a) T<sub>abs</sub>= 25 °C (b) T<sub>abs</sub>= 30 °C (c) T<sub>abs</sub>= 35 °C (d) T<sub>abs</sub>= 40 °C absorber sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları

NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi için ekserji kayıplarının absorber sıcaklığına göre değişimini gösteren Şekil 5.18 incelendiğinde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı eleman T<sub>abs</sub>=25 °C ve T<sub>abs</sub>=35 °C sıcaklıklarındaki absorberdir. Artan absorber sıcaklığı ile birlikte absorber elemanındaki ekserji kayıpları dalgalı olarak artıp azalmaktadır.



Şekil 5.19.  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  akışkan çifti için absorber sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi

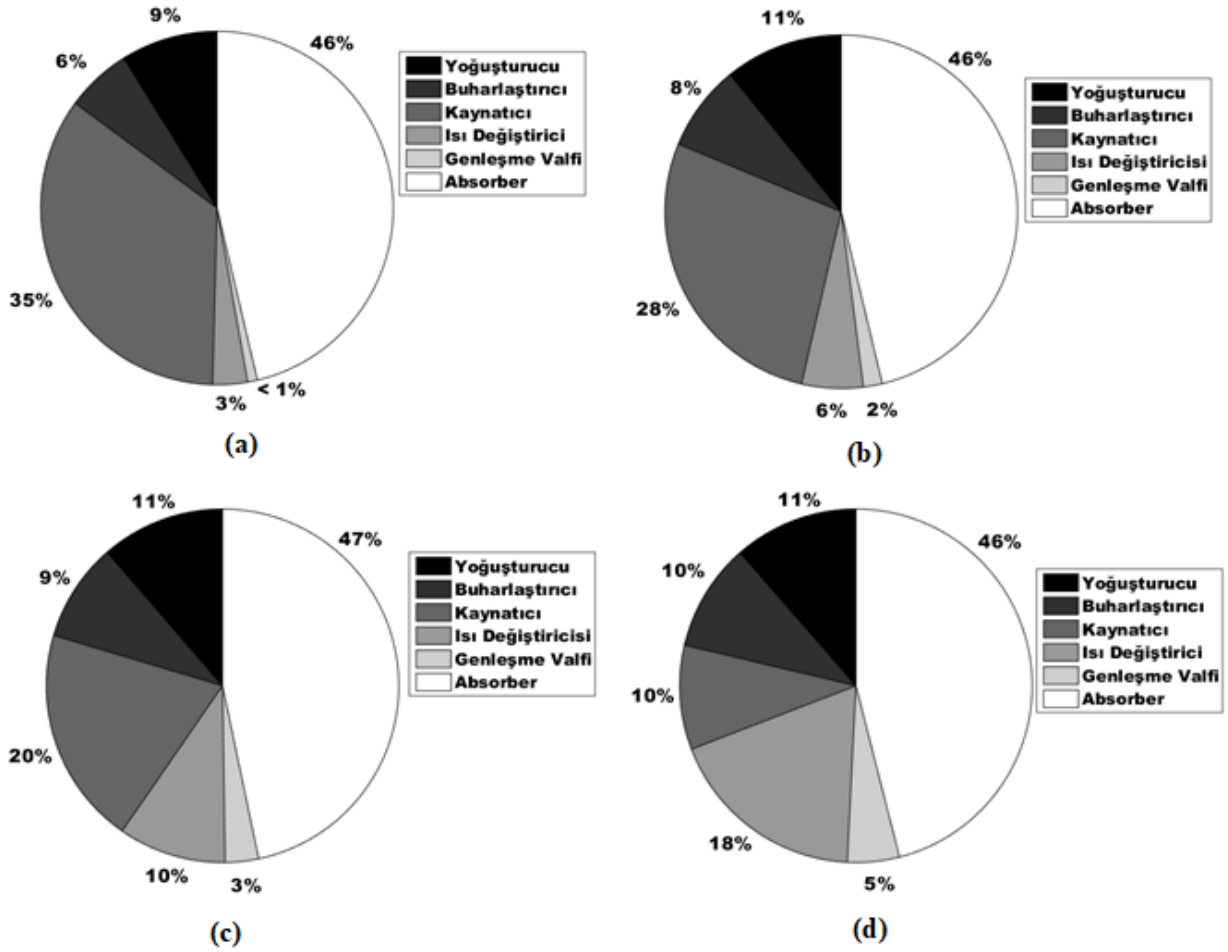
Artan absorber sıcaklığı ile birlikte sistemde bulunan ısı değiştiricisi ve genişleme valfi ekipmanlarında ekserji kaybının arttığı ve  $T_{\text{abs}}=25^\circ\text{C}$  sıcaklığında incelenen diğer absorber sıcaklıklarına göre bu elamanlardaki ekserji kaybının minimum düzeyde olduğu grafiklerden görülmektedir.

$T_{\text{abs}}= 25^\circ\text{C}$  absorber sıcaklıklarındaki buharlaştırıcıda incelenen diğer absorber sıcaklıklarına göre ekserji kayıplarının en az olduğu ve daha yüksek absorber sıcaklıklarında ise buharlaştırıcıda ekserji kayıplarının arttığı görülmektedir.

$T_{\text{abs}}= 40^\circ\text{C}$  absorber sıcaklıklarında yoğunlaştırıcı ekserji kaybı diğer absorber sıcaklıklarındaki yoğunlaştırıcılar ile kıyaslandığında en yüksektir ve absorber sıcaklığı düştükçe düşmeye başlamıştır.

Absorber sıcaklığının artması ile birlikte  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  akışkan çifti kullanan sistemin toplam ekserji kaybı Şekil 5.19'da görüleceği üzere azalmaktadır. Karşılaştırılan sıcaklıklar arasındaki parametreler göz önüne alınarak sistemin  $25^\circ\text{C}$  absorber sıcaklığındaki en yüksek ekserji kaybı yaklaşık 80 kW civarındadır.

Sonuç olarak  $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$  akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemindeki ekipmanlar ayrı olarak değerlendirildiğinde sistem elemanlarından genişleme valfi, ısı değiştiricisi, yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıda artan absorber sıcaklığı birlikte ekserji kayıpları arttığı, sadece jeneratörde ise artan absorber sıcaklığı ile birlikte ekserji kayıplarının azaldığı, absorber elemanında ise dalgalı bir seyir gösterdiği sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 5.20.  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  akışkan çifti için (a)  $T_{\text{abs}}= 25\text{ }^\circ\text{C}$  (b)  $T_{\text{abs}}= 30\text{ }^\circ\text{C}$  (c)  $T_{\text{abs}}= 35\text{ }^\circ\text{C}$  (d)  $T_{\text{abs}}= 40\text{ }^\circ\text{C}$  absorber sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları

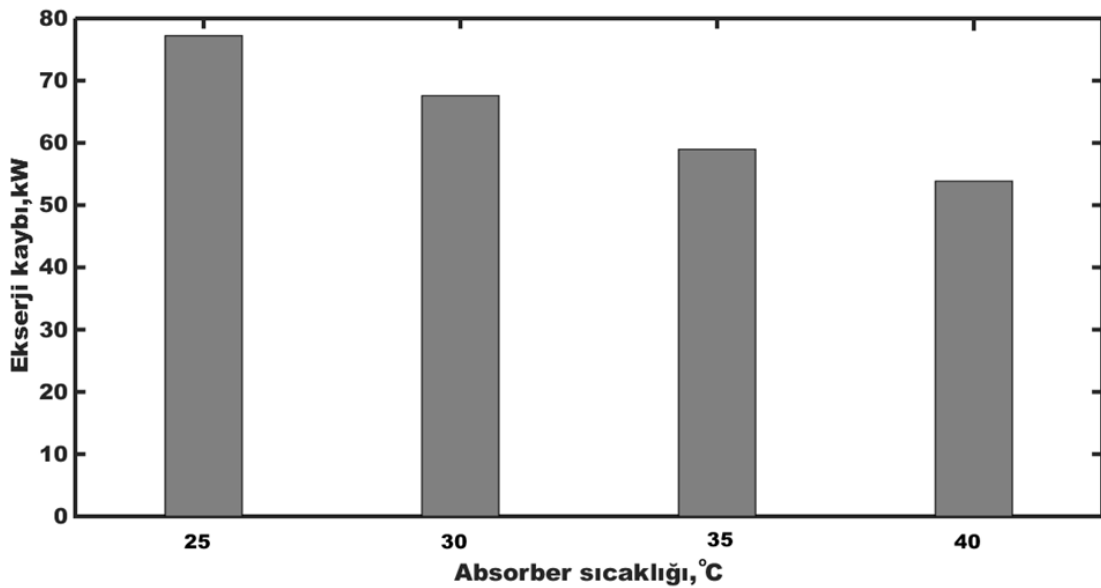
$\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  akışkan çifti kullanan soğutma sistemi için absorber sıcaklığına göre ekserji kayıplarının değişimini gösteren grafik Şekil 5.20’de gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı eleman  $35\text{ }^\circ\text{C}$  sıcaklığındaki absorber’dir. Bu sıcaklık dışındaki absorber sıcaklıklarında ise absorber elemanının ekserji kayıpları değişmemektedir.

Absorber sıcaklığındaki artış jeneratördeki ekserji kayıpların olumlu etkilemiş ve artan absorber sıcaklığı ile birlikte jeneratördeki ekserji kaybı düşmeye başlamıştır. Ayrıca artan absorber sıcaklığı ile birlikte sistemde bulunan ısı değiştiricisi ve genleşme valfi ekipmanlarında ekserji kaybının arttığı ve  $T_{\text{abs}}=25\text{ }^\circ\text{C}$  sıcaklığında incelenen diğer absorber sıcaklıklarına göre bu elemanlardaki ekserji kaybının en minimum düzeyde olduğu grafiklerden gözlemlenmiştir.

$T_{\text{abs}}= 25\text{ }^\circ\text{C}$  absorber sıcaklıklarındaki buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda incelenen diğer absorber sıcaklıklarına göre ekserji kayıplarının en az olduğu ve daha yüksek

absorber sıcaklıklarında ise buharlaştırıcıda ekserji kayıplarının arttığı ancak yoğuşturucuda ise kayıpların değişmediği sonucuna varılmıştır.

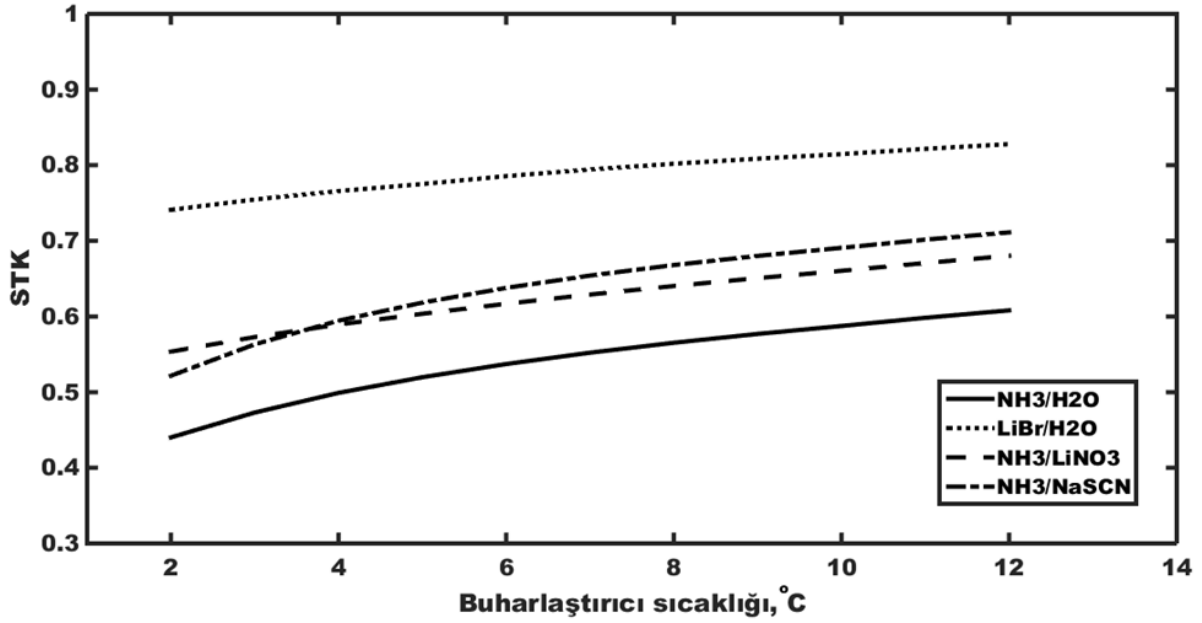
Sonuç olarak  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemindeki ekipmanlar ayrı olarak değerlendirildiğinde sistem elemanlarından genişleme valfi, ısı değiştiricisi, yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda artan absorber sıcaklığı birlikte ekserji kayıpları arttığı, sadece jeneratörde artan absorber sıcaklığı ile birlikte ekserji kayıplarının azaldığı, absorber elemanında ise  $T_{\text{abs}}=35^\circ\text{C}$  dışındaki absorber sıcaklıkları için sistemin optimum çalışma performansına ulaştığı sonucuna varılmıştır.



