

Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri

Alper Orak

**YÜKSEKLİSANSTEZİ**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Aralık 2015

Absorption Cooling Systems

Alper ORAK

**MASTER OF SCIENCETHESIS**

Department of Mechanical Engineering

December 2015

Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri

Alper Orak

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Enerji Termodinamik Bilim Dalında  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof. Dr. L. Berrin Erbay

Aralık 2015

## ONAY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans öğrencisi Alper ORAK'ın YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı “Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek oybirliği ile kabul edilmiştir.

**Danışman** :Prof. Dr. L. Berrin ERBAY

**İkinci Danışman** :-

**Yüksek Lisans Tez Savunma Jürisi:**

**Üye** :Prof. Dr. L. Berrin ERBAY

**Üye** :Prof. Dr. Ö. Mete KOÇKAR

**Üye** :Prof. Dr. Haydar ARAS

**Üye** :Doç. Dr. Mustafa Ertunç TAT

**Üye** :Doç. Dr. Hasan YAMIK

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ..... tarih ve .....sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Hürriyet ERŞAHAN

Enstitü Müdürü

## **ETİK BEYAN**

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre, Prof. Dr. L. Berrin Erbay danışmanlığında hazırlamış olduğum ‘‘Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri’’ başlıklı YÜKSEK LİSANS tezimin özgün bir çalışma olduğunu; tez çalışmamın tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı; tezimde verdiğim bilgileri, verileri akademik ve bilimsel etik ilke ve kurallara uygun olarak elde ettiğimi; tez çalışmamda yararlandığım eserlerin tümüne atıf yaptığımı ve kaynak gösterdiğimi ve bilgi, belge ve sonuçları bilimsel etik ilke ve kurallara göre sunduğumu beyan ederim.14/12/2015

Alper ORAK

## ÖZET

Günümüzde iklimlendirme amaçlı kullanılmakta olan cihazlar genel olarak buhar sıkıştırırmalı cihazlar olup bu sistemleri çalıştırmak için gerekli enerji kaynaklarının basında elektrik enerjisi gelmektedir. Küçük hacimli ortamlar için soğutma sistemlerinde ise alternatif olmayan klima sistemleri kullanılmaktadır. Jeotermal, güneş enerjisi veya toprak/su kaynaklı ısı pompaları gibi diğer soğutucu sistemler ise ilk yatırım maliyeti yüksekliğinden yada istenilen iklimlendirme şartlarını tek başlarına sağlayamamasından dolayı yaygın olarak tercih edilmemektedir. Alternatif olarak değerlendirilebilecek absorbsiyon yöntemi ile çalışan soğutma çevrimlerinde elektrik enerjisi yerine ısı enerjisi kullanılması nedeniyle bu çevrimler buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinden daha ekonomik olmaktadır .

Bu çalışmada yaygın olarak kullanılan soğutma sistemleri ve absorbsiyonlu soğutma sistemleri ve bu sistemlerde kullanılan elemanlar hakkında bilgi verilerek tek etkili amonyak / su akışkanlı absorbsiyonlu bir soğutma sistemi için termodinamik ve exergetik modeller geliştirilerek bir proje ile geliştirilen modelin örnek çözümü yapılmıştır. Sistem elemanlarının tasarımı için gerekli parametreler oluşturularak bu sistemde yaygın olarak kullanılan helisel sarmal ısı değiştiricisi için termodinamik model oluşturulup örnek proje için çözümlenmiştir. Bu çalışma ile absorbsiyonlu soğutma sisteminin tüm bileşenleri için örnek model oluşturularak sistem kapasitelerinin ve elemanlarının belirlenmesi yapılmış, model doğrulaması yapılarak sistem uygunluğu değerlendirilmiştir.

Bu sayede çalışma, ülkemizde şu anda yaygın olmayan fakat ileride bu sektörde faaliyet gösterecek mühendisler için sistem elemanları seçimi ve kapasite hesaplamaları hakkında referans olarak kullanılabilir. Aynı zamanda hesaplama yöntemi referans alınarak çalışmakta olan bir soğutma sisteminin denetim aracı olarak kullanılabilir. Hesap yöntemi izlenerek çalışmakta olan sistemin gerçek ortam şartları ile benzetim yapıp sonuçlar karşılaştırılırsa çalışmakta olan sisteminin sağlıklı çalışıp çalışmadığı anlaşılabilir, bakım periyodu belirlenebilir veya arıza tespiti sağlanabilir.

**Anahtar Kelimeler:** Absorbsiyonlu soğutucular, Amonyak / Su ısı pompaları

## SUMMARY

Today, vapor compression devices which are generally used for air conditioning equipments are mostly use electricity for energy resources, to run the systems. For small volumes of cooling media have not an alternative to air conditioning systems. Other cooling systems such as geothermal energy, solar energy, or ground / water source heat pumps are widely not preferred due to the high initial investment cost or not provide the required climate conditions alone. Working with absorption refrigeration cycle method which can be evaluated alternatives more economical than vapor compression refrigeration cycle because this cycles use thermal energy instead of electric energy.

This study informs for refrigeration systems which is commonly used and absorption cooling system of the components used in these systems and for single effect ammonia/water fluid absorption cooling system, developing thermodynamic and exergetic models are made a sample solution of a model by developed a project.

For the design of the system components, the required parameters for the helical coil heat exchangers are widely used in this system generated thermodynamic model analysed for the sample project. This study was conducted to determine system capacity and elements by generating role models for all components of the absorption cooling system, the suitability of system was evaluated by performing to verify of the designed model. As a result, this study can be used as a reference about capacity calculations and choosing system elements for engineers which are not currently wide spread but will work in this sector in the future. Also with reference to the calculation method may be used for the control tool of a cooling system which operates. Following the calculation method, if working within the system simulation with real environmental conditions and the results are compared, helps to understand working system is healthy or not, maintenance period can be determined or failure detection can be made.

**Keywords:** Absorption Chillers, Ammonia / Water Heat Pumps

## TEŞEKKÜR

Bu yüksek lisans dönem projesi olanağını sağlayan, yorumları ve yapıcı eleştirileri ile alışmaya yön veren, engin bilgi ve tecrübesini paylaşarak alışmamı yöneten, değerli hocam Sayın Prof. Dr. L. Berrin ERBAY'a, eşim ve aileme teőekkürlerimi sunarım.

Alper ORAK



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

<b>ÖZET</b> .....	vi
<b>SUMMARY</b> .....	vii
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	viii
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	ix
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ</b> .....	xiv
<b>ÇİZELGELER DİZİNİ</b> .....	xvi
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ</b> .....	xvii
<b>1.GİRİŞ VE AMAÇ</b> .....	1
<b>2.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI</b> .....	2
<b>3.SOĞUTMA SİSTEMLERİ</b> .....	7
3.1. Soğutma Sistemlerinin Sınıflandırılması.....	7
3.2. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemleri.....	8
3.3. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri.....	9
3.3.1. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin uygulama alanları .....	10
3.3.2. Mevcut absorbsiyonlu soğutma üniteleri .....	11
3.3.3. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri ile kompresörlüsistemlerin karşılaştırılması.....	12
3.4. Absorbsiyonlu Soğutma SistemininSoğutma Çevrimi İşlemlerininİncelenmesi	13
3.5. Absorbsiyonlu Çevrim Çeşitleri.....	16
3.5.1. Su/ Lityum Bromürlü sistemler .....	16
3.5.2. Çift etkili Su / Lityum Bromür sistemleri.....	18
3.5.3. İleri Su / Lityum Bromür çevrimleri .....	18
3.6. Amonyak / Sulu Sistemler.....	19
3.6.1. Tek etkili Amonyak / Su akışkanlı sistemler.....	20
3.6.2. Çift etkili Amonyak / Sulu sistemler.....	21
3.6.3. Diğer Amonyak / Sulu sistemler.....	21
<b>4.SOĞUTUCU AKIŞKAN ÖZELLİKLERİ</b> .....	22
4.1. Akışkanlardan İstenen Özellikler.....	23
4.2. Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Diğer Akışkan Çiftleri.....	23

## İÇİNDEKİLER (Devam)

### Sayfa

4.3. Amonyak / Su İle Su / Lityum Bromürlü Sistemlerin Mukayesesi.....	24
<b>5.SOĞUTMA SİSTEMİ TERMODİNAMİK HESAPLAMALARI.....</b>	<b>26</b>
5.1. Analizler İçin Kullanılacak Temel Denklemler.....	26
5.2. Sistem Kabulleri.....	27
5.3. Sistem Elemanları Termodinamik Analizleri.....	28
5.3.1. Absorber için termodinamik analiz.....	28
5.3.2. Pompa için termodinamik analiz .....	29
5.3.3. Çözelti / Eriyik ısı değiştirici (SHX) için termodinamik analiz .....	30
5.3.4. Jeneratör için termodinamik analiz.....	31
5.3.5. Çözelti kısılma valfi (V2) için termodinamik analiz.....	31
5.3.6. Yoğuşturucu için termodinamik analiz .....	32
5.3.7. Yoğuşturucu buharlaştırıcı ısı değiştiricisi (Ön soğutma ısı değiştiricisi, CEHX) için termodinamik analiz.....	33
5.3.8. Soğutucu kısılma valfi (V1) için termodinamik analiz .....	34
5.3.9. Buharlaştırıcı için termodinamik analiz .....	34
5.3.10. Rektifier için termodinamik analiz.....	35
5.4. Amonyak Su Akışkan Çiftli Sistemde Kullanılan Denklemler	36
5.4.1. NH <sub>3</sub> – H <sub>2</sub> O çözeltisi için sıvı hal entalpisi (Sun, 1996) .....	36
5.4.2. NH <sub>3</sub> – H <sub>2</sub> O için buhar hal entalpisi (Sun, 1996).....	36
5.4.3. Çözeltideki amonyak doyma basıncı (Eicker , 2003) .....	37
5.4.4. Çözeltideki soğutucu madde konsantrasyonu (Eicker , 2003) .....	37
5.4.5. Özgül hacim (Sun, 1996).....	38
5.4.6. Sıvı-buhar dengesi (Eicker , 2003) .....	38
5.4.7. Doymuş buhar sıcaklığı (Patek, 1995) .....	38
5.4.8. NH <sub>3</sub> doymuş sıvı entalpisi (Eicker, 2003) .....	39
5.4.9. NH <sub>3</sub> doymuş buhar entalpisi (Eicker, 2003) .....	39

## İÇİNDEKİLER (Devam)

### Sayfa

<b>6.SAYISAL MODELİN OLUŞTURULMASI VE TERMODİNAMİK</b>	
<b>HESAPLAMALAR.....</b>	41
6.1. Örnek Modelin Belirlenmesi.....	41
6.2. Örnek Model İçin Sistem Şartlarının Belirlenmesi.....	42
6.3. Örnek Model Hesaplamaları.....	42
6.3.1. Sistem basınçlarının hesaplanması.....	42
6.3.2. Absorberden çıkan çözelti konsantrasyonu .....	43
6.3.3. Jeneratörden ayrılan çözeltilerin konsantrasyonu ve sıcaklığının bulunması	43
6.3.4. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı entalpilerinin bulunması .....	43
6.3.5. Özgül geri akış oranı ve akış miktarlarının tayini.....	44
6.3.6. Absorber ve jeneratör çıkış entalpilerinin bulunması .....	45
6.3.7. Pompa çıkış entalpisi.....	45
6.3.8. Çözelti ısı değiştiricisi (SHX) hesaplamaları .....	46
6.3.9. Jeneratör hesaplamaları .....	46
6.3.10. Buhar ısı değiştiricisi (CEHX) hesaplamaları .....	47
6.3.11. Sistem elemanlarının güçlerinin hesaplanması.....	48
6.3.12. Sistemin performans katsayısı .....	49
6.4. Örnek Model İle Çözümlerin Karşılaştırılması.....	50
6.5. Problemin İstenen Çalışma Şartlarına Göre Çözülmesi.....	51
6.5.1. Sistem basınçlarının hesaplanması.....	51
6.5.2. Absorber ve jeneratör çözelti konsantrasyonunun hesaplanması .....	52
6.5.3. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı entalpilerinin bulunması .....	52
6.5.4. Özgül geri akış oranı ve akış miktarları .....	53
6.5.5. Absorber ve jeneratör çıkış entalpilerinin bulunması .....	53
6.5.6. Pompa çıkış entalpisi.....	54
6.5.7. Çözelti ısı değiştiricisi (SHX) hesaplamaları .....	54
6.5.8. Jeneratör hesaplamaları .....	55
6.5.9. Buhar ısı değiştiricisi (CEHX).....	56
6.5.10. Sistem elemanlarının güçlerinin hesaplanması.....	56