Şekil 5.21.  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  akışkan çifti için absorber sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi

Absorber sıcaklığının artması ile birlikte  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  akışkan çifti kullanan sistemin toplam ekserji kaybı Şekil 5.21’de görüleceği üzere azalmaktadır. Kıyaslanan sıcaklıklar arasındaki parametreler göz önüne alınarak sistemin  $25^\circ\text{C}$  absorber sıcaklığındaki en yüksek ekserji kaybı yaklaşık 80 kW civarındadır.

Sistemin absorber sıcaklığının artmasıyla birlikte sistemin soğutma etkinlik katsayısı ve ekserji verimlerinin arttığı sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 5.22. Soğutma Tesir katsayısının (STK) buharlaştırıcı sıcaklığına ( $T_b$ ) göre değişimi

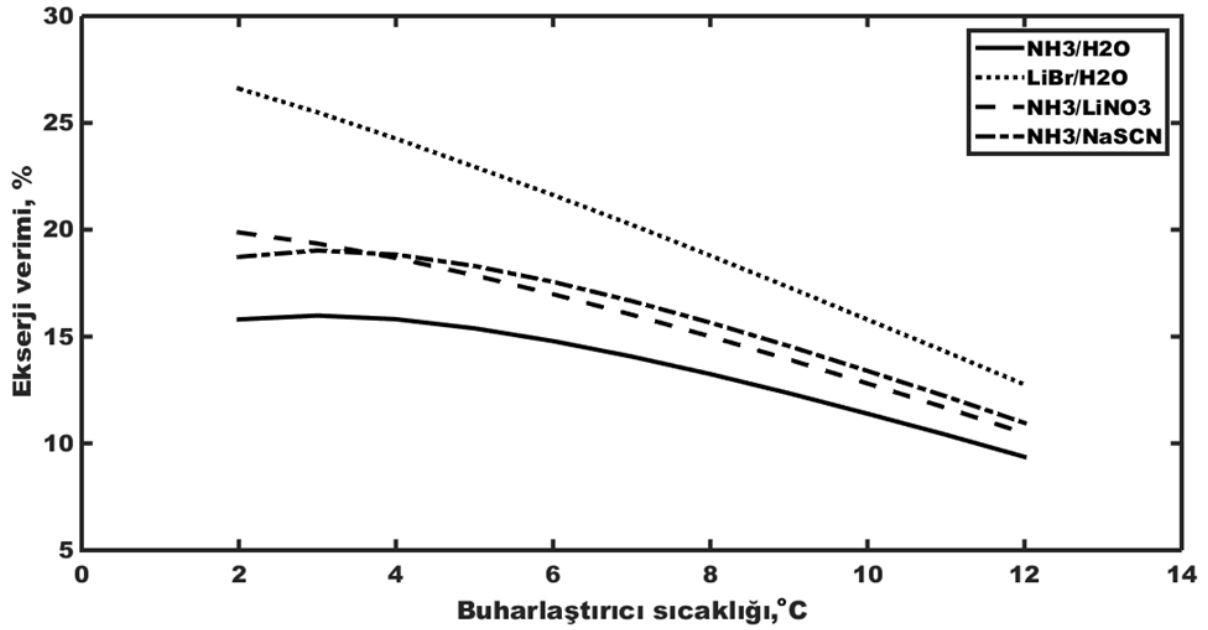
Şekil 5.22'de soğutma tesir katsayısı'nın (STK) farklı buharlaştırıcı sıcaklıklarında değişimi görülmektedir.

Buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla absorpsiyonlu soğutma sisteminin performans katsayısının arttığı görülmektedir.

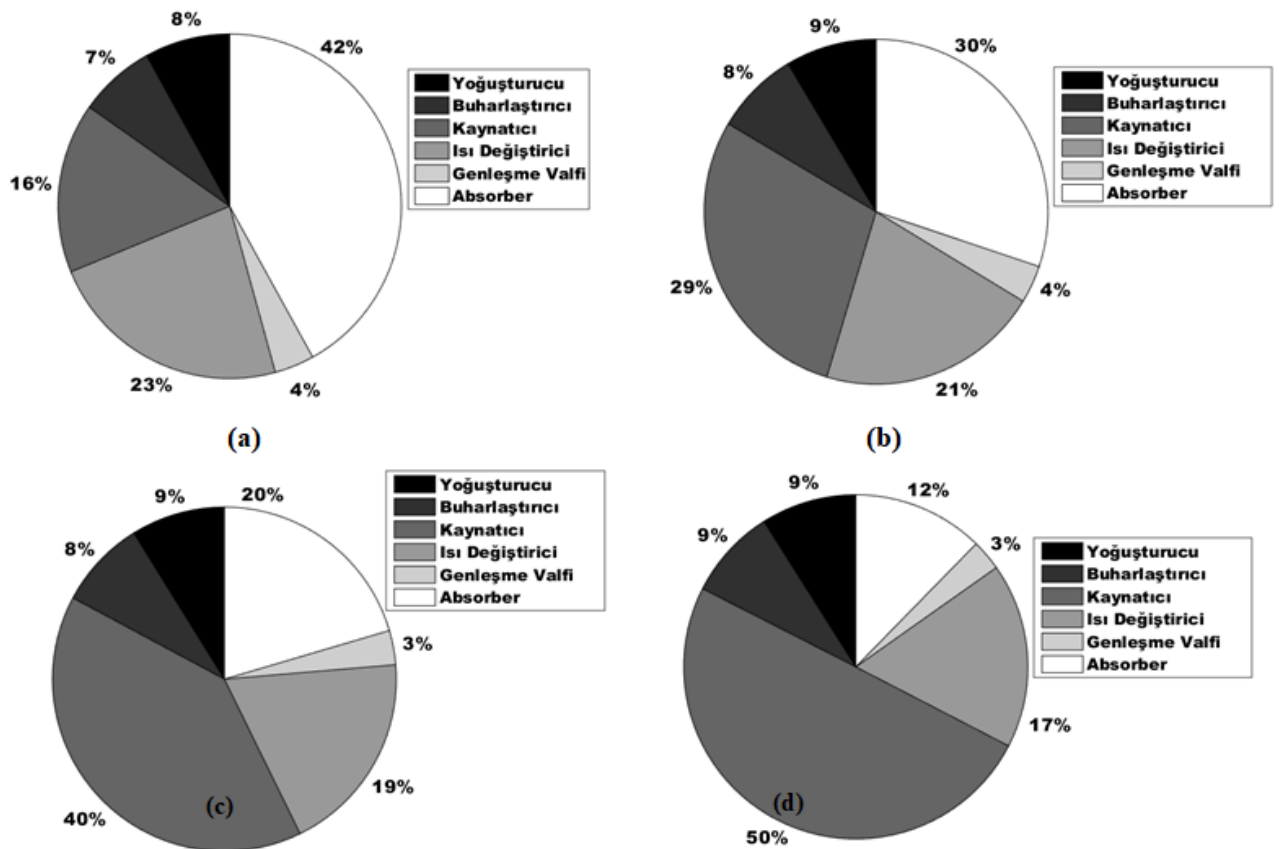
Buharlaştırıcı sıcaklıklarındaki artış, zengin ve fakir eriyik konsantrasyonları arasındaki farkı artırmakta ve dolayısıyla dolaşım oranını azaltmaktadır. Dolaşım oranı değerinin azalmasıyla jeneratör kapasitesi azalmakta bu nedenle STK artmaktadır. Ayrıca jeneratör sıcaklığı ve yoğuşturucu basıncı sabit tutulduğu için buharlaştırıcı sıcaklığı artarken STK değeri de artmaktadır. Bu sonuçlar Kaushik ve Arora'nın çalışmasındaki sonuçlar ile uyumludur. (Kaushik & Arora, 2009)

Buharlaştırıcı sıcaklığındaki değişime göre ekserji verim değeri ve performans katsayısı en yüksek olan LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çiftidir.

Soğutucu akışkan olarak Amonyak (NH<sub>3</sub>) kullanan akışkan çiftleri kendi aralarında kıyaslandığından ise ekserji verimi en yüksek düzeyde olan akışkan çifti NH<sub>3</sub>-NaSCN 'dir. Bu sonuç Kaushik ve Arora'nın (Kaushik & Arora, 2009) , Dehua ve arkadaşlarının (Dehua, Guogeng, Qigi, & Weier, 2014) yapmış oldukları çalışma ile uyumludur.



Şekil 5.23. Ekserji veriminin buharlaştırıcı sıcaklığına ( $T_b$ ) göre değişimi



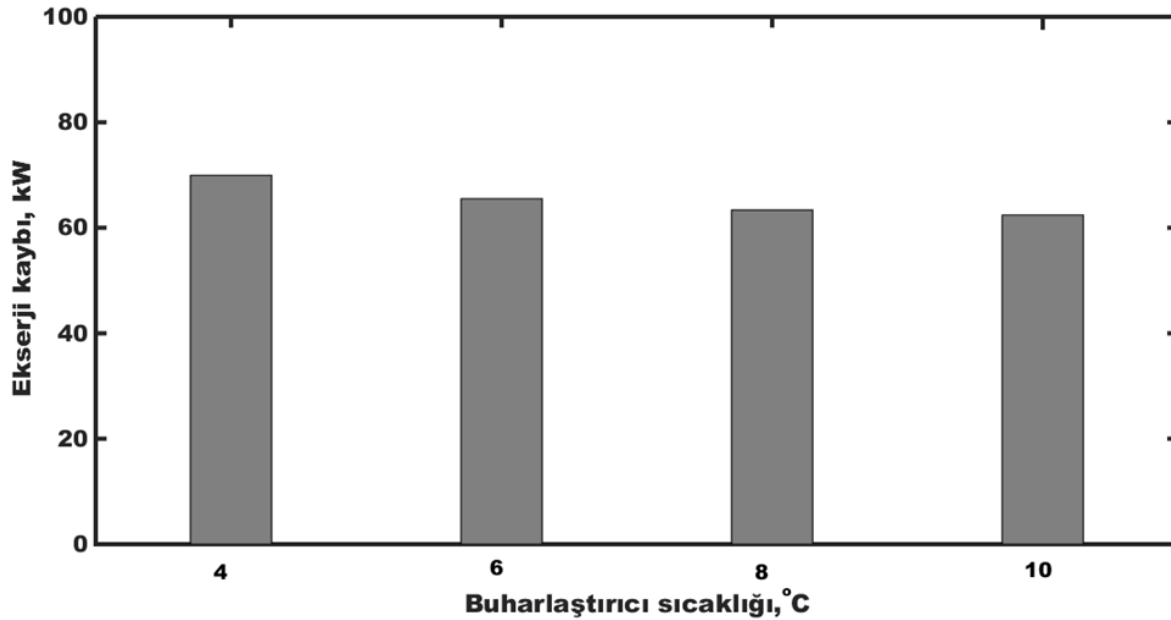
Şekil 5.24. NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O akışkan çifti için (a)  $T_b = 4$  °C (b)  $T_b = 6$  °C (c)  $T_b = 8$  °C (d)  $T_b = 10$  °C buharlaştırıcı sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları

Şekil 5.23'de buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji veriminin azaldığı görülmektedir. 4°C buharlaştırıcı sıcaklığında absorber olarak NH<sub>3</sub> kullanan eriyikler içerisinde NH<sub>3</sub>-NaSCN eriyiği kullanan sistemin ekserji veriminin NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> eriyiği kullanan sistem yakalayarak geçtiği saptanmıştır.

NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanan soğutma sistemi için buharlaştırıcı sıcaklığına göre ekserji kayıpları grafiği incelendiğinde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı eleman 10°C buharlaştırıcı sıcaklığındaki jeneratördür. Artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile sistemin ekserji verimleri azalmaktadır.

Artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile birlikte sistemde bulunan ısı değiştiricisi ve genişleme valfi ekipmanlarında ekserji kaybının ters orantılı olarak azaldığı ve T<sub>b</sub>=10°C sıcaklığında incelenen diğer buharlaştırıcı sıcaklıklarına göre bu elemanlardaki ekserji kaybının en minimum düzeyde olduğu grafiklerden gözlemlenmiştir.

T<sub>b</sub>= 4°C buharlaştırıcı sıcaklıklarındaki buharlaştırıcı ve yoğuşturucu da ekserji kayıplarının en az olduğu ve daha yüksek buharlaştırıcı sıcaklıklarında ise buharlaştırıcıda ekserji kayıplarının arttığı ancak yoğuşturucuda ise kayıpların T<sub>b</sub>= 6°C sıcaklığından başlamak üzere değişmediği sonucuna varılmıştır.

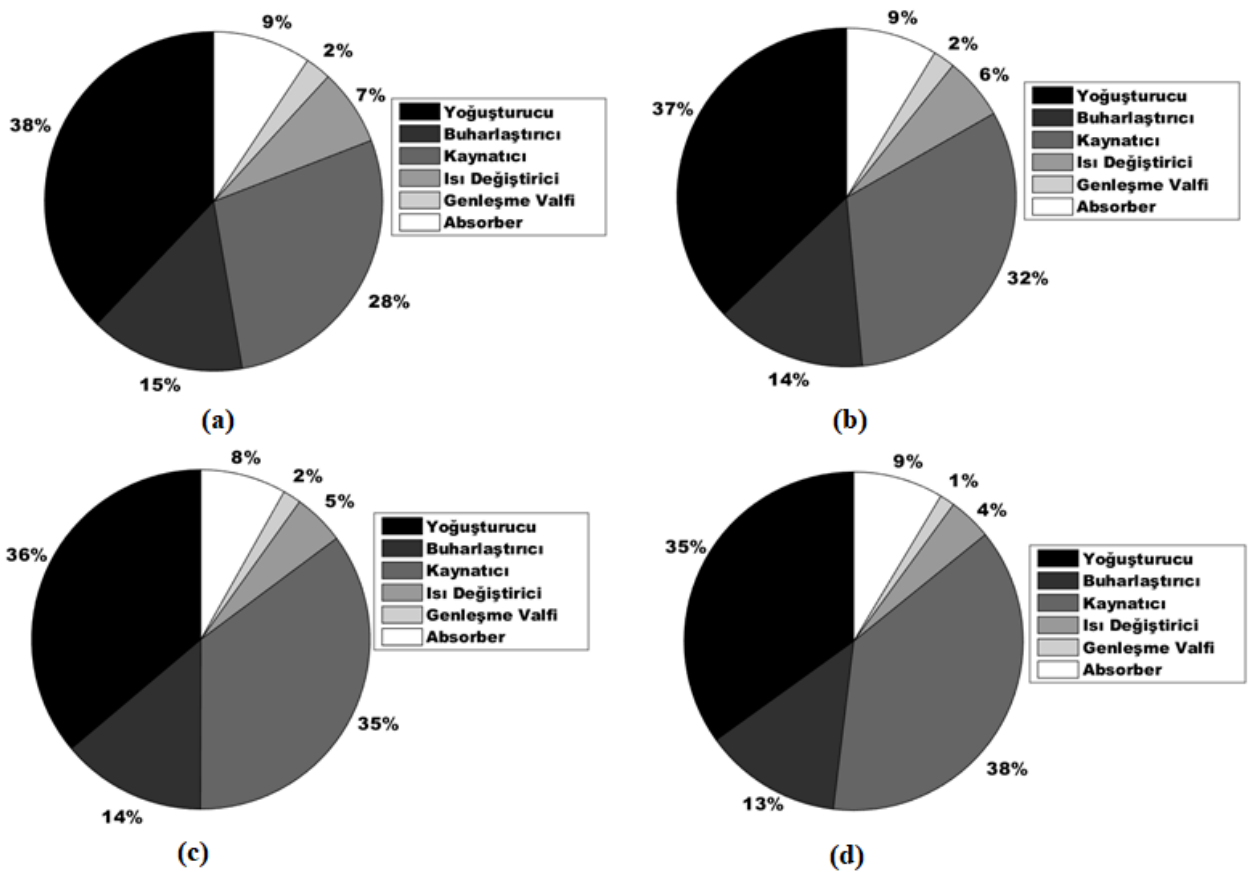


Şekil 5.25. NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O akışkan çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi

Buharlaştırıcı sıcaklığının artması ile birlikte NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanan sistemin toplam ekserji kaybı Şekil 5.25'de görüleceği üzere azalmaktadır. Kıyaslanan sıcaklıklar arasındaki parametreler göz önüne alınarak sistemin 4°C buharlaştırıcı

sıcaklığındaki en yüksek ekserji kaybı yaklaşık 70 kW civarındadır. Sisteme giren buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla sistemin soğutma etkinlik değerleri ve ekserji verimlerinin arttığı sonucuna ulaşılmıştır.

Sonuç olarak  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemindeki ekipmanlar ayrı olarak değerlendirildiğinde sistem elemanlarından yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve jeneratörün artan buharlaştırıcı sıcaklığı birlikte ekserji kayıpları arttığı, genişleme vanası, ısı değiştiricisi ve absorberde ise artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile birlikte ekserji kayıplarının azaldığı, yüksek buharlaştırıcı sıcaklıkları için sistemin optimum çalışma performansına ulaştığı sonucuna varılmıştır.



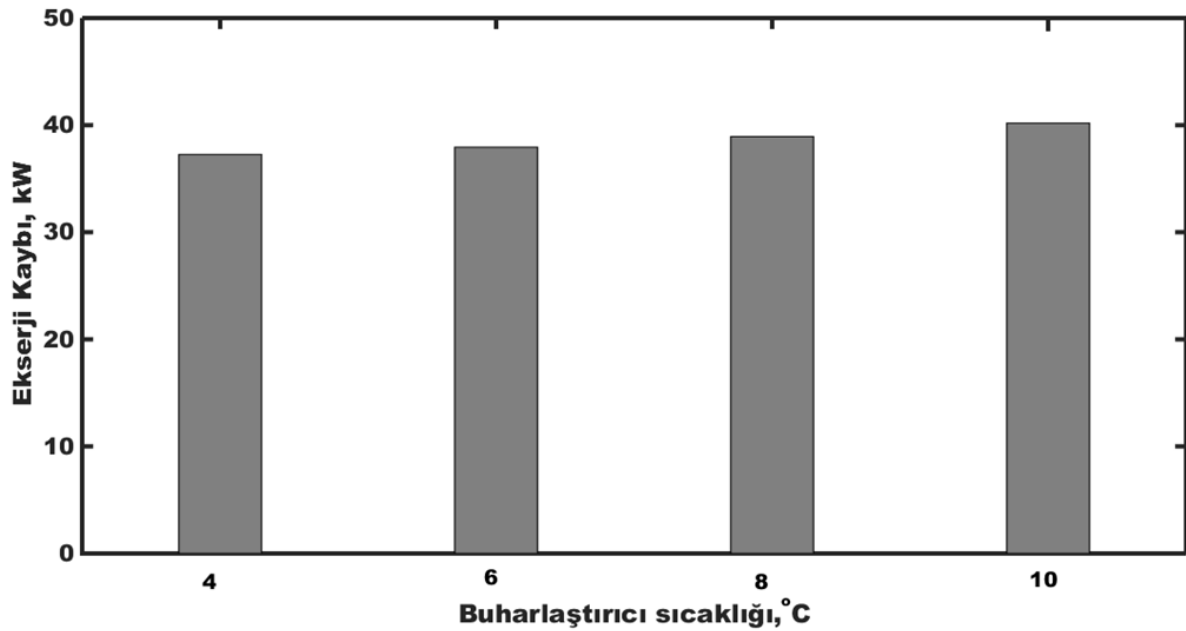
Şekil 5.26. LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti için (a)  $T_b= 4$  °C (b)  $T_b= 6$  °C (c)  $T_b= 8$  °C (d)  $T_b= 10$  °C buharlaştırıcı sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları

Buharlaştırıcı sıcaklığının artması ile birlikte sistemde bulunan ısı değiştiricisi ve genişleme valfi ekipmanlarında ekserji kaybının ters orantılı olarak azaldığı ve  $T_b=10$ °C sıcaklığında incelenen diğer buharlaştırıcı sıcaklıklarına göre bu elemanlardaki ekserji kaybının en az seviyede olduğu grafiklerden gözlemlenmiştir.

$T_b=10^\circ\text{C}$  buharlaştırıcı sıcaklıklarındaki buharlaştırıcı ve yoğuşturucu da ekserji kayıplarının en az olduğu ve bu sıcaklıklardan daha düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında ise ekserji kayıplarının arttığı sonucuna varılmıştır.

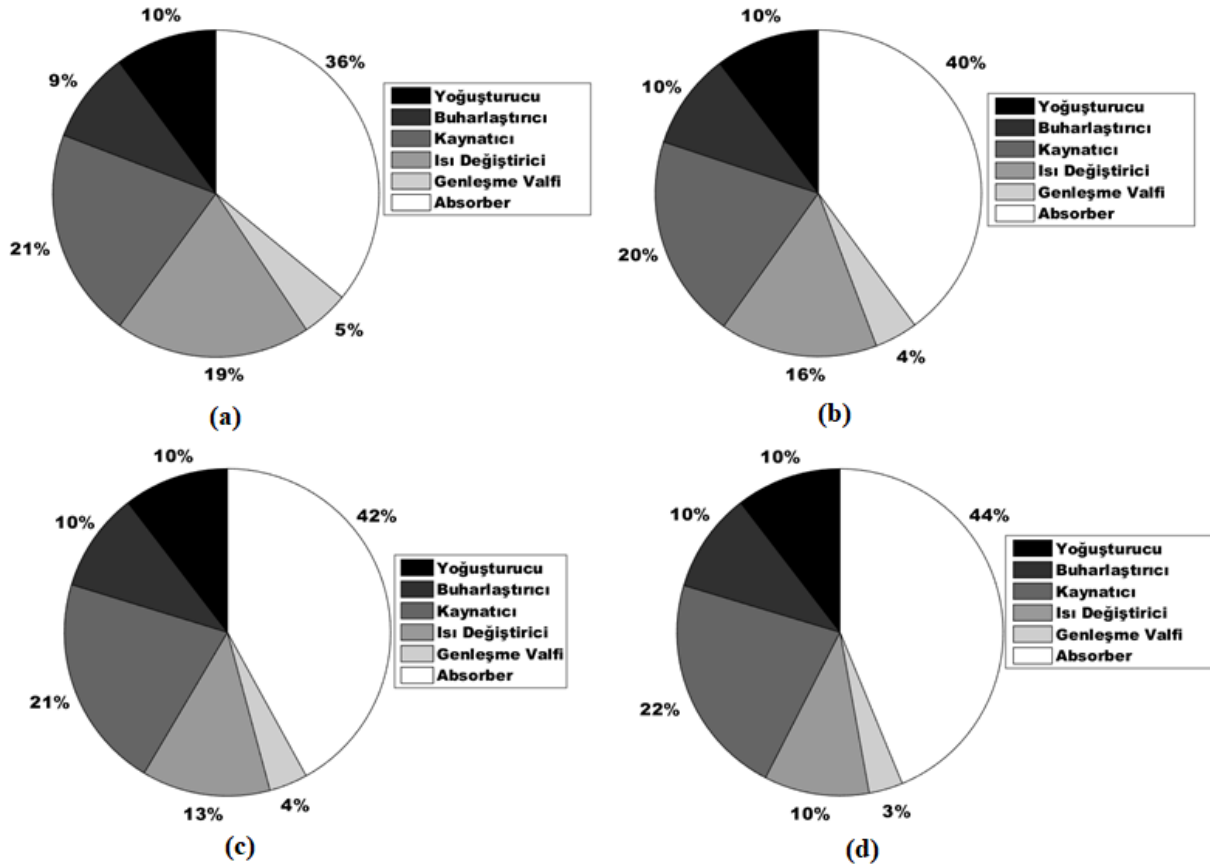
Buharlaştırıcı sıcaklığının artması ile birlikte sistemde bulunan ısı değiştiricisi ve genişleme valfi ekipmanlarında ekserji kaybının ters orantılı olarak azaldığı ve  $T_b=10^\circ\text{C}$  sıcaklığında bu elemanlardaki ekserji kaybının en minimum düzeyde olduğu grafiklerden gözlemlenmiştir.

$T_b=10^\circ\text{C}$  buharlaştırıcı sıcaklıklarındaki buharlaştırıcı ve yoğuşturucu da ekserji kayıplarının en az olduğu ve bu sıcaklıklardan daha düşük buharlaştırıcı sıcaklıklarında ise ekserji kayıplarının arttığı sonucuna varılmıştır.



Şekil 5.27. LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi

LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çifti kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemi için buharlaştırıcı sıcaklığına göre ekserji kaybının değişiminin gösterildiği Şekil 5.27 incelendiğinde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı elemanın  $10^\circ\text{C}$  buharlaştırıcı sıcaklığındaki jeneratör olduğu görülmüştür. Artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile sistemin absorban olarak NH<sub>3</sub> kullanan sistemlerden farklı olarak ekserji kayıplarının azda olsa arttığı sonucuna varılmıştır. Kıyaslanan sıcaklıklar arasındaki parametreler göz önüne alınarak sistemin  $10^\circ\text{C}$  buharlaştırıcı sıcaklığındaki en yüksek ekserji kaybı yaklaşık 40 kW'dır.



Şekil 5.28. NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> akışkan çifti için (a) T<sub>b</sub>= 4 °C (b) T<sub>b</sub>= 6 °C (c) T<sub>b</sub>= 8 °C (d) T<sub>b</sub>= 10 °C buharlaştırıcı sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları

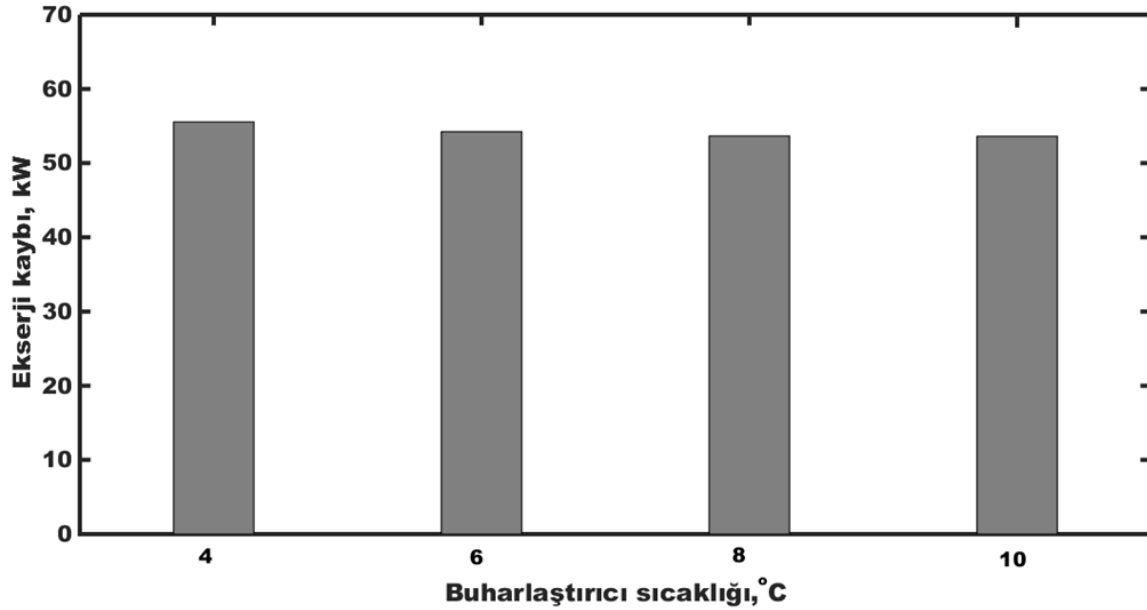
NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi için ekserji kaybının buharlaştırıcı sıcaklığına göre değişimini gösteren grafik Şekil 5.28’de sunulmuştur. Grafikler incelendiğinde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı elemanın T<sub>b</sub>=10°C buharlaştırıcı sıcaklığındaki absorber olduğu görülür. Artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile sistemin ekserji kayıpları bir miktar azalmaktadır.

Buharlaştırıcı sıcaklığının artması ile birlikte sistemde bulunan ısı değiştiricisi ve genişleme valfi ekipmanlarında ekserji kaybının ters orantılı olarak azaldığı ve T<sub>b</sub>=10°C sıcaklığında bu elemanlardaki ekserji kaybının en az düzeyde olduğu grafiklerden gözlemlenmiştir.

T<sub>b</sub>=6°C buharlaştırıcı sıcaklığındaki jeneratör için optimum çalışma veriminin elde edildiği diğer sıcaklık aralıklarında ise ekserji kayıplarının daha fazla olduğu gözlemlenmiştir.

T<sub>b</sub>=4°C sıcaklığındaki buharlaştırıcı elemanında meydana gelen ekserji kaybının en az seviyede olduğu ve bu sıcaklıklardan daha yüksek buharlaştırıcı sıcaklıklarında ise ekserji kayıplarının artarak T<sub>b</sub>=8°C buharlaşma sıcaklığından daha yüksek

sıcaklıklarda ise değişmediği Şekil 5.29'da görülmüştür. Ayrıca artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile yoğuşturucudaki ekserji kaybının değişmediği sonucuna ulaşılmıştır.

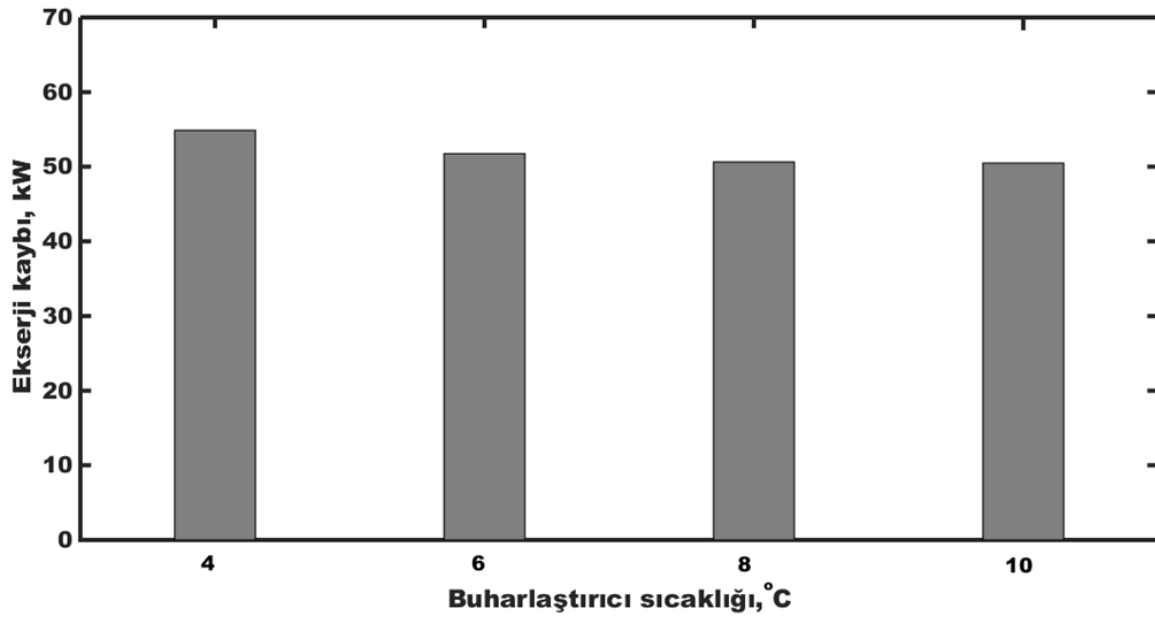


Şekil 5.29. NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> akışkan çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi

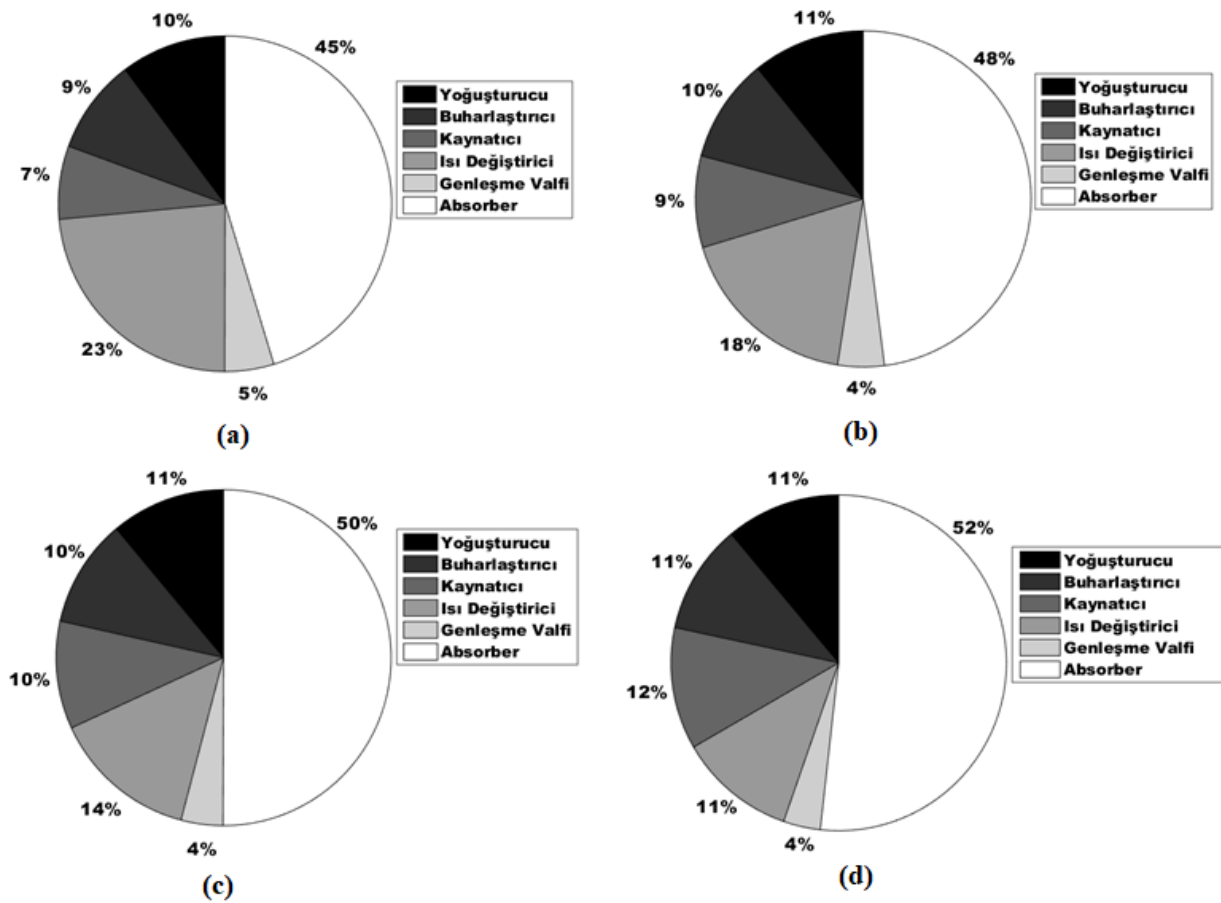
NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde T<sub>b</sub>=4°C buharlaşma sıcaklığında optimum absorber çalışma veriminin elde edildiği sonucuna varılmıştır.

Sonuç olarak NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemindeki ekipmanlar ayrı olarak değerlendirildiğinde sistem elemanlarından absorber, jeneratör ve buharlaştırıcı elemanlarında artan buharlaştırıcı sıcaklığı birlikte ekserji kayıpları arttığı, ısı değiştiricisi ve genişleme vanasında ise artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile birlikte ekserji kayıplarının azaldığı gözlemlenmiştir. Yoğuşturucuda sıcaklık artışı ile birlikte ekserji kayıp oranında herhangi bir değişme görülmemiştir.