## İÇİNDEKİLER (Devam)

### Sayfa

6.5.11. Çözümlerin değerlendirilmesi.....	58
<b>7. AMONYAK SU AKIŞKANLI SOĞUTMA SİSTEMİNİN EKSERJİSİ VE ÖRNEK MODEL ÇÖZÜMÜ.....</b>	<b>59</b>
7.1. Sistemin Çevrimi.....	59
7.2. Absorber İçin Ekserji Hesaplamaları.....	60
7.3. Pompa İçin Ekserji Hesaplamaları.....	62
7.4. Çözelti Isı Değiştiricisi İçin Ekserji Hesaplamaları.....	63
7.5. Jeneratör İçin Ekserji Analizi.....	64
7.6. Çözelti Genleşme Valfi İçin Ekserji Analizi.....	66
7.7. Yoğuşturucu İçin Ekserji Analizi.....	67
7.8. Ön Soğutma Isı Değiştiricisi (CEHX) İçin Ekserji Analizi.....	68
7.9. Soğutucu Genleşme Valfi (V1) İçin Ekserji Analizi.....	69
7.10. Buharlaştırıcı İçin Ekserji Analizi.....	70
7.11. Rektifier İçin Ekserji Analizi.....	71
7.12. Sistem Performansının Hesaplanması.....	73
7.13. Soğutma Uygulamasının 2. Yasa Verimi.....	73
<b>8. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ ELEMANLARI VE TASARIMLARI.....</b>	<b>74</b>
8.1. Absorber ve Tasarımı.....	75
8.2. Jeneratör ve Tasarımı.....	76
8.3. Rektifier Modeli.....	77
8.4. Genleşme Valfi Modeli.....	78
8.5. Yoğuşturucu ve Buharlaştırıcı Modeli.....	79
8.6. Diğer Isı Değiştiriciler.....	80
8.7. Helisel Sarmal Isı Değiştiricisi ve Tasarımı.....	80
8.7.1. Tasarım yöntemi .....	81
8.7.2. Isı iletim katsayısının tanımlanması.....	82
8.7.3. Akışkan çiftinin fiziksel özellikleri.....	83
8.7.4. Örnek modelin fiziksel özellikleri.....	85

8.7.5. Isı değiştirici boyutlandırılması .....	86
8.7.6. Hesaplamalar .....	86
8.7.7. Sonuç .....	89
<b>9. BULGULAR VE TARTIşMA.....</b>	<b>90</b>
<b>10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....</b>	<b>91</b>
<b>KAYNAKLAR DİZİNİ.....</b>	<b>92</b>

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
3.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminin Örnek Çalışma Basınç ve Sıcaklıkları İle Şematik Gösterimi.....	9
3.2. Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi ( Myat, 2010 ) .....	10
3.3. Endüstriyel Tip Absorbsiyonlu Soğutma Ünitesi ( Trane / 2003) .....	11
3.4. Genel absorbsiyonlu soğutma çevrimi (Herold, 1996) .....	14
3.5. Tek etkili Su / Lityum Bromür lü sistem (Herold, 1996).....	16
3.6. Tek etkili amonyak / sulu sistem (Herold, 1996).....	21
5.1. Tek etkili amonyak / sulu sistemin basitleştirilmiş gösterimi (Herold, 1996).....	28
5.2. Absorber için kontrol hacmi .....	28
5.3. Pompa için kontrol hacmi.....	29
5.4. Çözelti ısı değiştiricisi için kontrol hacmi.....	30
5.5. Jeneratör için kontrol hacmi .....	31
5.6. Çözelti kısılma valfi kontrol hacmi.....	31
5.7. Yoğuşturucu kontrol hacmi .....	32
5.8. Yoğuşturucu buharlaştırıcı ısı değiştiricisi kontrol hacmi .....	33
5.9. Soğutucu kısılma valfi.....	34
5.10. Buharlaştırıcı için kontrol hacmi.....	34
5.11. Rektifier için kontrol hacmi.....	35
7.1. Tek etkili amonyak su absorbsiyonlu soğutma çevrimi .....	59
7.2. Absorber Ekserji Akışının Kontrol Hacimde Gösterimi .....	61
7.3. Pompa ekserji akış şeması .....	62
7.4. Çözelti ısı değiştiricisi ekserji akış şeması .....	63
7.5. Jeneratör ekserji akış şeması.....	65
7.6. Çözelti genleşme valfi ekserji akış şeması .....	66
7.7. Yoğuşturucu ekserji akış şeması .....	67
7.8. Ön Soğutma ısı değiştiricisi ekserji akış şeması.....	68
7.9. Soğutucu genleşme valfi ekserji akış şeması.....	69
7.10. Buharlaştırıcı ekserji akış şeması.....	70
7.11. Rektifier Ekserji Akış Şeması.....	72

## ŞEKİLLER DİZİNİ (Devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
8.1. LiBr / Su Absorbsiyonlu soğutma sisteminin örnek çalışma şartları (World EnergyCo, 2011) .....	74
8.2. Amonyak / Su Absorbsiyonlu soğutma sisteminin örnek çalışma şartları (Robur, 2014) .....	75
8.3. Örnek Absorber Modelinin Şematik Görünümü (Kwon, 2004).....	76
8.4. Montajlanmış ve Detaylı absorber modeli .....	76
8.5. Örnek Jeneratör Modeli (Robur, 2014).....	77
8.6. Örnek Rektifier Modeli .....	78
8.7. Amonyak Termostatik genleşme valfi, Danfoss Tea 20 / Tea 85 ( Danfoss, 2005)	79
8.8. Helisel Sarmal Isı Değiştiricisi (Patil, 1982).....	80
8.9. Helisel Sarmal Isı Değiştiricisi Kesit Görünümü (Patil, 1982) .....	81
8.10. Akışkan çözeltisinin basınca ve kütleli oranına göre özgül ısısı (Conde Engineering, 2004) .....	84
8.11. Akışkan çözeltisi kütleli oranına göre iletim katsayısı (Conde Engineering, 2004) .....	84
8.12. Akışkan çözeltisi kütleli oranı ve sıcaklığına göre viskozitesi (Herold, 1996)...	85
8.13. Reynolds sayısına göre Colburn Faktörü (Kern, 1950).....	88

## ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
4.1. Amonyak / Su Su / Lityum Bromür karşılaştırma tablosu (Herold, 1996) .....	25
5.1. Denklem (5.37) de kullanılan katsayılar .....	36
5.2. Denklem (5.39) da Kullanılan Katsayılar.....	37
5.3. Denklem (5.43) de Kullanılan Katsayılar.....	38
5.4. Denklem (5.46) da Kullanılan Katsayıları.....	39
5.5. Denklem 5.48, 5.51, 5.52 de Kullanılan Katsayılar.....	40
6.1. S.A. Adewusi nin yapmış olduğu model için termodinamik hesaplamalar (Adewusi, 2004) .....	41
6.2. Çözüm sonuçları ve sapma miktarları.....	50
6.3. Hesaplanan Değerler .....	51
6.4.Yeni model için Hesaplama Sonuçları.....	58
7.1. Ekserji analizi için sistem elemanlarının enerji değerleri .....	60
7.2. Ekserji analizi için belirlenen sistem parametreleri.....	60
7.3. Absorber soğutma suyu parametreleri.....	61
7.4. Jeneratör ısıtma suyu parametreleri .....	65
7.5. Yoğuşturucu Soğutma Suyu Parametreleri .....	67
7.6. Buharlaştırıcı Isıtma Suyu Parametreleri .....	70
7.7. Rektifier Soğutma Suyu Parametreleri.....	72
8.1. Akışkanların fiziksel özellikler.....	86
8.2. Boru ölçüleri .....	86



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
A	Isı transfer alanı, (m <sup>2</sup> )
A <sub>a</sub>	Halkadaki akışkan akışı alanı $\left(\frac{\pi}{4}\right) ((C^2 - B^2) - (D_{H2}^2 - D_{H1}^2))$ , (m <sup>2</sup> )
A <sub>f</sub>	Sarmal kesit alanı, $\frac{\pi D^2}{4}$ , (m <sup>2</sup> )
a <sub>a</sub>	Akış ekserjisi, (kJ/kg)
B	İç silindirin dış çapı, (m)
C	Dış Silindirin iç çapı, (m)
c <sub>p</sub>	Akışkan ısı kapasitesi, (kcal/(kg)(°C))
D	Sarmal iç çapı, (m)
D <sub>e</sub>	Sarmal kabuk tarafı eşdeğer çapı, (m)
D <sub>H</sub>	Helis ortalama çapı, (m)
D <sub>H1</sub>	Helis iç çapı, (m)
D <sub>H2</sub>	Helis dış çapı, (m)
d <sub>o</sub>	Sarmal dış çapı, (m)
G <sub>s</sub>	Akışkan kütle hızı, $M/\left(\frac{\pi}{4}\right) ((C^2 - B^2) - (D_{H2}^2 - D_{H1}^2))$ , (kg/m <sup>2</sup> h)
H	Silindir uzunluğu, (m)
h	Entalpi, (kJ/kg)
h <sub>i</sub>	Düz boru içindeki iç çapa bağlı ısı transfer katsayısı, (kcal/hm <sup>2</sup> °C)
h <sub>ic</sub>	Spiral boru içindeki iç çapa bağlı ısı transfer katsayısı (h <sub>i</sub> nin spiral boruya göre düzeltilmiş hali), (kcal/hm <sup>2</sup> °C)
h <sub>io</sub>	Spiral boru içindeki dış çapa bağlı ısı transfer katsayısı, (kcal/hm <sup>2</sup> °C)
h <sub>o</sub>	Spiral dışındaki ısı transfer katsayısı, (kcal/hm <sup>2</sup> °C)
İ	Ekserji kaybı, (kJ)
j <sub>H</sub>	Colburn faktörü ısı transferi için $(h_i D/k) N_{Pr}^{-1/3} (\mu/\mu_v)^{-0.14}$
k	Akışkan termal iletkenliği, (kcal/hm°C)
k <sub>c</sub>	Spiral duvarı termal iletkenliği, (kcal/hm°C)

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (Devam)

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
L	N dönüşü için gerekli olan spiral tüp uzunluğu, (m)
M	Akışkan kütle akış miktarı, (kg/h)
$\dot{m}$	Akışkan kütleli debisi, (kg/s)
N	Spiral tüp teorik dönüş sayısı
$N_{Pr}$	Prandtl sayısı, $c_p \mu / k$
$N_{Re}$	Reynolds sayısı, $Du\rho / \mu$ veya $DG / \mu$
n	Gerekli olan proses şartlarındaki gerçek dönüş sayısı
$R_a$	Kabuk tarafı Fouling faktörü, ( $hm^2 \text{ } ^\circ C / kcal$ )
$R_t$	Tüp tarafı Fouling faktörü, ( $hm^2 \text{ } ^\circ C / kcal$ )
r	Helis merkezinden boru merkezine spiral tüp ortalama yarı çapı, (m)
s	Entropi, (kJ/kgK)
$\dot{S}_{ür}$	Birim zamanda entropi üretimi, (kW/K)
$T_e$	Buharlaştırıcı giriş sıcaklığı, ( $^\circ C$ )
$T_a$	Absorber Giriş Sıcaklığı, ( $^\circ C$ )
$T_k$	Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı, ( $^\circ C$ )
$T_g$	Jeneratör Sıcaklığı, ( $^\circ C$ )
$T_0$	Sistem sıcaklığı, ( $^\circ C$ )
U	Toplam ısı transfer katsayısı , ( $kW / m^2 \text{ } ^\circ C$ )
u	Akışkan hızı, (m/h)
$V_a$	Halka hacmi, ( $m^3$ )
$V_c$	N dönüşlü sarmal hacmi, ( $m^3$ )
$V_f$	Halkada akışkanın akabileceği hacim, ( $m^3$ )
V1	Soğutucu Genleşme / Kısılma Valfi
V2	Çözelti Genleşme / Kısılma Valfi
Q	Isı yükü, (kW)
$\dot{Q}_c$	Yoğuşturucudan ortama atılan ısı, (kW)
$\dot{Q}_g$	Jeneratöre verilen ısı, (kW)
$\dot{Q}_e$	Buharlaştırıcıya verilen ısı, (kW)

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (Devam)

### Simgeler

### Açıklama

$\dot{Q}_a$	Absorberden atılan ısı, (kW)
$\dot{Q}_r$	Rektifierden atılan ısı, (kW)
q	Akışkanın hacimsel akış miktarı, (m <sup>3</sup> /h)
W	Pompa işi, (kJ)
x	Konsantrasyon, (kg/kg)
$x_a$	Spiral et kalınlığı, (m)
$\Delta t_c$	Düzeltilmiş logaritmik ortalama sıcaklık farkı, (°C)
$\Delta t_{lm}$	Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, (°C)
$\mu$	Ortalama akış sıcaklığındaki akışkan viskozitesi, (kg/mh)
$\mu_v$	Tüp duvar sıcaklığındaki akışkan viskozitesi, (kg/mh)
$\rho$	Akışkan yoğunluğu , kg/m <sup>3</sup>

### Kısaltmalar

### Açıklama

CEHX	Buhar ısı değiştiricisi
COP	Performans katsayısı
GAX	Jeneratör / Absorber çiftli soğutma sistemi
LMTD	Bir sistemdeki giriş ve çıkış noktaları arasındaki sıcaklık farklarının, birbirlerine bölümlerinin logaritmalarına oranı
SHX	Çözelti eriyik ısı değiştiricisi

## 1. GİRİŞ VE AMAÇ

Absorbsiyonlu soğutma çevrimleri soğutucu akışkanın bir ikinci akışkan içinde soğurulması ile çalışmaktadırlar. Mekanik sistemlerle kıyaslırsak kompresör yerine karmaşık bir sistem geldiğini ve bu sistemin aynı şekilde soğutucu akışkanın basıncını artırmak amaçlı olduğunu görürüz.

Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinin en büyük avantajı sistemin çalışması için gerekli olan enerji miktarlarının mekanik sıkıştırma sistemlere göre çok daha küçük olması ve daha yüksek verimler elde edilebilmesidir. Uygulamada ısı pompası olarak sisteme ön ısıtma, solar enerji veya atık enerji kaynakları akuple edildiği takdirde sistem için gerekli olan sürüş enerji miktarları düşmekte ve bu sistemi daha cazip hale getirmektedir.

Absorbsiyonlu soğutma çevrimlerinin ilk yatırım maliyetlerinin yüksekliği göze çarpmakla birlikte yapılan termoeconomik analizlerde sistemin maliyet anlamında mevcut soğutma sistemlerine göre daha avantajlı olduğu görülmektedir.

Sistemin genel avantajları, kışın ısıtma, yazın da soğutma grubu olarak kullanılabilmesi dolayısı ile ısıtma-soğutma ihtiyacına ortak olarak cevap verebilmesi, işletme maliyetlerinin düşük olması, aynı anda hem ısıtma, hem soğutma yapılabileceği için kullanım esnekliği, farklı ısı kaynakları ile kullanılabilmesi olarak tanımlanabilir.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile ilgili yapılmış yayınlar taranarak konu üzerinde yapılmış çalışmalar özetlenmektedir.

Zinet (2012), tek etkili su lityum bromür çiftli absorpsiyonlu soğutucunun simülasyon modeli deneysel olarak geliştirilmiştir. Çalışmada soğutma sistemi iki farklı ısı kaynağı tarafından tahrik edilmiştir ve düşey film tabakalı ortam havası ile soğutulan karma çevrim olan buharlaştırıcı/absorber kullanılmıştır. Buharlaştırıcı/absorberdeki ve jeneratördeki buhar absorpsiyonu ısı transferi modeli Nusselt film teorisine dayandırılmıştır. Diğer ısı değiştiricileri basitleştirilmiş LMTD verimlilik metoduna dayandırılmıştır. Model, ısı kazanım çevrimindeki akış hızının ani düşüşü ve alan içindeki soğutma ihtiyacının ani azalmasına göre sistem benzetimi yapılmış, ikinci olarak ise temel bir sıcaklık regülasyonlu sistem benzetimi yapılmıştır. Tüm benzetimlerde soğutucu performansının beklenen değerleri sağladığının görüldüğü belirtilmiştir.

Boudéhenn (2012), küçük kapasiteli absorpsiyonlu çillerin deneysel ve nümerik olarak değerlendirmiştir. Modeli, ısıl sürürlü amonyak / sulu 5kW soğutma kapasiteli solar uygulamalar için geliştirilmiş ve sıcaklık, basınç ve debi sensörleri ile izlemiştir. ‘‘Brazing’’ yöntemi ile imal edilen plaka tipi ısı değiştiricinin ilk testlerde iyi sonuç verdiği gözlemlendiğini belirtmiştir. Deneysel sonuçları nümerik çalışmalarla karşılaştırmıştır.

Lostec (2012), çalışmalarında amonyak-su absorpsiyonlu sistemi performansını değerlendirmiştir. 10kW gücünde tek etkili sistemi su-etilen-glikol çözeltisi ile soğutmuştur. Çalışma sonucunda sistem performansının buharlaştırıcı sıcaklığının artması ile arttığını tespit etmiştir.

Pratihari (2012), çalışmalarını 100kW lık amonyak-su absorpsiyon sistemi ile absorber ve jeneratör için ısı ve kütle transferi hesaplamalarıyla su soğutma amaçlı yapmıştır. Sistem performansını buhar sıkıştırımlı soğutucular ile karşılaştırmıştır.

Marc (2012), güneş enerjili soğutma sistemlerinin performansının büyük ölçüde iklim şartlarının belirlediğini belirtmiştir. Çalışmasında 30 kW soğutma kapasiteli tek etkili Lityum bromür lü soğutma sistemi deneysel olarak çalıştırmış, dizayn parametreleri elde ederek basitleştirilmiş nümerik sistemlerle karşılaştırmıştır.

Dereje (2012), absorpsiyonlu sistemi modelleme ve analizin temel amacının sistem verilerini kullanarak sistem performansını artırmaya yönelik olduğundan bahsetmiştir. Ana önemli konunun sistemin serbestlik derecelerini bulma ve uygun olan serbestlik derecelerini azaltmak için bazı proses değerlerini set etme olduğunu belirtmiştir. Bunun için basit ve yalın bir sistematik önermiştir. Metodu absorpsiyon çevrimlerinin farklı örneklerine basitten karışık konfigürasyonlara kadar uygulamıştır. Aynı zamanda küçük ölçekli amonyak / su absorpsiyonlu bir çevrime proses değişkenlerinin sistematik seçimi ve geliştirilmesi için uygulamıştır.

Jawahar (2011), hava soğutmalı jeneratör/ absorberli absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansı için deneysel çalışma yapmıştır. Yaygın olarak kullanılan sistemi yüksek ve düşük basınçlı absorpsiyonlu sisteme çevirip sisteme verilmesi gereken ısıyı azaltmak için çözelti eşanjörü ve çözelti soğutucusu ekleyerek modifiye etmiştir. Sistem 10,5 kW soğutma kapasitesine göre amonyak / su akışkanlı olarak tasarlanmıştır. Sistem performansı dolaşım oranı, sistem içi ısı transferi ve performans katsayısı değerlendirmesi ile hesaplamış ve maksimum soğutma kapasitesinin 9,5 kW, performans katsayısının 0,61 ve 0,57 olduğu belirtmiştir.

Du (2012), çalışmasında çift etkili solar ısıtmalı hava soğutmalı küçük bir absorpsiyonlu soğutma sistemi deneysel olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda sistemin teknik fizibilitesi oluşturmuş ve sistemin bir konut için düşük maliyetli olarak uygun olduğu ve düşük solar ihtiyaçlı sistemlerin geliştirilmesi için kullanılabileceğini belirtmiştir.

García (2011), çalışmada kaynama noktasında Lityum bromür/ su ve amonyak / su akışkan çiftleri için jeneratör olarak kullanılacak plakalı tip ısı değiştiricilerde basınç düşümünün etkisini incelemiştir. Çalışmaya göre basınç düşüşünün ısı değiştiricisine giren

çözeltilerin kaynama sıcaklığını değiştirdiğini tespit etmiştir. Bu yüzden akışkana daha yüksek ısı verilmesi gerekliliğine değinmiştir.

Martinez (2010), proses ölçümlerinden oluşturulan performans dadasının genelde enerjinin korunumu ve kütleinin korunumu yasalarına uymadığını belirtmiştir. Bu yüzden toplanan tüm verilerin sistem elemanlarına, proses ve çevre şartlarına göre değerlendirilmesi gerekliliğine değinmiştir. Çalışmada absorbsiyonlu soğutma sisteminin bileşenlerinin birbiri ile ilişkilerininide içerecek şekilde performans analizi yapmıştır.

Lecuona (2009), güneş enerjili soğutma sisteminde sıcak su sıcaklığını maksimum seviyeye çıkararak anlık verimler belirlemiştir. Model, karakteristik sıcaklık farkına dayalı olarak ampirik olarak gerçek soğutma performansını hesaplamaktadır. Çalışmada ev veya küçük binaların iklimlendirilmesi için sonuçlar çıkarmıştır.

Parka (2008), çalışmalarında çoklu soğutmalı ve sıcak su beslemeli üç farklı amonyak/su absorbsiyon sistemi için performans hesaplamaları yapmıştır.

Sieres (2007), amonyak / su bileşenli absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde jeneratörden ayrılan buhardan su içeriğini yüksek verimli uzaklaştırma prosesi büyük önem taşmasına değinmiştir. Bu proses ekipmanlarından biri olan paketli kolon tipi için kütle transferi detaylı hesaplanması gerektiğini vurgulamıştır. Çalışmasında paketli kolon tipi sudan arındırma prosesi için deneysel çalışmalar yapılmış ve bunun sonucunda düzeltilmiş korelasyonlar önermiştir.

Kim (2007), çalışmasında 10,5 kW lık amonyak su absorbsiyonlu sistemi modelleyerek, sistem ve elemanlarına sıcaklık, basınç, konsantrasyon ve süreyi göz önünde bulundurarak sayısal yollar ile çözmüştür. Hızlı soğutma kapasitesi elde edebilmek için jeneratörde çözelti miktarının az olması gerektiği sonucuna varmıştır.

Boer (2005), amonyak / su absorbsiyonlu soğutma sistemi alt bileşenlerine yapısal analiz yaparak bulgulara göre eşanjör değerikliği yaparak bileşenlerin tersinmezliğini azaltıp verimini artırmayı amaçlayan çalışmalar yapmıştır.

Şencan (2004), tek kademeli absorpsiyonlu soğutma sisteminin ekserji analizini yapmış olup COP değerinin ve ekserji veriminin jeneratör sıcaklığının artırılmasıyla nasıl değiştiğini incelemiştir. Jeneratör ve absorberdeki kaybedilen ekserjinin diğer elemanlardakinden fazla olmasının nedenini çözeltilerin karışma ve ayrılma işlemlerine bağlamıştır.

Adewusi ve Zubair (2004), çalışmalarında tek ve çift etkili amonyak-su karışımı absorpsiyonlu soğutma sistemini çeşitli başlangıç şartlarında termodinamiğin ikinci yasası ile analiz etmişlerdir. Entropi üretimi ve performans katsayısını (COP) her sistem bileşeni ve farklı çalışma koşulları için hesaplamışlardır.

Bilgen ve Takahashi (2002), ısı pompasının ekserji ve termodinamiğin 1. yasasına göre analizi yapılarak performans katsayısını tespit etmişlerdir. Deney şartlarında kullanılan klimanın geliştirilecek ekipmanlarının seçimi yapmışlardır.

Chua (2002), çalışmalarında tek etkili amonyak su ile çalışan absorpsiyolu tersinmez soğutma cihazının termodinamik yapısından bahsetmiştir. Sistem elemanlarını eşanjörde entropi üretimi, termal iletkenlik ve ısı ve kütle geçişi prosesine göre modellemiştir. Absorber modeli için ise Colburn-Drew kütle transferi denklemlerini absorpsiyon prosesine göre geliştirmiştir. Çiller performansındaki çeşitli tersinmezliklerin etkisini genel bir makroskopik denklem aracılığı ile değerlendirmiştir.

Keçeciler (2000), çalışmada mekanik soğutma sistemine alternatif bir absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlamışlardır. Sivas Kaplıca Jeotermal enerji kaynağı kullanılarak Su / LiBr absorpsiyonlu soğutma sistemi deneysel analizi yapılmıştır. Mevcut jeotermal kaynağın soğutma için yeterliliğini ve kullanılabileceği tespit edilmiştir.

Sun (1996), son yıllardaki araştırmalarda amonyak-su absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performansının iyileştirilmesi üzerine çalışmıştır. Bu çalışmada, amonyak-su, amonyak-lityum nitrat ve amonyak-NaSCN (Sodium thiocyanate) döngüleri için termodinamik analizler yapmıştır. Bu üç çevrimin sonuçları karşılaştırıldığında, amonyak-lityum nitrat ve amonyak-NaSCN döngüleri amonyak-su döngüsünün alternatifi olabileceğini belirtmiştir.



Grossman (1995), amonyak su akışkanlı jeneratör/absorber modelli absorbsiyonlu ısı pompasına bilgisayar tabanlı simulasyon yapmıştır. Bu çevrimin belirgin olan özelliğinin ısıyı absorberden alması ve bu ısıyı kısmen jeneratöre vermesi ve bu sayede performans katsayısını iyileştirmesi olmasına değinmiştir. Simulasyonda ABSIM progamı kullanılarak farklı operasyon şartlarına göre performans katsayıları ve kapasiteleri ile ortam sıcaklığının , rektifier performansının ve akış miktarının etkisini incelemiştir.

### 3. SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Bir ortamdan daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişini sağlayan makinelere soğutma makinesi adı verilir. Bu bölümde yaygın olarak kullanılan soğutma sistemleri açıklanacaktır.

Günümüzde en sık karşılaşılan soğutma makinesi mekanik bir kompresör yardımı ile soğutucu gazın hareketini sağlayan buhar sıkıştırımlı olanıdır. Tez konusu olan absorpsiyonlu soğutma sistemleri soğutucu akışkan tipine göre Bölüm 3.3 itibariyle lityum ve amonyaklı absorpsiyonlu soğutma sistemleri olarak iki ana grupta incelenecek ve ilgili sistem çeşitlerine göre detaylandırılacaktır.

#### 3.1. Soğutma Sistemlerinin Sınıflandırılması

Yaygın olarak kullanılan soğutma sistemleri aşağıdaki gibidir.

a-) Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi

b-) Absorpsiyonlu soğutma sistemi

c-) Hava soğutma sistemi

Soğutucu akışkan tüm sistem boyunca gaz halindedir ve sıvı faza geçmez. Hava soğutma çevrimi açık çevrim (soğutkan hava, devamlı atmosferden alınıp çevrimde soğutulduktan sonra kullanılır) veya kapalı çevrim (hapsolunmuş olan hava çevrimden dışarı çıkamaz) prensiplerine göre çalışır. Hava soğutma sistemleri düşük performans katsayısı vermesi nedeniyle yaygın olarak kullanılmamaktadırlar.

d-) Buhar jet sistemli soğutma çevrimi

Ejektör tipi soğutma çevrimi prensip yönünden bir kompresyon çevrimidir. Buharlaştırıcıda buharlaşan soğutkan buharları bir ejektör ile sürüklenerek buharlaşma basıncının muhafaza ve kontrolü sağlanır. Sürükleyici akışkanı buhar ve soğutkan maddesi

su olan uygulama, bu çevrimde en çok uygulanan akışkan maddelerdir ve Buhar Jet Sistemi adı ile anılır.

e-) Termo elektrik sistemli soğutma çevrimi

Peltier etkisi olarak anılan ve iki farklı metal elemanın meydana getirdiği bir devreye elektrik akımı verildiğinde karşıt uçlarda, akımın yönüne göre, ısınma veya soğuma meydana gelmesi olayına dayanan bu çevrimden soğutma maksadıyla yararlanılabilmektedir.

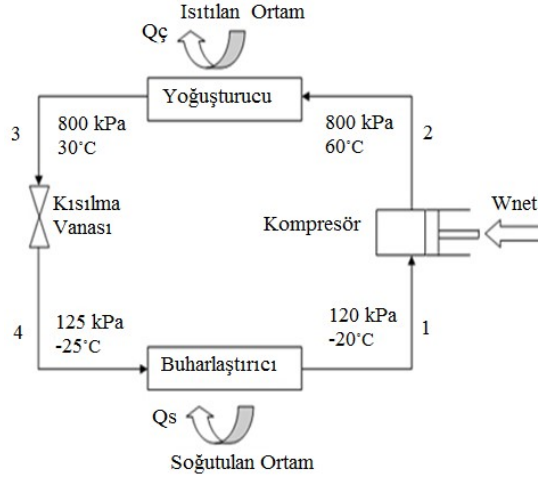
f) Özel soğutma çevrimleri , bu çevrimler

- Buhar-jet soğutma sistemi,
  - Krojenik soğutma sistemi,
  - Termo akustik soğutma,
  - Kimyasal soğutma sistemi,
  - Vorteks-tüp soğutma sistemi,
  - Adsorbsiyonlu soğutma sistemi,
- olarak adlandırılırlar.

### **3.2. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemleri**

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde esas olarak bir kompresör, bir buharlaştırıcı, bir yoğuşturucu ve kısılma vanası bulunmaktadır. Kompresörde sıkıştırılarak yüksek basınç seviyesine çıkan soğutucu akışkan, kızgın buhar fazındayyoğuşturucuya ulaşır. Burada sabit basınçta ısı vererek yoğuşur ve doymuş sıvı fazında kısılma vanasına ulaşarak burada çok düşük basınca kısılır. Buharlaştırıcıya çevrim alt basıncında ulaşır.Burada soğutulan ortamdanda ısı çekerek buharlaşır.Son olarak doymuş ya da kızgın buhar olarak

kompresöre ulaşarak çevrimi tamamlar. Günümüzde en fazla kullanılan sistemlerden biridir. Şekil 3.1 de örnek çalışma basınç ve sıcaklıkları ile şematik olarak buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi gösterilmiştir.

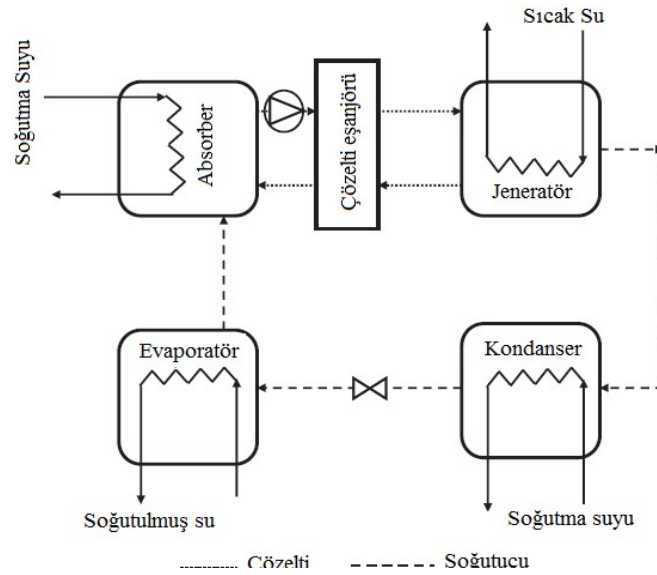


**Şekil 3.1. Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sisteminin Örnek Çalışma Basınç ve Sıcaklıkları İle Şematik Gösterimi**

### 3.3. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri

Absorbsiyonlu soğutma çevrimleri pompa, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, absorber, jeneratör, ısı değıştirici ve kısılma / genişleme vanası gibi ana elemanlardan oluşmaktadır. Şekil 3.2 de tek etkili bir absorbsiyonlu soğutma sistemi gösterilmiştir.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın bir ikinci akışkan içinde soğurulması gereklidir. Absorbsiyonlu soğutma sistemi buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine çok benzer fakat burada kompresörün yerini karmaşık bir soğurma mekanizması alır. Soğutma mekanizması absorber ve jeneratörden oluşmaktadır ve sıkıştırma işlemini gerçekleştirmektedir. Bu mekanizma ise soğutkan basıncını yükseltmek için bir araya getirilmiştir.



**Şekil 3.2. Tek Etkili Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi( Myat, 2010 )**

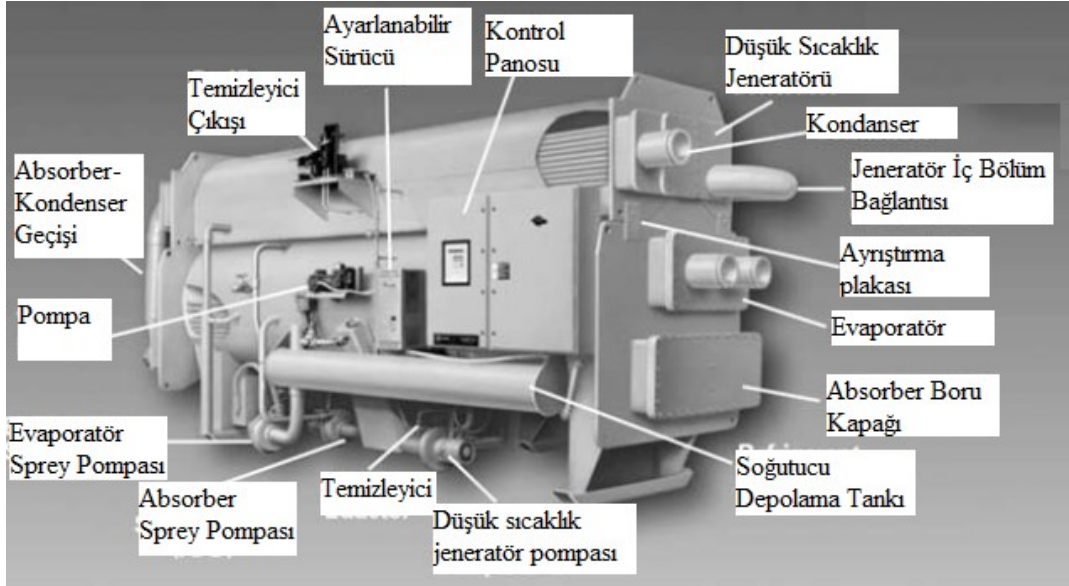
Absorbsiyonlu soğutma sistemi buhar sıkıştırırmalı sistemden daha yüksek soğutma kapasitesi üretebilir, elektrik yerine diğer enerji kaynakları ile çalıştırılabilir. Bu sistemde mekanik enerji yerine jeneratörde ısı enerjisi kullanılmaktadır.

Absorbsiyonlu sistemde buhar yerine sıvı sıkıştırılmaktadır. Bu sistemlerin çalışması dış kaynaktan sağlanan ısıya dayanır. İş ısıtıcıda sağlanan ısının yüzde biri mertebesinde olup, çevirimin termodinamik çözümlenmesinde genellikle ihmal edilir. Absorbsiyonlu sistemlerde çevirimi çalıştıran enerji ısıdır.

### 3.3.1. Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin uygulama alanları

Absorbsiyonlu soğutma sistemleri, büyük miktarda soğutma gereksinimi olan endüstriyel uygulamalarda kojenerasyon tesisleri ile birlikte kullanılarak üretilen termal enerjinin optimum kullanımını sağlar, elektrik tüketimini dengeler ve CO<sub>2</sub> üretimini azaltır. Aynı anda hem ısı, hem elektrik hem de soğutma üretimi anlamına gelen “trijenerasyon” tesisi olarak da adlandırılan bu sistemler kullanıcı ihtiyaçlarına bağlı olarak özel olarak tasarlanıp ayarlanırlar. Absorbsiyonlu sistemler ayrıca, atık ısının yoğun olarak bulunabileceği yemek fabrikalarında, kimyasal madde fabrikalarında, süt fabrikalarında (pastörizasyon işleminde), çözünebilir kahve fabrikalarında, rafinerilerde, petrokimya

tesislerinde kullanılabilir. Şekil 3.3 te endüstriyel tip bir soğutma ünitesi sistem elemanları ile tanımlanmıştır. Bunlar dışında, endüstriyel ısıtma proseslerinde ısı pompası olarak, kojenerasyon santrallerinde bulunan türbin ve dizel makinelerin emiş havasının soğutulmasında, ısı geri kazanımında , binalar, süpermarketler ve ofislerin opsiyon olarak aynı anda ısıtma ve soğutma ihtiyacının karşılanmasında kullanılabilir.



Şekil 3.3. Endüstriyel Tip Absorbsiyonlu Soğutma Ünitesi ( Trane / 2003)

### 3.3.2. Mevcut absorpsiyonlu soğutma üniteleri

Piyasadaki en yaygın sistemler su / lityum bromür ve amonyak / su akışkan çiftleri ile çalışırlar. Su / lityum bromürlü sistemler 1950 yılından beri yaygın olarak kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan su olup bu yüzden soğutma sıcaklığı 0 °C' nin üzerindedir. Büyük binaların hava şartlandırması gereksinimini karşılamak üzere çiller gibi tasarlanmışlardır. 35 kW' tan 5000 kW' a kadar kapasitelerde mevcuttur. Bu ünitelerin performans katsayısı çevrimin yapısına bağlı olarak 0,7 ile 1,2 arasında değişmektedir.

Amonyak / sulu sistemler 1800'lü yılların sonundan, buhar sıkıştırılmalı sistemlere geçene dek buz üretimi amacı ile kullanılmıştır. Burada, soğutkan amonyaktır. Suyun rolü, amonyak / sulu ve su / lityum bromürlü sistemlerde farklıdır. Amonyaklı sistemin

avantajlarından biri, soğutkan olarak amonyağın oldukça düşük soğutma sıcaklıklarını mümkün kılmasıdır. Bununla birlikte, zehirli olması kullanımını kısıtlar, bu yüzden iyi havalandırılan yerlerde kurulmasını gerektirir. Bu sistemlerin performans katsayıları 0,5 dolaylarındadır(Herold,1996).

### 3.3.3. Absorbsiyonlu soğutma sistemleri ile kompresörlü sistemlerin karşılaştırılması

Buhar sıkıştırılmalı çevrim kompresörünün tek başına yaptığı işi, absorpsiyonlu sistemde literatürlerde adına termik kompresör denilen ve en az üç sistem elemanı ile çalışan sistem yapar. Bunlar absorber, çözeltili pompası, jeneratör olmakla beraber pompasız sistemde ise absorber, jeneratör, basınçlandırıcı gazdır(Herold,1996).

Termik kompresörün görevi transfer işlemlerini gerçekleştirmektir.