NH<sub>3</sub>-NaSCN akışkan çifti kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemi için buharlaştırıcı sıcaklığına göre ekserji kaybının değişiminin gösterildiği Şekil 5.30 incelendiğinde en yüksek ekserji kaybının yaşandığı buharlaşma sıcaklığının 4°C olduğu görülmektedir. Artan buharlaşma sıcaklığı ile birlikte sistemin ekserji kaybı bir miktar azalmakta ve kıyaslanan sıcaklıklar arasındaki parametreler göz önüne alınarak sistemin 4°C buharlaştırıcı sıcaklığındaki en yüksek ekserji kaybı yaklaşık 55 kW mertebelerinde olduğu görülmüştür.



Şekil 5.30.  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  akışkan çifti için buharlaştırıcı sıcaklığının toplam ekserji kaybına etkisi



Şekil 5.31.  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  akışkan çifti için (a)  $T_b = 4$  °C (b)  $T_b = 6$  °C (c)  $T_b = 8$  °C (d)  $T_b = 10$  °C buharlaştırıcı sıcaklıkları için sistem elemanlarının ekserji kayıpları

Şekil 5.31’de  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  akışkan çiftli soğutma sistemi için buharlaştırıcı sıcaklığına göre sistem elemanlarının ekserji kayıpları gösterilmiştir. En yüksek ekserji kaybının yaşandığı elemanın  $10^\circ\text{C}$  buharlaştırıcı sıcaklığındaki absorber olduğu görülmüştür.

Buharlaştırıcı sıcaklığının artması ile birlikte sistemde bulunan ısı değiştiricisi ve genleşme valfi ekipmanlarında ekserji kaybının ters orantılı olarak azaldığı ve  $T_b=10^\circ\text{C}$  sıcaklığında bu elemanlardaki ekserji kaybının en az düzeyde olduğu grafiklerden gözlemlenmiştir.

$T_b=4^\circ\text{C}$  buharlaştırıcı sıcaklığındaki jeneratör için optimum çalışma veriminin elde edildiği diğer sıcaklık aralıklarında ise ekserji kayıplarının arttığı sonucuna ulaşılmıştır. Ayrıca artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile yoğuşturucu ve buharlaştırıcı elemanlarında meydana gelen ekserji kaybının arttığı ve bu elemanlar için verimli sıcaklığın  $T_b=4^\circ\text{C}$  olduğu sonucuna varılmıştır.

Sonuç olarak  $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$  akışkan çifti kullanan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemindeki ekipmanlar ayrı olarak değerlendirildiğinde sistem elemanlarından absorber, jeneratör yoğuşturucu ve buharlaştırıcı elemanlarında artan buharlaştırıcı sıcaklığı birlikte ekserji kayıpları arttığı, ısı değiştiricisi ve genleşme vanasında ise artan buharlaştırıcı sıcaklığı ile birlikte ekserji kayıplarının azaldığı gözlemlenmiştir.

## 6.SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada tek kademeli tek eşanjörlü absorpsiyonlu bir soğutma sistemi ve sistem elemanlarının I. ve II. yasa analizleri yapılmıştır. Analizler farklı soğutucu akışkan çiftleri ile tekrarlanmış ve Matlab bilgisayar programı yardımıyla sistemin performans değerleri ve sistem elemanlarının ekserji kayıplarının karşılaştırması yapılmıştır.

Çalışmada seçilen LiBr-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> ve NH<sub>3</sub>-NaSCN akışkan çiftlerinin termodinamik özellikleri yazılan Matlab programına aktarılarak farklı jeneratör, absorber ve buharlaştırıcı sıcaklıkları için sistemde ve sistem elemanlarında meydana gelen ekserji kayıpları incelenmiştir.

Yapılan analizler sonucu elde edilen bulgular şunlardır;

1. Karşılaştırılması yapılan akışkan çiftleri ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminde jeneratör sıcaklığının artması ile soğutma tesir katsayısının ve sistemin ekserji veriminin arttığı gözlemlenmiştir. Fakat jeneratör sıcaklığının daha fazla artırılmasıyla birlikte sistemin performans katsayısı ve ekserji verimi azalmaya başlamıştır. Bu nedenle optimum bir jeneratör sıcaklığının bulunduğu sonucuna ulaşılmıştır.

2. Karşılaştırılması yapılan akışkan çiftleri ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminde absorber sıcaklığının artması, fakir ve zengin eriyik konsantrasyonu arasındaki farkı azaltarak akış oranının artmasına sebep olmaktadır. Bu yüzden, absorber sıcaklığının artmasıyla soğutma tesir katsayısı ve ekserji verimi azalmış sistemin tersinmezliklerinin arttığı gözlemlenmiştir.

3. Buharlaştırıcı sıcaklığının artması ile soğutma tesir katsayısı da artmıştır fakat ekserji veriminin değişiminde aynı etki gözlemlenmemiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığının artması sistemin tersinmezliklerinin artmasına sebep olmuştur. Bu sebepten dolayı sistemin ekserji veriminin, buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla azaldığı görülmüştür.

4. Aynı jeneratör sıcaklığında bu çalışmada kullanılan akışkan çiftleri karşılaştırıldığında LiBr-H<sub>2</sub>O eriyiği ile çalışan absorpsiyon çevriminin diğer eriyiklerle (NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>, NH<sub>3</sub>-NaSCN) çalışan absorpsiyonlu sistemlerden daha iyi performans (daha yüksek soğutma tesir katsayısı değerleri) göstermiştir. Soğutucu akışkan olarak H<sub>2</sub>O kullanan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde jeneratör sıcaklığı arttıkça ve yoğuşurucu sıcaklığı azaldıkça H<sub>2</sub>O'nun termodinamik özelliklerinden

dolayı sistemin kristalizasyon riski artmaktadır. Pratik uygulamalar için lityum bromürün kristalizasyon probleminin göz önüne alınması gereklidir.

5. Soğutucu akışkan olarak Amonyak kullanan akışkan çiftleri kendi aralarında değerlendirildiğinde STK değeri en yüksek olan absor bent NaSCN'dir

6. Yapılan ekserji analizinde ağırlıklı olarak ekserji kayıpları jeneratör ve absorberde olmaktadır.

7. Karışım oranı ekserji ve STK değerini etkilemektedir.

## 7.KAYNAKÇA

- Abdulateef , M., Sopian, K., Alghoul, M., & Baharuddin, A. (2008). New Working Fluids for Solar Absorption Refrigeration System. *ISESCO Science and Technology Vision*, 4(5), 16-20.
- Adewusi, S., & Zubair, S. (2004). Second Law Based Thermodynamic Analysis of Ammonia-Water Absorption Systems. *Energy Conversion and Management*(45), 2355-2369.
- Akdemir, Ö. (2001). *Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Bir İklimlendirme Ünitesinin Geliştirilmesi-YL Tezi*. İzmir: Ege Üniversitesi .
- Akdemir, Ö., & Güngör , A. (2001). V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi. *Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri: Verimlerini Arttırmak İçin Geliştirilen Çevrimler* (s. 99-112). İzmir: Türk Tesisat Mühendisleri Derneği.
- Alfa-Laval. (2016). <http://www.alfalaval.com>. Şubat 8, 2016 tarihinde <http://www.alfalaval.com/products/heat-transfer/tubular-heat-exchangers/shell-and-tube-evaporator/dryplus-3/> adresinden alındı
- Antonio, D., Marina, D., Carolina, M., Jose, V., & Juan F., R. (2004). Performance Evaluation And Simulation Of a New Absorbent For An Absorption Refrigeration System. (ScienceDirect) *International Journal Of Refrigeration*(27), 324-330.
- ASHRAE. (1997). *Handbook of Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE.
- ASHRAE,, 2. (2002). Absorption Cooling, Heating and Refrigeration Equipment. ASHRAE 2002 Refrigeration Handbook.
- Bahena, J., & Romero, R. (2014). Performance of different experimental absorber designs in absorption heat pump cycle technologies. *Energies*(7), 751-766.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. (1996). Thermal Design and Optimization. John Wiley & Sons Inc.
- Bourseau, P., & Bugarel, R. (1986). Absorption-Diffusion Machines: Comparison of the Performances of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O and NH<sub>3</sub>-NaSCN. *International Journal of Refrigeration*(9), 206-214.
- Carrier Corporation. (1999). *Direct-Fired Absorption Liquid Chillers/Heaters 16DF. 02 05*, 2017 tarihinde <http://eto.carrier.com/litterature/psd/11674.pdf> adresinden alındı
- Christensen, R., Chen, W., & Kang, Y. (1996). Development of design model for rectifier in GAX absorption heat pump systems. *ASHRAE Transactions*, 1(102), 963-972.

- Çamdallı, Ü. (2001). Termodinamik analizlerde çevre sıcaklığının değişiminin etkisi ve endüstriyel uygulamalar. *Turk J.Engin Environ SCI TÜBİTAK*, 537-544.
- Çelik, M., & Halıcı, F. (2003, Mart). Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri ile Klasik Sistemlerin Karşılaştırılması. *SAU Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 7.Cilt(1.Sayı).
- Çengel, Y., & Boles, M. (1996). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. (T. Derbentli) İstanbul: McGraw-Hill Literatür.
- Çimşit, C., & Öztürk, İ. (2014). Buhar Sıkıştırılmalı-Absorpsiyonlu Çift Kademeli Soğutma Çevrimi ve Alternatif Çevrimlerle Karşılaştırılması. *Isı Bilim Tekniği Dergisi*, 1(34), 19-26.
- Danfoss. (2016). <http://www.danfoss.com/home/>. Şubat 15, 2016 tarihinde <http://products.danfoss.com/productrange/refrigeration/thermostatic-expansion-valves/thermostatic-expansion-valves-exchangeable-orifice/#/> adresinden alındı
- Dehua, C., Guogeng, H., Qigi, T., & Weier, T. (2014). Exergy analysis of a novel air-cooled non-adiabatic absorption refrigeration cycle with NH<sub>3</sub>-NaSCN and NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> refrigerant solutions. *Energy Conversion and Management*, 66-78.
- Devault, R., & Marsala, J. (1990). Ammonia water triple effect absorption cycles. *ASHRAE Transactions*, 96(1).
- Dinçer, İ., & Erdallı, Y. (1993, Ocak 5). [www.termodinamik.info](http://www.termodinamik.info). Ağustos 1, 2017 tarihinde <https://www.termodinamik.info/katkilar/absorpsiyonlu-sogutma-sistemlerinin-rolu-ve-etkinligi> adresinden alındı
- Dön, F. (2010). *Doğalgazla Çalışan Absorpsiyonlu İklimlendirme Sistemlerinin Teknik ve Ekonomik Açından Karşılaştırılması*. Ankara: Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Elegido, E., Juana, J., & Herrero, M. (1991). Solar Aqua-Ammonia Absorption Refrigerator Simulaton. *International Journal of Ambient Energy*, 199-204.
- Ferreira, I. (1984). Thermodynamic and Physical Property Data Equations for Ammonia-Lihtium Nitrate and Ammonia-Sodium Thiocyanate Solutions. *Solar Energy*, 32(2), 231-236.
- Florides, G., & Kalogirou, S. (2003). Design and Construction of a LiBr-Water Absorption Machine. *Energy Conversion And Management*(44), 2483-2508.
- Garousi Farshi, L., Infante Ferreira, C., Mahmoudi, S., & Rosen, M. (2014). First and second law analysis of ammonia salt absorption refrigeration systems. *International Journal Of Refrigeration*(40), 111-121.

- Görgülü, B. (2013). *Atık Isı Kaynaklı Çift Etkili Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi*. Isparta: Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Grossman, G., Wilk, M., & DeVault, R. (1994). Simulation and performance analysis of triple effect absorption cycles. *ASHRAE Transactions*, 452-458.
- Günerhan, H., & Çallı, Ö. (2013). 11.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi. *Jeotermal Enerji ile Hacim Soğutma*. İzmir: Makina Mühendisleri Odası.
- Güngör, C. (2010). *Ön Soğutuculu Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri Tasarımı ve Tesisi*. İstanbul: Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Gürsürer, S. (2005). *Çevre Sıcaklığının Li-Br+H<sub>2</sub>O Akışkanlı Tek Kademeli Absorpsiyonlu Soğutma Çevrimine Etkisinin Ekserji Analizi Temelinde İrdelenmesi*. İstanbul: Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Hepbaşlı, A. (2003). Güneş Enerjili Sistemlerde Ekserji Analizinin Gerekliği ve Uygulamaları. *Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi Bildiriler Kitabı* (s. 197-206). Mersin: Makina Mühendisleri Odası.
- Herold, K., Radermacher, R., & Sanford, K. (1996). Absorption Chiller and Heat Pumps. *CRC Press*, 1-7.
- Horuz, İ. (1990). *Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Amonyak-Su Çifti ile Lityum Bromür-Su Çiftinin Mukayesesi-YL Tezi*. Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.
- Horuz, İ. (1998). A Comparison Between Ammonia-Water and Water-Lithium Bromide Solution in Vapour Absorption Refrigeration Systems. *International Communitie Heat and Mass Transfer*(25), 711-721.
- İlbaş, M., & Kaplan, Y. (1999). Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Absorberin Simülasyonu. *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 1(2), 1-11.
- İncili, V. (2006). *Jeotermal Enerji ile Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Aydın İli Salavathlı Jeotermal Bölgesinde Kullanılabilirliğinin Araştırılması*. Ankara: Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- J.A.Hernandez, M., L.A. Dominquez, I., G.Gutierrez, U., P.Soto, C.Jimenez, & W.Rivera. (2014). Experimental Assessment Of An Absorption Cooling System Operating With The Ammonia/lithium Nitrate Mixture. (ScienceDirect) *Energy*(78), 685-692.
- Jacob, X., Albright, L., & Tucker, W. (1969). Factors Affecting Coefficient Of Performance For Absorption Air-Conditioning Systems. *ASHRAE Journal*, 1(11).

- Kaita, Y. (2001). Thermodynamic properties of Lithium Bromide-Water solutions at high temperatures. *International Journal of Refrigeration*(24), 374-390.
- Kang, Y., Kunugi, Y., & Kashiwagi, T. (2000). Review of advanced absorption cycles: performance improvement and temperature lift enhancement. *International Journal of Refrigeration*(23), 388-401.
- Kaushik, S., & Arora, A. (2009). Energy and Exergy analysis of single effect and series flow double effect water lithium bromide absorption refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 32, 1247-1258.
- Kavaklı, A. (2005). *Egzoz Gazı İle Çalışan Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Otobüslerde Kullanımı*. Balıkesir: Balıkesir Üniveristesesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Kaynaklı, Ö., & Yamankaradeniz, R. (2003). Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Eşanjörlerin Sistemin Performansına Etkisi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 8.Cilt(1).
- Kim, D., & Ferreria, C. (2006). A Gibbs Energy Equation for LiBr Aqueous Solutions. *International Journal of Refrigeration*(29), 36-46.
- Kunugi, Y., Kashiwagi, T., & Kang, Y. (2000). Review of advanced absorption cycles: performance improvement and temperature lift enhancement. *International Journal of Refrigeration*(23), 388-401.
- Li, Z., & Sumathy, K. (2000). Technology Development in The Solar Absorption Air-Conditioning Systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*(4), 267-293.
- Linghui, Z., & Junjie, G. (2010). Second law based thermodynamic analysis of ammonia sodium thiocyanate absorption system. *Renewable Energy*, 1940-1946.
- M.M. Talbi, & B.Agneu. (2000). Exergy Analysis: An Absorption Refrigerator Using Lithium Bromide and Water As The Working Fluids. *Applied Thermal Engineering*(20), 619-630.
- Morris, D., & Szargut, J. (1986). Standard Chemical Exergy of Some Elements and Compounds on the Planet Earth. *Exergy*, 733-755.
- Özalp, M. (2004). Türkiye'de Ejektörlü Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Güneş Enerjisinden Faydalanılması. *Teknoloji*, 2(7), 297-309.
- Özgür, D., & Heperkan, H. (2009). 2.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildirisi. *Sanayide Enerji Tasarrufu*. Ankara: Makine Mühendisleri Odası.
- Pa Patek, J., & Klomfor, J. (1995). Simple Functions for Fast Calculations of Selected Thermodynamic Properties of the Ammonia-Water System. *Int.J.Refring*, 4(18), 228-234.

- Pastakkaya, B., Ünlü, K., & Yamankaradeniz, R. (2008). Isıtma ve Soğutma Uygulamalarında Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Sistemler. *TTMD Dergisi*(57), 25-32.
- Patterson, M., & Perez-Branco, H. (1988). Numerical fits of the properties of lithium-bromide water solutions. *ASHRAE Transactions*, 2(94), 88.
- Romero, R., Guillen, L., & Pilatowski, I. (2005). Monomethylamine- water vapour absorption refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*(25), 867-876.
- Sahoo, P., Misra, R., & Gupta , A. (2003). Thermoeconomic Optimisation of a Single Effect Water - Lithium Bromide Vapour Absorption Refrigeration System. *International Journal of Refrigeration*(26), 158-169.
- Saka, K., Yamankaradeniz , N., Kaynaklı, F., & Kaynaklı, Ö. (2014). Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin termodinamik analizinde kullanılan simülasyon yöntemlerinin karşılaştırılması. B. Ü. Müh.Mim.Fak.Mak.Müh. , *İKSES'14 2.Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi* içinde, (s. 138-147). Balıkesir.
- Selbaş, R., Yakut, A., Şencan, A., & Dikmen, E. (2003, Ekim). Absorpsiyonlu Sistemlerde Methanol-LiBr ve Methanol-LiCl Eriyiklerinin Termodinamik Özelliklerinin Tespiti İçin Yeni Bir Metod. (T. M. Müh.Odası) 541-547.
- Sencan, A. (2004). *Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Tasarımı SDÜ Oditoryumunun Uygulanabilirliğinin Araştırılması*. Isparta: Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Sencan, A. (2006). LiBr + LiNO<sub>3</sub> + LiI + LiCl / H<sub>2</sub>O İle Çalışan Çift Etkili Bir Soğurmalı Soğutma Sisteminin Analizi için Farklı Bir Yaklaşım. *Gazi Üniversitesi Müh.Mim.Fak.Dergisi*, 21(3), 467-472.
- Shankar Ganesh, N., & Srinivas, T. (2011). Evaluation of thermodynamic properties of ammonia water mixture up to 100 bar for power application systems. *Journal of Mechanical Engineering Research*(3), 25-39.
- Solum, C., Koç, İ., & Altuntaş, Y. (2011, Ocak). Çift Etkili LiBr-H<sub>2</sub>O Akışkanlı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminde Termodinamiksel Büyüklüklerin Sistem Performansına Etkileri. *Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi*(1), 19-26.
- Srikhirin, P., Aphornratana, S., & Chungpaibulpatana, S. (2001). A Review Of Absorption Refrigeration Technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*(5), 343-372.
- Sun, D. (1997). Thermodynamic Design Data and Optimum Design Maps for Absorption Refrigeration Systems. *Applied Thermal Engineering*, 17(3), 211-221.

- Sun, D. (1998). Comparison of the performances of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub> and NH<sub>3</sub>-NaSCN absorption refrigeration systems. *Energy Conversion and Management*(39), 357-368.
- Şencan, A., Selbaş, R., & Yakut, A. (2002). Su/Lityum Bromid ve Üçlü Hidroksit Karışımlarıyla Çalışan Absorpsiyonlu Sistemlerin Performanslarının Karşılaştırılması. (S. T. Bölümü) *Teknoloji Dergisi*(3-4), 7-13.
- Şencan, A., Yakut, K., & Kalogirou, S. (2005). Exergy Analysis of Liithium Bromide/Water Systems. *Renewable Energy*(30), 645-657.
- Trane Company, 2. (2005). Trane Classic Absorption Series Single-Stage Hot Water or Steam Fired Absorption Water Chillers. 112-465 Tons.
- Türkoğlu, Y., & Yılmaz, A. (2010). Çukurova Bölgesinde Doğalgazlı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Ekonomik Analizi. *Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 22(1).
- Uemura, T., & Hasaba, S. (1964). Studies on the lithium bromide-water absorption refrigeration machine. *Technology Reports of Kansai University*(6), 31-55.
- Üst, Y., Akkaya, A., & Safa, A. (2011). Theoretical Investigation of a Vapor Compression Refrigeration System Through Exergetic Performance Coefficient (EPC) Criterion. *Journal of The Energy Institute*.
- Wei, C., Shiqiang, L., Yongxian, G., & Dawei, T. (2014). Thermodynamic analysis of an absorption system using [bmim] Zn<sub>2</sub>Cl<sub>5</sub>/NH<sub>3</sub> as the working pair. *Energy Conversion and Management*, 13-19.
- Wikipedia. (2016). [www.wikipedia.org](http://www.wikipedia.org). Ocak 25, 2016 tarihinde [https://en.wikipedia.org/wiki/Fractionating\\_column](https://en.wikipedia.org/wiki/Fractionating_column) adresinden alındı
- Wikipedia, 2. (2016). [www.wikipedia.org](http://www.wikipedia.org). Şubat 10, 2016 tarihinde [https://en.wikipedia.org/wiki/Shell\\_and\\_tube\\_heat\\_exchanger](https://en.wikipedia.org/wiki/Shell_and_tube_heat_exchanger) adresinden alındı
- Won, S., & Kang, Y. (1993). Thermodynamic Analysis and Design Data For a Double-Effect Absorption Heat Pump System Using Four Working Pairs. *Heat Recovery Systems and CHP*, 1(13), 49-56.
- Yakar, G., Karabacak, R., & Deda Altan, B. (2005). Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi İle Mekanik Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinin Etkinlik ve Ekserji Verimlilikleri Yönünden Karşılaştırılmaları. (P. Ü. Fakültesi) *Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 11(2), 161-169.
- Yakut, K., Kalogirou, S., & Sencan, A. (2005). Exergy Analysis of Liithium Bromide/Water Systems. *Renewable Energy*(30), 645-657.
- Yalçın, E., & Kavaklı, A. (2010, Temmuz). Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri İle egzoz gazı atık ısısından faydalanarak otobüs kliması sistemleri için kaynatıcı

tasatımı. (B. F. Enstitüsü) *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 12(1), 136-152.

Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Çoşkun, S., & Yamankaradeniz, N. (2009). Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları (İkinci Baskı). İstanbul: DORA Yayıncılık.

Yıldırım, E., & Yeşilata, B. (2013). Düşük Sıcaklıkta Isı Kaynağı Kullanan Bir Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Termodinamik Optimizasyonu. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 2(33), 111-117.

York, 2. (2012). *How It Works.York Millenium YIA Absorption Chiller*. Şubat 01, 2016 tarihinde [www.york.com](http://www.york.com). adresinden alındı

Ziegler, F., & Alefeld, G. (1987, September). Coefficient of Performance of Multistage Absorption Cycles. *International Journal of Refrigeration*, 10(5), 285-295.