1. Düşük basınçtaki soğutucu akışkan buharının absorberde sıvı çözeltiliyle absorbe edilmesi ve ısının uzaklaştırılması (ekzotermik reaksiyon)
2. Düşük basınçtaki çözeltilinin çözeltili pompasıyla daha yüksek basınca yükseltilerek jeneratör tankına bırakılması
3. Jeneratörde, basıncı yükseltilmiş ortak çözeltilideki soğutucu akışkanın ısı ile buharlaştırılarak çözeltiliden kurtarılması (endotermik reaksiyon)

Kompresörlü bir soğutma makinesinde soğutkan düşük basınç ve sıcaklıkta buharlaşır. Buhar buharlaştırıcıdan çekilerek yüksek basınçlı hale getirilir ve yoğuşturucuda sıvılaştırılır. Mekanik kompresör, soğutkan buharını düşük buharlaşma basıncından yüksek yoğuşma basıncına yükseltir. Yoğuşturucuda üretilen yoğuşma ısı çeşitli yöntemlerle çevreye atılır. Sıkıştırma prosesi, absorpsiyonlu soğutma sisteminde çözeltilinin dolaşımı aracılığı ile gerçekleştirilir. Soğutucu akışkanı soğuracak bir sıvı tarafından soğurulan soğutkan buharı daha sonra bir pompa vasıtası ile jeneratöre pompalanır. Jeneratörde meydana gelen ısıtma işlemi sonucunda soğutkan buharlaşarak çözeltiliden ayrılır. Açığa çıkan soğutkan buharı yoğuşturucuya giderek sıvılaştırılır. Faz değişimi sırasında açığa çıkan ısı çevreye atılarak uzaklaştırılır. Burada, buharlaştırıcıdan gelen alçak basınçlı buharı emen absorber ile yüksek basınçlı buhar üreten jeneratör, kompresör ile yer değiştirmiştir. Mekanik sıkıştırılmalı sistem ile absorpsiyonlu sistem arasındaki temel farklılık, ilkinin mekanik enerji, ikincisinin ise termal enerji ile çözeltili

pompasının tahriki için elektrik enerjisi gerektirmesidir. Bunun nedeni, kompresörlü sistemde sıkıştırılan gaz fazındaki akışkandan farklı olarak absorpsiyonlu sistemde pompalanan akışkanın sıvı fazında olması ve sıvıların özgül hacimlerinin de gazlara nazaran çok az olması sebebi ile daha az is gerektirmesidir. Kompresyonlu sistemlerden farklı olarak absorpsiyonlu sistemler değişken sıcaklık ve ısı yüklerine karşı esnekler. Sıfır kapasite ile tam kapasite arasında herhangi bir aralıkta çalıştırılabilirler.

Absorpsiyonlu sistemlerde işletme enerjisinin atık ısı olması halinde çalıştırma maliyetleri çok düşük olur. Absorpsiyonlu sistemler kısmi yüklerde iyi performans gösterirler.

Kompresyonlu sistemlerin ilk yatırım maliyeti absorpsiyonlu sistemlere kıyasla dahadüşüktür. Absorpsiyonlu sistemde kullanılacak olan işletme enerjisinin atık ısı olması halinde absorpsiyonlu sistemlerin işletme maliyeti elektrik enerjisi kullanan kompresyonlu sistemlere kıyasla daha düşüktür. Kompresyonlu sistemlerde farklı ve daha güvenli soğutkanlar kullanılabilirken sıfırın altındaki sıcaklıklarda soğutma etkisi üretmesi istenen absorpsiyonlu sistemler için uygun soğutkan amonyak olduğundan uygulama alanına bağlı olarak güvenlik önlemlerinin alınması gerekebilir(Herold,1996).

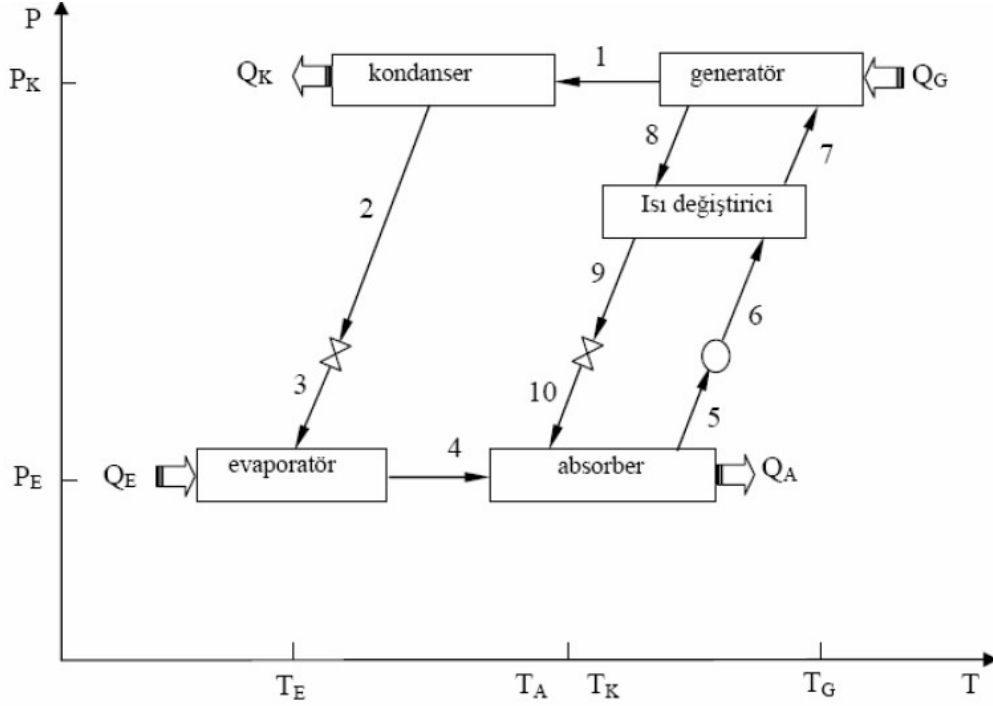
Absorpsiyonlu soğutma sistemleri ısıtma amacı ile kullanıldığında mekanik sıkıştırımlı sistemlere göre açık şekilde üstündür. Absorpsiyonlu sistemde işletme enerjisi ısı olarak sisteme girer ve sisteme giren enerjinin önemli bir bölümünü oluşturur. Sistemi terk eden toplam enerji, işletme enerjisi ve çevreden alınan enerjinin toplamıdır. Absorpsiyonlu bir sistem, buhar sıkıştırımlı sisteme göre aynı soğutma kapasitesinde çok daha fazla ısı üretecektir. Bu sonuca göre sadece ısıtma amaçlı kullanılan bir buhar sıkıştırımlı sistem termodinamik performans olarak absorpsiyonlu sistem ile rekabet edemez.

### **3.4.Absorpsiyonlu Soğutma SistemininSoğutma Çevrimi İşlemlerininİncelenmesi**

Absorpsiyonlu sistem düşük ve yüksek basınçlı iki bölümden meydana gelir. Soğutucu akışkanı düşükbasınçlı bölümden yüksek basınçlı bölüme transfer etmek için bir çözümlü devresi kullanılır.Çözümlü devresinin temel bileşenleri absorber, jeneratör, pompa ve



kısılma valfidir. Düşükbasınç kısmında buharlaştırıcı ve absorber, yüksek basınç kısmında jeneratör ve yoğuşturucu yer almaktadır.



Şekil3.4. Genel absorpsiyonlu soğutma çevrimi(Herold, 1996)

Absorpsiyonlu soğutma sistemi genel çevrimi Şekil 3.4 dikkate alınarak şu şekildedir:

1. Yüksek basınçtaki soğutucu akışkan buharı, yoğuşturucuya girerek yoğuşur ve ortama gizli ısını verir.

2. Doymuş sıvı veya sıkıştırılmış sıvı halindeki soğutucu akışkan yoğuşturucudan ayrılır ve kısılma vanasından geçer.

3. Kısılma vanasında çok düşük basınca genişler ve ıslak buhar halinde buharlaştırıcıya girer.

4. Buharlaştırıcıda soğutulan ortamdaki gelen ve göreceli olarak yüksek sıcaklıktaki soğutma suyunun ısını alır ve kızgın buhar fazında buharlaştırıcıyı terk eder ve absorbere akar.

5. Absorberde bulunan soğurucu madde tarafından absorblanır ve soğurucu yönünden fakir, soğutucu yönünden zengin olan yeni bir çözelti oluşur. Bu çözelti oluşumu ekzotermik bir reaksiyon olup soğutucu akışkan yoğunlaşma gizli ısı dışarı atılır. Düşük basınçta bulunan eriyik, absorberden eriyik pompası sayesinde çekilerek basıncı yükseltilir. Pompa ve jeneratör arasında, çözelti eşanjörü bulunur.

6. Absorberden gelen daha soğuk eriyik ile, kaynatıcıdan gelen sıcak eriyik çözelti eşanjöründen geçerler ve absorber tarafından gelen soğuk eriyik, kaynatıcıdan gelen sıcak eriyiğin ısınısını alır böylece çözelti ön ısıtmadan geçerek jeneratöre ulaşır.

7. Jeneratör girişindeki soğutucu yönünden ön ısıtmadan geçmiş haldeki eriyik genellikle yüksek basınçta ve kaynama sıcaklığının altında bir sıcaklıktadır. Bundan dolayı gaz alevi ya da bir diğer sıcak kaynak kullanarak eriyik sıcaklığı kaynama sıcaklığına getirilir. Kaynama gerçekleştiğinde soğutucu akışkan buharı yoğunlaştırıcuya geçer ve jeneratörde soğutucu akışkan bakımından fakir eriyik oluşur.

8. Yüksek sıcaklıktaki, soğutucu bakımından fakir, soğurucu bakımından zengin eriyik jeneratörü absorbere gitmek üzere terk eder. Kısılma vanasından geçer ve absorbere ulaşarak çevrimleri tamamlar.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, çözelti pompasını tahrik etmek için elektrik enerjisine ihtiyaç duyulmasına rağmen, bu enerji buhar sıkıştırımalı soğutma sisteminde, kompresöre verilen enerjiye göre hayli küçüktür.

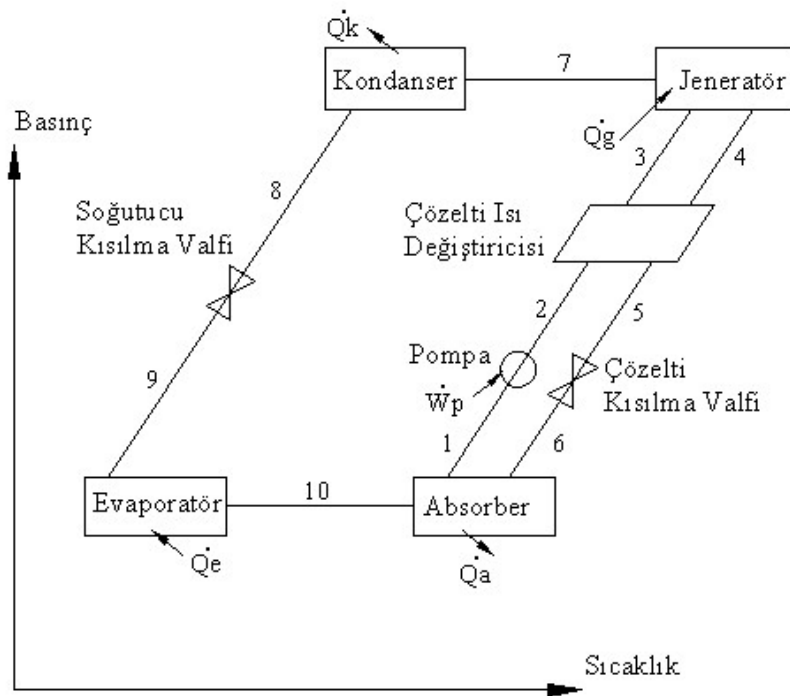
Makine veriminin artırılması için verim artırıcı ısı değiştiriciler sisteme ilave edilebilir. En önemli olanı jeneratör ile absorber arasına koyulmuş olanı çözelti ısı değiştiricisidir. Jeneratörden absorbere dönen düşük soğutkan konsantrasyonuna sahip çözelti hala sıcak olduğundan aradaki ısı değiştiricisi yardımı ile absorberden jeneratöre pompalanan yüksek soğutkan konsantrasyonuna sahip çözeltinin ön ısıtması sağlanmış olur. Ön ısıtma, jeneratöre verilmesi gereken ısı miktarını dolayısı ile makinenin enerji tüketimini azaltır. Ayrıca, buharlaştırıcı ile yoğunlaştırıcı arasında da soğutkan ısı değiştiricisi kullanılabilir. Isı ve kütle transferi miktarını artırmak amacıyla sprey etkisi ile akışkanların temas yüzeyini artıran pompalar da sisteme dâhil edilebilir(Herold, 1996).

### 3.5. Absorbsiyonlu Çevrim Çeşitleri

Absorbsiyonlu sistemler sistemde kullanılan akışkan çiftlerine ve sistemin verimini artırmaya yönelik farklı çalışma prensiplerine göre ayrılırlar. Yaygın olarak kullanılmakta olan absorbsiyonlu sistemler Su / Lityum Bromür ve Amonyak / Su akışkan çiftli sistemlerdir.

#### 3.5.1. Su/ Lityum Bromürlü sistemler

Sulu lityum bromür yüzlerce akışkan arasında en iyi seçeneklerden biridir. Bir çok uygulamada tercih edilmesine rağmen farklı sınırlamaları vardır.



Şekil 3.5. Tek etkili Su / Lityum Bromür lü sistem (Herold, 1996)

Şekil 3.5 te ünite bileşenlerinin konumları basınç sıcaklık diyagramındaki bağlı sıcaklık, basınç ve kütle akışı konumlarına göre gösterilmiştir. Ünite, çevreyle ısı alışverişinde bulunan dört bileşenden, iki akış kısıltıcısı ve pompadan oluşmaktadır.

Sitemde çözeltili devresi jeneratör ile absorber arasındadır. Bu sıvı çözeltili döngüsü absorberdeki düşük basınçtan jeneratördeki yüksek basınca çözeltilinin pompalanmasıyla gerçekleşir. Ünite içinde iki basınç düzeyi olduğu düşünülebilir. Gerçekte bileşenler arasındaki akışta meydana gelen basınç kayıpları ve yükseklik farkı nedeni ile basınç farklılıkları oluşacak ve cihazın her komponenti farklı bir basınç değeri alacaktır.

Basınç kayıpları tasarımda minimum düzeyde tutulmalıdır. En basit şekilde, bir absorpsiyonlu ünite iki basınçlı bir cihaz olup, basınç değişimleri akış kısıtlayıcıları ile pompada meydana gelir.

Sıvı çözeltili, brülör veya yeterince yüksek sıcaklığa sahip harici bir ısı kaynağı tarafından ısı verilen jeneratöre pompalanır. Jeneratördeki çözeltiliye ısı uygulandığında buhar üretilir ve üretilen buhar yoğunlaştırıcıya gider.

Kalan sıvı çözeltili jeneratörden çıkar ve absorbere geri akar. Jeneratördeki süreç kısmi buharlaşmadır. Jeneratörü terk eden buhar tuzdan arınmıştır, sıvı çözeltili kısmi buharlaşma sırasında konsantre hale dönüşür. Bu yüzden absorbere geri akan sıvı çözeltili göreceli olarak konsantre edilmiş tuz çözeltilisidir.

Jeneratörü terk eden konsantre edilmiş sıvı tuz çözeltilisi çözeltili ısı değiştiricisinden geçerken absorberi terk eden çözeltili ile ısı alışverişinde bulunur. Bu ısı değişimi süreci iki sıvı akışı arasında meydana gelir ve sadece hissedilir ısıyı içerir. Normal şartlar altında bu bileşende faz değişimi meydana gelmez. Bu dahili ısı değişimi aracının amacı, harici ısı girişi gereksinimini azaltmak, yoksa atılacak olan makine içersindeki mevcut enerjiyi kullanılabilir hale getirmektir.

Jeneratörü terk eden sıvı çözeltili, çözeltili ısı değiştiricisine enerji vererek soğutulmuş halde kısılma vanasına varır. Sıvı çözeltili, kısılma vanasında kısıılırken genellikle düşük bir miktarda buhar açığa çıkar. Çözeltili daha sonra absorbere gider. Absorberde, konsantre edilmiş sıvı tuz çözeltilisi buharlaştırıcı tarafından sağlanan buharla temas ettirilir.

Absorpsiyonlu üniteye soğutucu devre, buhar sıkıştırılmalı üniteye soğutucu devre elemanlarıyla özdeşdir. Soğutucu devre, buharı jeneratörden alır ve yoğunlaşacağı

yoğuşturucuya gönderir. Tipik bir ünite de absorber ile yoğuşturucu aynı ısı haznesine ısını atar. Aşırı soğutulmuş sıvı, yoğuşturucuyu terk ederek kısılma valfinde düşük basınca kısılır. Bu kısılma prosesinde tipik olarak biraz buhar açığa çıkar, soğutkan iki fazlı halde buharlaştırıcıya girer. Absorber tarafından yaratılan düşük basınç ve buharlaştırıcının çevresinden transfer ettiği ısı etkisiyle buharlaşma meydana gelir. Buharlaşma tamamlandıktan sonra tüm soğutkan buhar fazında absorbere gider(Herold, 1996).

### 3.5.2. Çift etkili Su / Lityum Bromür sistemleri

Tek etkili absorpsiyon çevrimlerinin sınırlamalarından bir tanesi de yüksek sıcaklıktaki ısı kaynaklarının ekserji avantajından daha yüksek etkinlik katsayısı değerlerine ulaşmak için yararlanamamasıdır(Herold, 1996).

Tersinir çevrimin etkinlik katsayısı ısı giriş sıcaklığına oldukça hassas olmasına rağmen gerçek absorpsiyonlu ünitenin etkinlik katsayısı ısı transferiyle ilgili tersinmezlik etkileri yüzünden aslında sabittir .Bu yüzden Yüksek çevrim performansına ulaşmak için yüksek sıcaklıkta ısı girişiyle ilgili yüksek ekserji avantajını kullanabilen çevrim dizaynı gerekmektedir. Çift etkili terimi yüksek sıcaklıkta giren ısının, çevrimde soğutkan buharı üretmek için iki kez kullanıldığını belirtir. Başlıca çift etkili sistemler şu şekildedir;

-Paralel akışlı çift etkili sistemler

-Çözeltinin önce yüksek sıcaklığa ulaştığı seri akışlı çift etkili Su / Lityum Bromürlü sistemler

-Çözeltinin önce alçak jeneratöre ulaştığı seri akışlı çift etkili sistemler

### 3.5.3. İleri Su / Lityum Bromür çevrimleri

İleri düzey çevrimler bazı özel termal yönetim çalışmalarına çözüm olarak geliştirilmektedir.Bu çevrimleri yarım etkili, üç etkili, resorpsiyon çevrimi ve absorpsiyon güç çevrimlerini içermektedir.

### 3.6. Amonyak / Sulu Sistemler

Amonyak sulu sistemler, genel olarak su / lityum bromürlü sistemlere benzerdir. Fakat önemli farklılıkları mevcuttur. Bu farklılıklar ise akışkan grubunun özelliklerinde kaynaklanmaktadır.

Amonyak, oda sıcaklığında renksiz, düşük yoğunluklu ve keskin kokulu bir gazdır. Suiçerisinde yüksek çözünürlüğe sahiptir ve çözüldüğünde  $NH_4^+$  ve  $OH^-$  iyonlarını üretir.

Mukus zarlarıyla çok çabuk reaksiyona girer ancak deri tarafından soğurulmaz. Çok küçük konsantrasyonlarda insanlar tarafından kokusu alınabilir. 50 ppm civarında koku hemen hemen dayanılmazdır. Uzun dönemli maruz kalma sınırı, iş sağlığına göre 25 ppm dir.

Amonyanın hacim olarak %16 ile %25 aralığındaki hava içerisindeki konsantrasyonları yanıcı ve patlayıcıdır. Amonyanın kuvvetli kokusu kendi kendine ikaz edici özellikte olup, bu sebepten çok küçük sızıntılar bile kolaylıkla fark edilebilir.

Amonyak / su çözeltisi ile su / lityum bromür arasındaki ilk önemli farklılık çözeltilerin buhar basıncıdır. Burada soğutkan amonyaktır. Amonyanın kaynama sıcaklığı  $-33,35^{\circ}C$  dir, bu yüzden normal hava şartlandırması uygulamalarında basıncı göreceli olarak yüksektir. Basıncı, R22 kullanan buhar sıkıştırma sistemleri ile kıyaslanabilir düzeydedir(Herold, 1996).

Su / lityum bromür kullanan sistemlere nazaran amonyak / sulu sistemlerin yüksek buhar basıncı göreceli olarak daha küçük çaplı borular ve ısı değiştiricilerinin kullanılmasını mümkün kılar.

İkinci en önemli farklılık ise absorbtenttir. Absorbentin (su) buhar basıncı amonyaka kıyasla ihmal edilebilir değildir. Sonuç olarak jeneratörde üretilen buhar belli miktarda su içerir.

Jeneratör buharındaki su içeriği sistem performansına olumsuz etkide bulunmaktadır. Su, buharlaştırıcıda birikmeye meyilli olup herhangi bir önem alınmadığı durumda buharlaştırıcı sıcaklığı, suyu buharlaştırmak amacıyla önemli ölçüde artar. Suyun birikimi buharlaştırıcı basıncının düşmesine bu sebeple de absorber koşullarına etki eder. Su, buharlaştırıcıda biriktiğinde uygulamadaki buharlaştırıcısıcaklığını sabit tutmak için basınç düşer. Bunun için absorber ya daha düşük sıcaklığa indirilmeli ya da çözeltilinin kütleli oranı daha düşük amonyak içerecek şekilde değiştirilmelidir. Jeneratör sıcaklığının sabit tutulduğu farz edildiğinde, çözeltideki amonyak konsantrasyonunu azaltmak için yoğuşturucu sıcaklığı düşürülmelidir.

Yoğuşturucu soğutma suyu sıcaklıkları genellikle sabit olduğundan bu mümkün olmaz. Sonuç olarak jeneratör sıcaklığı ve dolayısı ile yoğuşturucu sıcaklığının artırılması yoluna gidilmesi gerekir. Suyun buharlaştırıcıda birikmeye devam etmesi halinde tüm sistemin koşulları tasarım koşullarının müsaade etmediği noktaya sürüklenir ve çalışma durur(Herold, 1996).

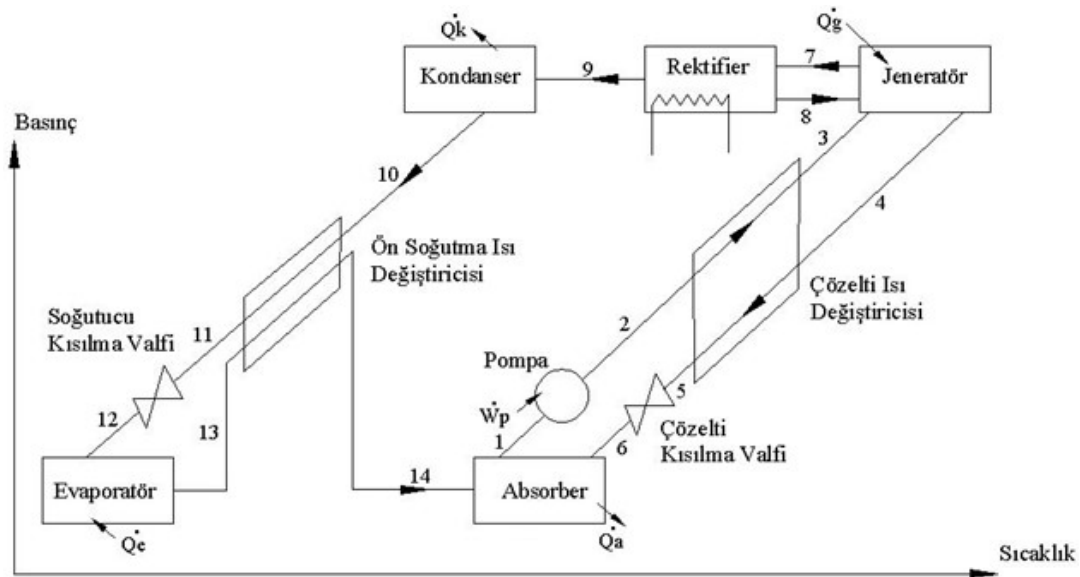
Buhardaki su içeriğini azaltmanın bir yolu rektifikasyon kolonu veya rektifier kullanmaktır.

### **3.6.1. Tek etkili Amonyak / Su akışkanlı sistemler**

Temelde, tek etkili su / lityum bromürlü sistemlerle aynıdırlar. Önemli farklılığı rektifier yada rektifikasyon kolonu ilave edilmiş olmasıdır. Şekil 3.6 da tek etkili amonyak/sulu sistemin şematik gösterimi verilmiştir.

Performans artırıcı önlem olarak, soğutkan ısı değiştiricisi vasıtası ile absorbere gitmekte olan buhar ön ısıtılarak ve yoğuşturucuyu terk eden soğutucunun aşırı soğutulması sağlanabilir. Bu sayede buharlaştırıcıgirişindeki entalpi düşer. Buharlaştırıcı çıkısındaki entalpi değişmediğinden birim miktardaki soğutkanın soğutma kapasitesi atmış olur. Bu istenen bir etki olup, muhtemel dezavantajları, absorbere girmekte olan buharın aşırı ısıtılmış olması sebebi ile absorber ısısının artması ve bu yüzden de absorber boyutlarının artmasıdır. Buna ilaveten soğutkan ısı değiştiricisinin ilave basınç düşüşüne neden olması, buharlaştırıcı basıncının artmasına neden olacağından bu durumu karşılamak

için daha düşük absorber veya daha yüksek jeneratör sıcaklıkları gerektirmesidir. Bununla birlikte bu ısı değiştirici, amonyak / su sistemlerinde genellikle oldukça yararlıdır(Herold, 1996).



Şekil 3.6. Tek etkili amonyak / sulu sistem (Herold, 1996)

### 3.6.2. Çift etkili Amonyak / Sulu sistemler

Çift etkili amonyak sulu sistemlerde belli bir miktardaki ısı soğutkan buharı üretmek için iki kez kullanılır. Genelde, iki etkili sistemin, iki adet tek basamaklı absorpsiyonlu sistemin bir araya gelmesiyle oluştuğu düşünülebilir. Basamaklandırma verimliliğin artmasına veya yüksek ısılarda çalışmalara olanak sağlar.

### 3.6.3. Diğer Amonyak / Sulu sistemler

Tek veya çift etkili amonyak / sulu sistemlerin performans artışını sağlamak üzere tasarlanmış sistemlerdir. Yaygın olan sistemler şu şekildedir.

- Çift itmeli amonyak / sulu , Çift basamaklı üç etkili amonyak / sulu sistemler
- Jeneratör / Absorber eşanjörlü ( GAX ) basitleştirilmiş çift etkili sistemler
- Difüzyon absorpsiyonlu sistemler dir.