## 8.EKLER

### EK-1 Bir akışkan çifti için yazılan MATLAB Kodları

```

clc;
clear;
%ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ
%PROGRAM GİRDİLERİ
%Ty1=25:40;
Tb11=2:12;
Tk=80;
%Tk1=60:0.5:160
0;%C Jeneratör sıcaklığı
%Tb=10; %C Buharlaştırıcı sıcaklığı
Ty=40; %C Yoğuşturucu sıcaklığı
E=0.65; %Eşanjör etkinliği
T0=25; %çevre koşulları, ölü hal
P0=100; %çevre koşulları, ölü hal
Qkabal=300; %kW buharlaştırıcı kapasitesi

%NH3-H2O için PROGRAM
for zz=1:11
%Tk=Tk1(1,zz); %C Jeneratör sıcaklığı zz=1:201
Tb=Tb11(1,zz); %C Yoğuşturucu sıcaklığı zz=1:16
%1-NOKTASI JENERATÖRDAN ÇIKIŞ
T1=Tk;
T=Ty;
[P,hf,hg,sf,sg]=dbuhar(T);
P1=P;
T=T1;
[h,s]=kbuhar(P,T);
h1=h;%Tk ve P1 değerlerine göre denklemden bulunur.Kondenser basıncında
%kaynama sıcaklığına karşılık gelen entalpi değeridir(kızgın buhar bölgesi)

%2-NOKTASI YOĞUŞTURUCUDAN ÇIKIŞ
s1=s;
P2=P1;
X2=0;
T2=Ty;
%h2=0.0121*T2^2+4.3991*T2+166.9269;%Ty sıcaklığına göre doymuş sıvı için
denklemden bulunur.
h2=hf;
s2=sf;

%3-NOKTASI KISILMA VANASINDAN ÇIKIŞ

```

```

h3=h2;
T3=Tb;
T=T3;
[P,hf,hg,sf,sg]=dbuhar(T);
h3f=hf;
h3g=hg;
s3f=sf;
s3g=sg;
P3=P;
X3=(h3-h3f)/(h3g-h3f);
s3=s3f+X3*(s3g-s3f);

```

#### %4-NOKTASI BUHARLAŞTIRICIDAN ÇIKIŞ

```

T4=Tb;
P4=P3;
X4=1;
h4=h3g;
s4=s3g;

```

#### %5-NOKTASI ABSORBER ÇIKIŞ

```

clear x
T5=T2;
P5=P4;
% Amonyak-su karışımının doyma basıncı ve sıcaklığı arasındaki ilişki,
% karışımın konsantrasyonuna bağlı olarak (Sun, 1998); ABSORPSİYONLU
% SÖĞÜTME
% SİSTEMLERİNDE KULLANILAN EŞANJÖRLERİN SİSTEMİN
% PERFORMANSINA ETKİSİ
% Ömer KAYNAKLI* Recep YAMANKARADENİZ alındı.
a=(T5+273.16);
syms x
Xf51=double(solve((0.362*a+194.7)*x^3+(0.982*a-1540.9)*x^2+(2155.7-
1.767*a)*x==log10(P5)*a-a*7.44+2013.8,x));
for i=1:3
if imag(Xf51(i,1))==0 && real(Xf51(i,1))>0
Xf5=Xf51(i,1);
end
end

clear x
mi=[0 0 0 0 0 1 1 2 3 5 5 5 6 6 8];
ni=[1 4 8 9 12 14 0 1 1 3 3 4 5 2 4 0];
ai=[-7.61080 25.6905 -247.092 325.952 -158.854 61.9084 11.4314 1.18157 2.84179
7.41609 891.844 -1613.09 622.106 -207.588 -6.87393 3.50716];

```

```

h5t=0;
Xf=(18.015*Xf5)/(18.015*Xf5+17.03*(1-Xf5));
for i=1:16;
    h5t=ai(i)*((T5+273.16)/273.16-1)^mi(i)*Xf^ni(i)+h5t;
end
h5=100*h5t;
clear x
% sıvı faz için entropi
% end
X=(18.015*Xf5)/(18.015*Xf5+17.03*(1-Xf5));
Tb1=100;
T=(T5+273.15)/Tb1;
PB=10;
P=(P5*10^-2)/PB;% bar
To=3.2252;
Tos=5.0705;
Po=2;
Pos=3;
so=1.644773;
a3=-1.308905*10^-2;
a4=3.752836*10^-3;
b1=16.34519;
b2=-6.508119;
b3=1.448937;
sos=5.733498;
a3s=-4.452025*10^-3;
a4s=8.389246*10^-4;
b1s=12.14557;
b2s=-1.898065;
b3s=0.02911966;
R=8.31447;
e3=7.292369;
e4=-1.032613*10^-2;
e5=80.74824;
e6=-84.61214;
e9=-1.475383;
e10=-5.038107*10^-3;
e11=-96.40398;
e12=122.6973;
e15=54.87018;
e16=-76.67596;
se1=-e3-e4*P+e5/T^2+2*e6/T^3;
se2=(2*X-1)*(-e9-e10*P+e11/T^2+2*e12/T^3);
se3=(2*X-1)^2*(e15/T^2+2*e16/T^3);

```

```

sl=(R/18*(1-X)*(sos+b1s*log(T/Tos)+b2s*(T-Tos)+b3s/2*(T^2-Tos^2)+(-a3s-
2*a4s*T)*(P-Pos)))+(R/17*X*(so+b1*log(T/To)+b2*(T-To)+b3/2*(T^2-To^2)+(-a3-
2*a4*T)*(P-Po))-((R/(X*17+(1-X)*18)*R/(X*17+(1-X)*18)*((1-X)*log(1-
X)+X*log(X)))+(R/(X*17+(1-X)*18)*X*(1-X)*(se1+se2+se3)));
s5=s1;

```

### %6-NOKTASI POMPA ÇIKIŞ

```

P6=P1;
h6=h5;
T6=T5;
Xf6=Xf5;
s6=s5;
clear x

```

### %8-NOKTASI JENERATÖR ÇIKIŞ

```

T8=Tk;
P8=P1;
syms x
Xf81=double(solve(log10(P8)-(7.44-1.767*x+0.9823*x^2+0.3627*x^3)+(2013.8-
2155*x+1540.9*x^2-194.7*x^3)/(T8+273.16)));
for i=1:3
    if isreal(Xf81(i,1))==1 && Xf81(i,1)>0
        Xf8=Xf81(i,1);
    end
end
h8t=0;
Xf=(18.015*Xf8)/(18.015*Xf8+17.03*(1-Xf8));
for i=1:16;
    h8t=ai(i)*((T8+273.16)/273.16-1)^mi(i)*Xf^ni(i)+h8t;
end
h8=100*h8t;
% sıvı faz için entropi
X=(18.015*Xf8)/(18.015*Xf8+17.03*(1-Xf8));
Tb1=100;
T=(T8+273.15)/Tb1;
PB=10;
P=(P8*10^-2)/PB;% bar
To=3.2252;
Tos=5.0705;
Po=2;
Pos=3;
so=1.644773;
a3=-1.308905*10^-2;
a4=3.752836*10^-3;

```

```

b1=16.34519;
b2=-6.508119;
b3=1.448937;
sos=5.733498;
a3s=-4.452025*10^-3;
a4s=8.389246*10^-4;
b1s=12.14557;
b2s=-1.898065;
b3s=0.02911966;
R=8.31447;
e3=7.292369;
e4=-1.032613*10^-2;
e5=80.74824;
e6=-84.61214;
e9=-1.475383;
e10=-5.038107*10^-3;
e11=-96.40398;
e12=122.6973;
e15=54.87018;
e16=-76.67596;
se1=-e3-e4*P+e5/T^2+2*e6/T^3;
se2=(2*X-1)*(-e9-e10*P+e11/T^2+2*e12/T^3);
se3=(2*X-1)^2*(e15/T^2+2*e16/T^3);
sl=(R/18*(1-X)*(sos+b1s*log(T/Tos)+b2s*(T-Tos)+b3s/2*(T^2-Tos^2))+(-a3s-
2*a4s*T)*(P-Pos)))+(R/17*X*(so+b1*log(T/To)+b2*(T-To)+b3/2*(T^2-To^2))+(-a3-
2*a4*T)*(P-Po)))-((R/(X*17+(1-X)*18)*R/(X*17+(1-X)*18)*((1-X)*log(1-
X)+X*log(X)))+(R/(X*17+(1-X)*18)*X*(1-X)*(se1+se2+se3)));
s8=sl;

```

### %9-NOKTASI ERİYİK EŞANJÖR ÇIKIŞI

```

clear x
syms x
%eşanjördeki enerji dengesinden aşağıda verilen bağıntı yazılabilir (Sun, 1998);
P9=P8;
T9=E*T6+(1-E)*T8;
Xf9=Xf8;
clear x
mi=[0 0 0 0 0 1 1 2 3 5 5 5 6 6 8];
ni=[1 4 8 9 12 14 0 1 1 3 3 4 5 2 4 0];
ai=[-7.61080 25.6905 -247.092 325.952 -158.854 61.9084 11.4314 1.18157 2.84179
7.41609 891.844 -1613.09 622.106 -207.588 -6.87393 3.50716];
h9t=0;
Xf=(18.015*Xf9)/(18.015*Xf9+17.03*(1-Xf9));
for i=1:16;

```

```

h9t=ai(i)*((T9+273.16)/273.16-1)^mi(i)*Xf^ni(i)+h9t;
end
h9=100*h9t;

X=(18.015*Xf9)/(18.015*Xf9+17.03*(1-Xf9));
Tb1=100;
T=(T9+273.15)/Tb1;
PB=10;
P=(P9*10^-2)/PB;% bar
To=3.2252;
Tos=5.0705;
Po=2;
Pos=3;
so=1.644773;
a3=-1.308905*10^-2;
a4=3.752836*10^-3;
b1=16.34519;
b2=-6.508119;
b3=1.448937;
sos=5.733498;
a3s=-4.452025*10^-3;
a4s=8.389246*10^-4;
b1s=12.14557;
b2s=-1.898065;
b3s=0.02911966;
R=8.31447;
e3=7.292369;
e4=-1.032613*10^-2;
e5=80.74824;
e6=-84.61214;
e9=-1.475383;
e10=-5.038107*10^-3;
e11=-96.40398;
e12=122.6973;
e15=54.87018;
e16=-76.67596;
se1=-e3-e4*P+e5/T^2+2*e6/T^3;
se2=(2*X-1)*(-e9-e10*P+e11/T^2+2*e12/T^3);
se3=(2*X-1)^2*(e15/T^2+2*e16/T^3);
sl=(R/18*(1-X)*(sos+b1s*log(T/Tos)+b2s*(T-Tos)+b3s/2*(T^2-Tos^2))+(-a3s-
2*a4s*T)*(P-Pos)))+(R/17*X*(so+b1*log(T/To)+b2*(T-To)+b3/2*(T^2-To^2))+(-a3-
2*a4*T)*(P-Po)))-((R/(X*17+(1-X)*18)*R/(X*17+(1-X)*18)*((1-X)*log(1-
X)+X*log(X)))+(R/(X*17+(1-X)*18)*X*(1-X)*(se1+se2+se3)));
s9=sl;

```

## %7-NOKTASI JENERATÖR GİRİŞİ

```

clear x
syms x
Xf7=Xf6;
P7=P1;
Xf=(18.015*Xf7)/(18.015*Xf7+17.03*(1-Xf7));
%Kütle oranları
f=(1-Xf8)/(Xf7-Xf8);
h7=(f-1)/f*(h8-h9)+h6;
clear x
syms x
h7t=0;
for i=1:16;
    h7t=ai(i)*((x+273.16)/273.16-1)^mi(i)*Xf^ni(i)+h7t;
end

T71=double(solve(100*h7t==h7,x));
for i=1:8
    if isreal(T71(i,1))==1 && T71(i,1)>T6 && T71(i,1)<T8
        T7=T71(i,1);
    end
end

X=(18.015*Xf7)/(18.015*Xf7+17.03*(1-Xf7));
Tb1=100;
T=(T7+273.15)/Tb1;
PB=10;
P=(P7*10^-2)/PB;%bar
To=3.2252;
Tos=5.0705;
Po=2;
Pos=3;
so=1.644773;
a3=-1.308905*10^-2;
a4=3.752836*10^-3;
b1=16.34519;
b2=-6.508119;
b3=1.448937;
sos=5.733498;
a3s=-4.452025*10^-3;
a4s=8.389246*10^-4;
b1s=12.14557;
b2s=-1.898065;

```

```

b3s=0.02911966;
R=8.31447;
e3=7.292369;
e4=-1.032613*10^-2;
e5=80.74824;
e6=-84.61214;
e9=-1.475383;
e10=-5.038107*10^-3;
e11=-96.40398;
e12=122.6973;
e15=54.87018;
e16=-76.67596;
se1=-e3-e4*P+e5/T^2+2*e6/T^3;
se2=(2*X-1)*(-e9-e10*P+e11/T^2+2*e12/T^3);
se3=(2*X-1)^2*(e15/T^2+2*e16/T^3);
sl=(R/18*(1-X)*(sos+b1s*log(T/Tos)+b2s*(T-Tos)+b3s/2*(T^2-Tos^2))+(-a3s-
2*a4s*T)*(P-Pos)))+(R/17*X*(so+b1*log(T/To)+b2*(T-To)+b3/2*(T^2-To^2))+(-a3-
2*a4*T)*(P-Po))-((R/(X*17+(1-X)*18)*R/(X*17+(1-X)*18)*((1-X)*log(1-
X)+X*log(X)))+(R/(X*17+(1-X)*18)*X*(1-X)*(se1+se2+se3)));
s7=sl;

```

### %10-ERİYİK ABSORBER GİRİŞİ

```

h10=h9;
P10=P4;
T10=T9;
Xf10=Xf9;
s10=s9;
clear x

```

```

%*****
****

```

### %KAPASİTE ORANLARI

```

Qk=h1+(f-1)*h8-f*h7;
Qy=h2-h1;
Qb=h4-h3;
Qabs=f*h5-h4-(f-1)*h10;
STK=abs(Qb)/abs(Qk);
ITK=(abs(Qabs)+abs(Qy))/abs(Qk);