#### 4. SOĞUTUCU AKIŞKAN ÖZELLİKLERİ

Bu bölümde absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde çevrim içerisinde kullanılan akışkanların özellikleri açıklanacaktır. Absorpsiyon, karışabilen maddelerin birbirleriyle karışabilme özellikleri ve genel olarak soğutucu akışkan ile soğurucu molekülleri arasındaki birleşme eğilimi nedeniyle meydana gelmektedir.

Gerçek ısı pompasının performansı ideal ısı pompasından önemli ölçüde azdır. Bunun en önemli nedenlerinden biri de uygun soğutucu akışkanların yokluğudur. Uygulamada, verimlilik büyük ölçüde akışkanların özelliklerine bağlıdır. Uygun bir soğutucu akışkanın sahip olması gereken özellikler şunlardır: Soğutkan dolaşımını minimum düzeyde tutmak için yüksek gizli ısı, kompresör kayıplarını azaltmak ve makine boyutlarını küçültmek için düşük özgül hacimli olmalıdır. Ayrıca, kullanım sıcaklıklarında ideal basınç özelliklerine sahip, işletme sıcaklıklarında makine üzerinde korozyon etkisi göstermeyen, yanmayan ve patlamayan özellikte, çevreye zararsız, zehirsiz ve ucuz olmalıdır.

Absorpsiyonlu sistemler için sayılanlara ilave olarak istenen özellikler şunlardır: Absorber çalışma sıcaklığında absorbent madde içerisinde yüksek, jeneratör çalışma sıcaklığında düşük çözünürlük oranına sahip olmalıdır. Ayrıca, absorbent ile soğutkan madde çalışma koşullarında tersinmez şekilde tepkimeye girmemelidir .

Görevi soğutkan buharını soğurmak olan absorbentin sahip olması istenen özellikleri şunlardır: Soğutucu maddeye göre daha düşük buhar basıncına sahip olmalıdır. Ayrıca, ısı kapasitesinin küçük olması da absorbent için istenen bir niteliklerdir.

Absorbent ile soğutkan ikilisinin kabul edilebilir olması için aralarındaki moleküler çekim kuvvetli olması istenir. Bu güçler, sıvıların ideal sıvı özelliklerinden sapmasına neden olur. Bu nedenle taşınım ve termodinamik özellikler deneysel olarak saptanmalıdır.

#### 4.1. Akışkanlardan İstenen Özellikler

**Basınç:** Sistemde işletme basınçları normal seviyelerde bulunmalıdır. Yüksek basınçlar kalın cidarlı ekipmanlar gerektirmekte ve akışkanın pompalanması için önemli bir elektrik gücünü ihtiyaç doğurmaktadır. Alçak basınçlar ise büyük hacimli cihazları ve soğutucu akışkan buharlarının basınç düşümü için özel elemanları gerektirmektedir.

**Kararlılık:** Sistemdeki akışkanların uzun yıllar görev yapabilmesi ve zamanla özelliklerinin değişmemeleri için, devrede kullanılan akışkanların kararlı olması gerekmektedir.

**Korozyon:** Kararsızlık sonucunda akışkanlar veya çeşitli maddeler, sistem konstrüksiyonunda kullanılan bazı maddeleri aşındırabilir. Olumsuz etkileri azaltabilmek için sistemde korozyon önleyici maddeler gerekmektedir.

**Emniyet:** Konutlarda kullanılan soğutma devrelerindeki akışkanlar, zehirsiz ve yanmaz olmalıdır. Endüstriyel kullanımda bu şart fazla önemli değildir.

**Taşıma özellikleri:** Soğutucu akışkan ve absorbentin viskozite, yüzey gerilme, ısı yayılımı ve yayılım katsayıları önemli karakteristik özelliklerdir. Örneğin akışkanın düşük viskoziteye sahip olması, ısı ve kütle geçişini iyileştirirken, pompalama problemlerini azaltmaktadır.

**Gizli buharlaşma ısı:** Soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkan ve absorbe edici miktarının en az değerinde olabilmesi için, soğutucu akışkanın gizli buharlaşma ısı büyük olmalıdır.

#### 4.2. Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Diğer Akışkan Çiftleri

Kullanılmakta olanlardan daha iyi özelliklere sahip akışkan çiftlerini bulmak zordur. Diğer akışkan çiftlerinden bazıları su / sodyum hidroksit (NaOH), su / sülfürik asit ( $H_2SO_4$ ), amonyak / sodyumtrisiyonat (CNNaS)'tir. Bunlar dışında çok sayıda başka akışkan çifti de mevcuttur. Bununla birlikte, uygulama aşamasında az olumsuzluk yaratanlar su / lityum

bromür ve amonyak / su akışkan çiftleridir. Bu yüzden absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan en yaygın soğutkan / absorbent ikilisi amonyak / su ve su / lityum bromürdür. Bu iki farklı akışkan çiftinin de kendine has olumlu ve olumsuz yönleri vardır ve hangisinin seçileceği kullanım koşullarına ve kullanıcı tercihlerine bağlıdır.

Başlıca diğer akışkan çiftleri şunlardır:

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

#### **4.3. Amonyak / Su İle Su / Lityum Bromürlü Sistemlerin Mukayesesi**

Amonyak basıncı uygun olmayacak derecede yüksek iken su basıncı uygun olmayacak derecede düşüktür.

Absorbent olarak lityum bromür avantajlıdır çünkü çevrim tasarımında rektifier kullanılmasına gerek kalmaz. Su / lityum bromür ve diğer soğutkan olarak su kullanan sistemlerde suyun donma noktası, 0° C nin altında soğutma etkisi üretimine sebep olur.

Absorbent olarak su kullanılan amonyak / sulu sistemlerde absorbentin kristalize olması riskiyoktur . Amonyak/su ve su/lityum bromürlü sistem farklı özelliklere göre Çizelge4.1 de karşılaştırılabilir.

**Çizelge4.1. Amonyak / Su Su / Lityum Bromür karşılaştırma tablosu(Herold, 1996)**

Özellik	Amonyak / Su	Su / Lityum Bromür
Soğutucu		
Yüksek gizli ısı	İyi	Çok iyi
Uygun buhar basıncı	Çok yüksek	Çok düşük
Düşük donma sıcaklığı	Çok iyi	Sınırlı
Düşük viskozite	İyi	İyi
Soğurucu		
Düşük buhar basıncı	Fakir	Çok iyi
Düşük viskozite	İyi	İyi
Karışım		
Katı faz meydana gelmeme	Çok iyi	Sınırlı
Düşük zehirlilik	Fakir	İyi
Çift arasında moleküler çekicilik	İyi	İyi

## 5. SOĞUTMA SİSTEMİ TERMODİNAMİK HESAPLAMALARI

Bu çalışma kapsamında, tek etkili amonyak / su soğutucu / soğurucu çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi için ekserji, termodinamik ve sistem elemanları hesaplamaları için gerekli denklemler çıkarılmıştır.

Ekserji analizi ısı sistemlerinde kaybın niteliğinin, yerini ve miktarının belirlenmesinde yardımcı olmaktadır (Yüncü, 2010). Sistemde ekserji kaybına neden olan durumlar sürtünme kayıpları, sıcaklık farkı sebebiyle oluşan ısı transferi, hızlı genişleme veya sıkıştırma gibi olaylardır. Absorpsiyonlu sistemlerde de ekserji kaybına neden olan durumlar, bu sayılan olaylara benzerdir. Ayrıca absorpsiyonlu sistemlerde, bunlara ilave olarak absorber ve jeneratörde meydana gelen karışım kayıpları da eklenir.

### 5.1. Analizler İçin Kullanılacak Temel Denklemler

Bir kontrol hacimdeki sisteme giren ve çıkan kütlelerin sisteme taşıdığı ekserjiye akış ekserjisi denir ve aşağıdaki şekilde ifade edilebilir .

$$a_a = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (5.1)$$

Sistemde iki farklı madde kullanılması ve bir karışım oluşmasından dolayı oluşan karışımın akış ekserjisi şu şekilde belirtilebilir (Şencan, 2004).

$$a = [h(T, x) - h_0] - T_0(s - s_0) \quad (5.2)$$

Burada x amonyak konsantrasyonunu göstermektedir.

Absorpsiyonlu soğutma sistemindeki her bir elemanı kontrol hacim olarak düşündüğümüzde tersinmezlik veya ekserji kaybı aşağıdaki şekilde belirtilebilir (Yüncü, 2010).

$$\sum (1 - \frac{T_0}{T}) \dot{Q} = \sum \dot{m}_c a_c - \sum \dot{m}_g a_g + \dot{W}_{kh} + \dot{I} \quad (5.3)$$

Burada ilk terim sabit bir T sıcaklığında transfer edilen ısının ekserjisini tanımlamaktadır. İkinci ve üçüncü terim kontrol hacmine giren ve çıkan akışların ekserjisini ifade etmektedir , dördüncü terim kontrol hacmine verilen veya alınan mekanik işin ekserjisidir. Son terim (İ) ekserji kaybını göstermektedir.

Termodinamik analiz için kullanılacak denklemler şu şekilde yazılabilir (Ezzine, 2004).

Kütlenin korunumu denklemi:

$$\sum_{\text{giren}} \dot{m}_g = \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}_\varphi \quad (5.4)$$

Enerjinin korunumu denklemi (1. Kanun)

$$\dot{Q}_{kh} = \sum \dot{m}_\varphi h_\varphi - \sum \dot{m}_g h_g \quad (5.5)$$

Entropi üretimi (2. Kanun)

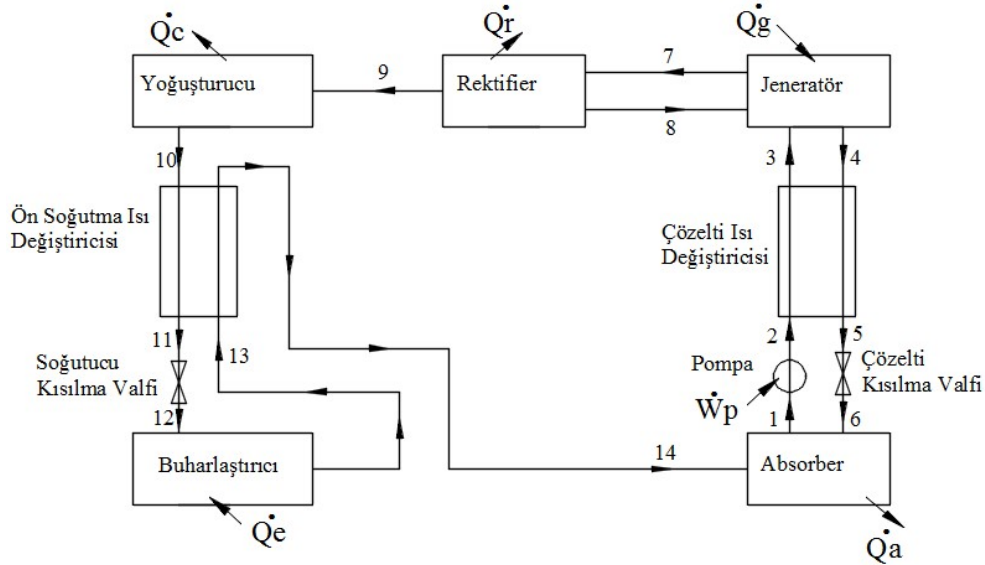
$$\dot{S}_{ür} = \sum \dot{m}_\varphi h_\varphi - \sum \dot{m}_g h_g - \frac{\dot{Q}_k}{T_k} \quad (5.6)$$

## 5.2. Sistem Kabulleri

Absorbsiyonlu sistemin termodinamik analizi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

1. Sistemin termodinamik analizi sürekli rejim şartlarında yapılmıştır.
2. Absorberden ayrılan eriyik, absorber basınç ve sıcaklığında denge halindedir.
3. Jeneratörden ayrılan eriyik, jeneratör sıcaklığı ve basıncında denge halindedir.
4. Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
5. Absorber, jeneratör, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı gibi elemanların sistemden çevreye ısı kaybı yoktur.
6. Sisteme iş girişi ihmal edilmiştir.

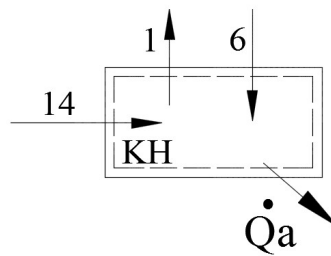
### 5.3. Sistem Elemanları Termodinamik Analizleri



**Şekil 5.1. Tek etkili amonyak / sulu sistemin basitleştirilmiş gösterimi (Herold, 1996)**

Şekil 5.1 de görülen sistem elemanları için kontrol hacimleri belirlenerek aşağıdaki şekilde termodinamik denklemler tanımlanmıştır.

#### 5.3.1. Absorber için termodinamik analiz



**Şekil 5.2. Absorber için kontrol hacmi**

Şekil 5.2 de kontrol hacmi gösterilen absorber modeline; 1 nolu akış absorberden sisteme gönderilecek amonyak bakımından zengin karışımı, 6 nolu akış jeneratörden dönen amonyakça fakir karışımı, 14 nolu akış ise buharlaştırıcıdan tekrar absorbere dönen amonyak buharını göstermektedir.