```

### %EKSERJİ DENKLEMLERİ

#### %0 noktası ölü hal özellikleri

```

P=100;
T=25;

```

```

[h,s]=kbuhar(P,T);
%soğutucu akışkan için ölü hal özellikleri
h0=h;
s0=s;
P0=100;
T0=25;
T0k=298;%Kelvin
%çözelti için ölü hal özellikleri
clear x
syms x
Xf01=double(solve(log10(P0)-(7.44-1.767*x+0.9823*x^2+0.3627*x^3)+(2013.8-
2155*x+1540.9*x^2-194.7*x^3)/(T0+273.16)));
for i=1:3
    if isreal(Xf01(i,1))==1 && Xf01(i,1)>0
        Xf0=Xf01(i,1);
    end
end
%Xf0=0.5;
mi=[0 0 0 0 0 1 1 2 3 5 5 5 6 6 8];
ni=[1 4 8 9 12 14 0 1 1 3 3 4 5 2 4 0];
ai=[-7.61080 25.6905 -247.092 325.952 -158.854 61.9084 11.4314 1.18157 2.84179
7.41609 891.844 -1613.09 622.106 -207.588 -6.87393 3.50716];
h0t=0;
Xf=(18.015*Xf0)/(18.015*Xf0+17.03*(1-Xf0));
for i=1:16;
    h0t=ai(i)*((T0+273.16)/273.16-1)^mi(i)*Xf^ni(i)+h0t;
end
h0c=100*h0t;
clear x
% sıvı faz için entropi
X=(18.015*Xf0)/(18.015*Xf0+17.03*(1-Xf0));
Tb1=100;
T=(T0+273.15)/Tb1;
PB=10;
P=(P0*10^-2)/PB;%bar
To=3.2252;
Tos=5.0705;
Po=2;
Pos=3;
so=1.644773;
a3=-1.308905*10^-2;
a4=3.752836*10^-3;
b1=16.34519;
b2=-6.508119;

```

```

b3=1.448937;
sos=5.733498;
a3s=-4.452025*10^-3;
a4s=8.389246*10^-4;
b1s=12.14557;
b2s=-1.898065;
b3s=0.02911966;
R=8.31447;
e3=7.292369;
e4=-1.032613*10^-2;
e5=80.74824;
e6=-84.61214;
e9=-1.475383;
e10=-5.038107*10^-3;
e11=-96.40398;
e12=122.6973;
e15=54.87018;
e16=-76.67596;
se1=-e3-e4*P+e5/T^2+2*e6/T^3;
se2=(2*X-1)*(-e9-e10*P+e11/T^2+2*e12/T^3);
se3=(2*X-1)^2*(e15/T^2+2*e16/T^3);
sl=(R/18*(1-X)*(sos+b1s*log(T/Tos)+b2s*(T-Tos)+b3s/2*(T^2-Tos^2))+(-a3s-
2*a4s*T)*(P-Pos))+((R/17*X*(so+b1*log(T/To)+b2*(T-To)+b3/2*(T^2-To^2))+(-a3-
2*a4*T)*(P-Po)))-((R/(X*17+(1-X)*18)*R/(X*17+(1-X)*18)*((1-X)*log(1-
X)+X*log(X)))+(R/(X*17+(1-X)*18)*X*(1-X)*(se1+se2+se3)));
s0c=sl;

```

### %Kütlesel debiler

```

m1=Q kabul/Qb;
m2=m1;
m3=m1;
m4=m1;
m7=f*m1;
m8=m7-m1;
m9=m8;
m6=m7;
m5=m6;
m10=m9;
QY=m1*Qy;
QK=m1*Qk;
QB=m1*Qb;
QABS=m1*Qabs;

```

### %soğutucu akışkan NH3 ile ilgili ekserji denklemleri

$$E1=m1*(h1-h0-T0k*(s1-s0));$$

$$E2=m2*(h2-h0-T0k*(s2-s0));$$

$$E3=m3*(h3-h0-T0k*(s3-s0));$$

$$E4=m4*(h4-h0-T0k*(s4-s0));$$

%çözelti ile ilgili ekserji denklemleri

$$E5=m5*(h5-h0c-T0k*(s5-s0c));$$

$$E6=m6*(h6-h0c-T0k*(s6-s0c));$$

$$E7=m7*(h7-h0c-T0k*(s7-s0c));$$

$$E8=m8*(h8-h0c-T0k*(s8-s0c));$$

$$E9=m9*(h9-h0c-T0k*(s9-s0c));$$

$$E10=m10*(h10-h0c-T0k*(s10-s0c));$$

%Isının ekserjisi

$$\%QK=m1*h1+m8*h8-m7*h7;$$

$$Eqy=m1*Qy*(1-T0k/(Ty+273-3));$$

$$Eqk=m1*Qk*(1-T0k/(Tk+273+10));$$

$$Eqb=m1*Qb*(1-T0k/(Tb+273+5));$$

$$Eqabs=m1*Qabs*(1-T0k/(Ty+273-3));$$

$$QkT=m8*h8+m1*h1-m7*h7;$$

$$QkT1=m1*Qk;$$

$$QbT1=m1*Qb;$$

%Ekserji Yıkımı

%Yoğuşturucu için

$$Iy=E1-E2+Eqy;$$

%Buharlaştırıcı için

$$Ib=E3-E4+Eqb;$$

$$\%Ib1=(m4*s4-m4*s3-m4*Qb/(Tb+273))*T0k;$$

%Jeneratör için

$$Ik=E7-E1-E8+Eqk;$$

$$\%Ik1=(m8*s8+m1*s1-m7*s7-m1*Qk/(Tk+273+10))*T0k;$$

%Pompa için

$$Ip=E5-E6;$$

%Genleşme valfi için-çözelti tarafındaki

$$Igv=E9-E10;$$

%Genleşme valfi için

$$Igv=E2-E3;$$

%Isı değiştiricisi için

$$Iid=E6+E8-(E7+E9);$$

%Absorber için

$$Iabs=E10+E4-E5+Eqabs;$$

%DOĞRULAMA

$$Q1=Qk+Qb;$$

$$Q2=Qabs+Qy;$$

```

if abs(Q1)-abs(Q2)<=20
    fprintf('Program doğru çalışıyor doğrulama değeri %f\n',abs(Q1)-abs(Q2))
else
    fprintf('Program düzgün çalışmıyor doğrulama değeri %f\n',abs(Q1)-abs(Q2))
end
%ISILAR
QY=m1*Qy;
QK=m1*Qk;
QB=m1*Qb;
QABS=m1*Qabs;
%Ekserji Verimi
verim=Eqb/Eqk*100;
%Toplam ekserji yıkımı
IT=Iy+Ib+Ik+Ip+Iid+Igv+Iabs;
%SONUÇLAR
STK_H20(1,zz)=STK
IT_H20(1,zz)=IT
verim_H20(1,zz)=verim
h0_H20(1,zz)=h0
h0c_H20(1,zz)=h0c
P1_H20(1,zz)=P1
T1_H20(1,zz)=T1
h1_H20(1,zz)=h1
P2_H20(1,zz)=P2
T2_H20(1,zz)=T2
h2_H20(1,zz)=h2
X2_H20(1,zz)=X2
P3_H20(1,zz)=P3
T3_H20(1,zz)=T3
h3_H20(1,zz)=h3
X3_H20(1,zz)=X3
P4_H20(1,zz)=P4
T4_H20(1,zz)=T4
h4_H20(1,zz)=h4
X4_H20(1,zz)=X4
P5_H20(1,zz)=P5
T5_H20(1,zz)=T5
h5_H20(1,zz)=h5
Xf5_H20(1,zz)=Xf5
P6_H20(1,zz)=P6
T6_H20(1,zz)=T6
h6_H20(1,zz)=h6
Xf61_H20(1,zz)=Xf6
P7_H20(1,zz)=P7

```

T7\_H20(1,zz)=T7  
h7\_H20(1,zz)=h7  
Xf7\_H20(1,zz)=Xf7  
P8\_H20(1,zz)=P8  
T8\_H20(1,zz)=T8  
h8\_H20(1,zz)=h8  
Xf8\_H20(1,zz)=Xf8  
P9\_H20(1,zz)=P9  
T9\_H20(1,zz)=T9  
h9\_H20(1,zz)=h9  
Xf9\_H20(1,zz)=Xf9  
P10\_H20(1,zz)=P10  
T10\_H20(1,zz)=T10  
h10\_H20(1,zz)=h10  
Xf10\_H20(1,zz)=Xf10  
STK\_H2O(1,zz)=STK  
ITK\_H2O(1,zz)=ITK  
s1\_H20(1,zz)=s1  
s2\_H20(1,zz)=s2  
s3\_H20(1,zz)=s3  
s4\_H20(1,zz)=s4  
s5\_H20(1,zz)=s5  
s6\_H20(1,zz)=s6  
s7\_H20(1,zz)=s7  
s8\_H20(1,zz)=s8  
s9\_H20(1,zz)=s9  
s10\_H20(1,zz)=s10  
Qk\_H20(1,zz)=Qk  
Qy\_H20(1,zz)=Qy  
Qb\_H20(1,zz)=Qb  
E1\_H20(1,zz)=E1  
E2\_H20(1,zz)=E2  
E3\_H20(1,zz)=E3  
E4\_H20(1,zz)=E4  
E5\_H20(1,zz)=E5  
E6\_H20(1,zz)=E6  
E7\_H20(1,zz)=E7  
E8\_H20(1,zz)=E8  
E9\_H20(1,zz)=E9  
E10\_H20(1,zz)=E10  
Ib\_H20(1,zz)=Ib  
Iy\_H20(1,zz)=Iy  
Ik\_H20(1,zz)=Ik  
Iabs\_H20(1,zz)=Iabs

Iid\_H20(1,zz)=Iid  
Igv\_H20(1,zz)=Igv  
Igv\_H20(1,zz)=Igv  
Ip\_H20(1,zz)=Ip  
QY\_H20(1,zz)=QY  
QK\_H20(1,zz)=QK  
QB\_H20(1,zz)=QB  
QABS\_H20(1,zz)=QABS

**ÖZGEÇMİŞ****KİŞİSEL BİLGİLER**

Adı Soyadı : Kemal Çağrı YAĞCIOĞLU

Uyruğu : T.C.

Doğum Yeri ve Tarihi: Aydın/Nazilli 18.02.1981

Telefon : (0505) 235 88 85

e-mail : kcagri.yagcioglu@deu.edu.tr

**EĞİTİM**

Derece	Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	: Aydın Lisesi, Aydın	1998
Üniversite	: Süleyman Demirel Üniversitesi, Isparta	2004
Yüksek Lisans	: Necmettin Erbakan Üniversitesi, Konya	....
Doktora	:	

**İŞ DENEYİMLERİ**

Yıl	Kurum	Görevi
Eylül 2005-Aralık 2011	Özel Sektör	Mak. Müh.
Ocak 2011- Ekim 2015	Necmettin Erbakan Üniversitesi Yapı İşleri ve Teknik Daire Başkanlığı	TH-Mühendis
Ekim 2015-Devam	Dokuz Eylül Üniversitesi Yapı İşleri ve Teknik Daire Başkanlığı	TH-Mühendis

**SERTİFİKALAR**

Sertifika	Kurum	Yıl
AutoCad 2D, 3D Modelleme	SDU CadCam Enstitüsü, Isparta	2003
Catia P3V5R17 ile Modelleme	MİMTEK Plus Education, Ankara	2007
Doğalgaz İç Tesisat Mühendislik Uzmanlık Belgesi	Mak. Mühendisleri Odası, Ankara	2007
Araçların Lpg'ye Dönüşümü Müh. Yetki ve Uzmanlık Belgesi	Mak. Mühendisleri Odası, Ankara	2007
Lpg Dolum Tesisleri ve Otogaz İstasyonları Sorumlu Müdür Kursu	Mak. Mühendisleri Odası, Ankara	2007

Solidworks 2008	Mak. Mühendisleri Odası, İzmir	2008
Yapım İhalelerinde Geçici Kabul, Kesin Kabul ve Şantiye Defterleri	AMP Yazılım, Konya	2014

**YABANCI DİLLER**

İngilizce