Absorber kontrol hacmi için süreklilik (kütlenin korunumu) denklemi şöyledir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{14} + \dot{m}_6 \text{ (karışım)} \quad (5.7)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_{14} x_{14} + \dot{m}_6 x_6 \text{ (amonyak)} \quad (5.8)$$

Absorber kontrol hacmi için enerjinin korunumu denklemi şöyledir.

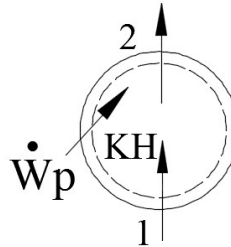
$$\dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_a \quad (5.9)$$

Zengin çözelti ve soğutucu buharı arasındaki kütle debisi ilişkisi “özgül geriakış oranı” olarak tanımlanır ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$f = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{14}} \quad (5.10)$$

Özgül geriakış oranı (f) amonyaklı sistemlerde %10 ile %30 arasındadır (Sun, 1996).

### 5.3.2. Pompa için termodinamik analiz



Şekil 5.3. Pompa için kontrol hacmi

Pompa için kontrol hacim Şekil 5.3 deki gibi gösterilmiştir. Buna göre pompa için süreklilik denklemi aşağıdaki gibidir.

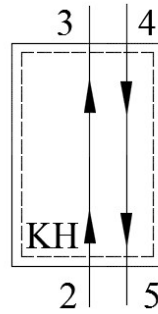
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (5.11)$$



Pompa için enerjinin korunumu denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 - \dot{W}_p \quad (5.12)$$

### 5.3.3. Çözelti / Eriyik ısı değiştirici (SHX) için termodinamik analiz



Şekil 5.4. Çözelti ısı değiştiricisi için kontrol hacmi

Çözelti / Eriyik ısı değiştiricisi için süreklilik denklemi Şekil 5.4 e göre aşağıdaki gibidir.

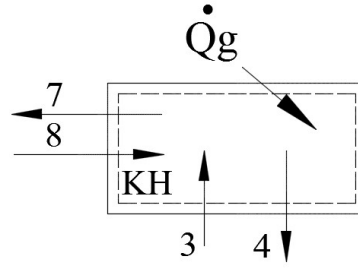
$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (5.13)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (5.14)$$

Enerjinin korunumu denklemi ise aşağıdaki gibidir.

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_3 h_3 \quad (5.15)$$

### 5.3.4. Jeneratör için termodinamik analiz



Şekil 5.5. Jeneratör için kontrol hacmi

Jeneratör için kontrol hacim Şekil 5.5 te verilmiştir. Jeneratör için süreklilik denklemi,

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (5.16)$$

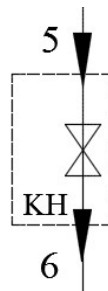
Enerjinin korunumu denklemi

$$\dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_7 x_7 + \dot{m}_4 x_4 \quad (5.17)$$

$$\dot{m}_3 h_3 + \dot{Q}_g + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_4 h_4 \quad (5.18)$$

Halini alır.

### 5.3.5. Çözelti kısılma valfi (V2) için termodinamik analiz



Şekil 5.6. Çözelti kısılma valfi kontrol hacmi

Çözelti kısılma valfi için kontrol hacmi Şekil 5.6 da verilmiştir. Süreklilik denklemleri,

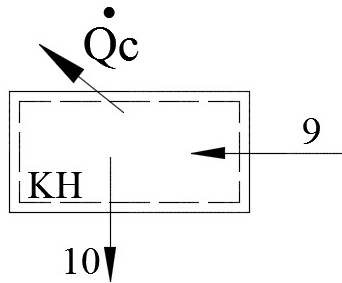
$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 \quad (5.19)$$

$$x_6 = x_5 \quad (5.20)$$

Enerjinin korunumu denklemleri ise kısılma söz konusu olduğu için entalpi sabit kalacağından aşağıdaki hali alır.

$$h_6 = h_5 \quad (5.21)$$

### 5.3.6. Yoğuşturucu için termodinamik analiz



Şekil 5.7. Yoğuşturucu kontrol hacmi

Yoğuşturucu için kontrol hacmi Şekil 5.7 ye göre, süreklilik denklemleri,

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (5.22)$$

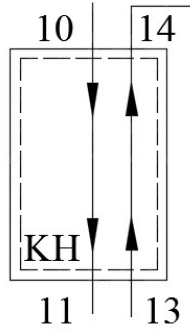
$$x_9 = x_{10} \quad (5.23)$$

Yoğuşturucu için enerjinin korunumu denklemleri ise

$$\dot{m}_9 h_9 = \dot{Q}_c + \dot{m}_{10} h_{10} \quad (5.24)$$

halini alır.

### 5.3.7. Yoğuşturucubuharlaştırıcı ısı değiştiricisi (Ön soğutma ısı değiştiricisi, CEHX) için termodinamik analiz



Şekil 5.8. Yoğuşturucu buharlaştırıcı ısı değiştiricisi kontrol hacmi

Yoğuşturucu buharlaştırıcı ısı değiştiricisi kontrol hacmi Şekil 5.8 de gösterilmiştir. Süreklilik denklemi aşağıdaki gibidir.

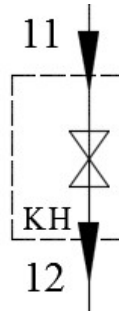
$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (5.25)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} \quad (5.26)$$

Enerjinin korunumu denklemi ise aşağıdaki gibidir.

$$\dot{m}_{10}h_{10} + \dot{m}_{13}h_{13} = \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_{11}h_{11} \quad (5.27)$$

### 5.3.8. Soğutucu kısılma valfi (V1) için termodinamik analiz



Şekil 5.9. Soğutucu kısılma valfi

Soğutucu kısılma valfi kontrol hacmi Şekil 5.9 da gösterilmiştir, Kısılma valfi için süreklilik denklemi,

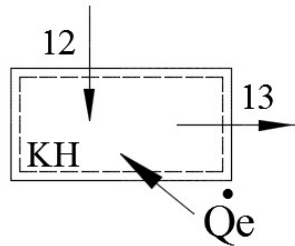
$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (5.28)$$

$$x_{11} = x_{12} \quad (5.29)$$

Enerjinin korumu denklemi ise kısılma söz konusu olduğu için entalpi sabit kalacağından aşağıdaki hali alır.

$$h_{11} = h_{12} \quad (5.30)$$

### 5.3.9. Buharlaştırıcı için termodinamik analiz



Şekil 5.10. Buharlaştırıcı için kontrol hacmi

Buharlaştırıcı için kontrol hacmi şekil 5.10 a göre süreklilik denklemi,

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} \quad (5.31)$$

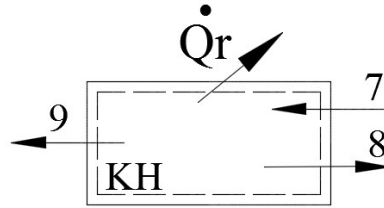
$$x_{12} = x_{13} \quad (5.32)$$

Enerjinin korunumu denklemi ise aşağıdaki gibidir.

$$\dot{m}_{13}h_{13} = \dot{Q}_e + \dot{m}_{12}h_{12} \quad (5.33)$$

### 5.3.10. Rektifier için termodinamik analiz

Rektifier sistemde su buharını yoğunlaştırarak amonyak içeriğini artırmaya yönelik ısı eşanjörü şeklinde kullanılır. Şekil 5.11 de rektifier için kontrol hacmi verilmiştir.



Şekil 5.11. Rektifier için kontrol hacmi

Süreklilik denklemi,

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_9 + \dot{m}_8 \quad (5.34)$$

$$\dot{m}_7x_7 = \dot{m}_9x_9 + \dot{m}_8x_8 \quad (5.35)$$

Enerjinin korunumu denklemi ise aşağıdaki şekildedir.

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_9h_9 - \dot{m}_8h_8 \quad (5.36)$$

#### 5.4. Amonyak Su Akışkan Çiftli Sistemde Kullanılan Denklemler

##### 5.4.1. NH<sub>3</sub>–H<sub>2</sub>O çözeltilisi için sıvı hal entalpisi (Sun, 1996)

$$h_L(T, \bar{X}) = 100 \sum_{i=1}^{16} a_i \left( \frac{T}{273,15} - 1 \right)^{m_i} \bar{X}^{n_i} \quad (5.37)$$

Çizelge5.1. Denklem(5.37) 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	-7,61080E+00	9	2	1	2,84179E+00
2	0	4	2,56905E+01	10	3	3	7,41609E+00
3	0	8	-2,47092E+02	11	5	3	8,91844E+02
4	0	9	3,25952E+02	12	5	4	-1,61309E+03
5	0	12	-1,58854E+02	13	5	5	6,22106E+02
6	0	14	6,19084E+01	14	6	2	-2,07588E+02
7	1	0	1,14314E+01	15	6	4	-6,87393E+00
8	1	1	1,18157E+00	16	8	0	3,50716E+00

$$\bar{X} = \frac{18,015 \times X}{18,015 \times X + 17,03(1-X)} \quad (5.38)$$

X: Amonyanın kütle fraksiyonu, konsantrasyonu

$\bar{X}$ : Amonyanın mol fraksiyonu

##### 5.4.2. NH<sub>3</sub>–H<sub>2</sub>O için buhar hal entalpisi (Sun, 1996)

$$h_B(T, \bar{X}) = 1000 \sum_{i=1}^{17} a_i \left( \frac{T}{324} \right)^{m_i} (1 - \bar{X})^{n_i/4} \quad (5.39)$$

**Çizelge5.2.Denklem (5.39) da 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	0	1,28827E+00	10	1	3	1,64508E+01
2	1	0	1,25247E-01	11	2	3	-9,36849E+00
3	2	0	-2,08748E+00	12	0	4	8,42254E+00
4	3	0	2,17696E+00	13	1	4	-8,58807E+00
5	0	2	2,35687E+00	14	0	5	-2,77049E+00
6	1	2	-8,86987E+00	15	4	6	-9,61248E-01
7	2	2	1,02635E+01	16	2	7	9,88009E-01
8	3	2	-2,37440E+00	17	1	10	3,08482E-01
9	0	3	-6,70515E+00				

#### 5.4.3. Çözeltideki amonyak doyma basıncı (Eicker , 2003)

Doyma basıncı ve sıcaklığındaki Amonyak/Su karışımının arasındaki ilişkiler şu şekildedir.

$$\log_{10} P = a - \frac{b}{T} \quad (5.40)$$

$$a=10,018 \text{ ve } b=1204,3$$

$$T:(K) \text{ ve } P:(Pa) \text{ (} P < 25 \times 10^5 \text{ Pa)}$$

Seçilen yoğunlaştırucu ve absorber sıcaklıklarına göre sistemin çalışma basınçları, Denklem (5.40) ile gösterilen, Clasius-Clapeyron denkleminde dayanan ve Bourseau tarafından saf amonyak için geliştirilmiş olan denklem kullanılarak hesaplanır (Eicker , 2003).

#### 5.4.4. Çözeltideki soğutucu madde konsantrasyonu (Eicker , 2003)

(5.40) Nolu denklemdeki a ve b indisleri konsantrasyon miktarına göre aşağıdaki şekilde formüllendirilir.



$$a = 7,44 - 1,767X + 0,9823X^2 + 0,3627X^3 \quad (5.41)$$

$$b = 2013,8 - 2155,7X + 1540,9X^2 - 194,7X^3 \quad (5.42)$$

T:(K) ve P:(Pa)

#### 5.4.5. Özgül hacim (Sun, 1996)

$$v(T, X) = \sum_{j=0}^3 \sum_{i=0}^3 a_{ij} (T - 273,15)^i X^j \quad (5.43)$$

Çizelge5.3.Denklem (5.43) de Kullanılan Katsayılar

i	j	a <sub>ij</sub>	i	j	a <sub>ij</sub>	i	j	a <sub>ij</sub>	i	j	a <sub>ij</sub>
0	0	9,9842E-04	0	1	3,5489E-04	0	2	-1,2006E-04	0	3	3,2426E-04
1	0	-7,8161E-08	1	1	5,2261E-06	1	2	-1,0567E-05	1	3	9,8890E-06
2	0	8,7601E-09	2	1	-8,4137E-08	2	2	2,4056E-07	2	3	-1,8715E-07
3	0	-3,9076E-11	3	1	6,4816E-10	3	2	-1,9851E-09	3	3	1,7727E-09

#### 5.4.6. Sıvı-buhar dengesi (Eicker , 2003)

$$Y_B = 1 - (1 - X_S)^R \quad (5.44)$$

$$R = 7,1588 - 0,6171 \times 10^{-6}P + \left( \left( (10,7940X_S - 17,8690)X_S + 4,0297 \right)X_S - 1,3086 \right) X_S + 0,3715 \times 10^{-6}P X_S \quad (5.45)$$

$$P > 5,52 \times 10^5 \text{ Pa}$$

#### 5.4.7. Doymuş buhar sıcaklığı (Patek, 1995)

$$T_B(P, Y) = T_0 \sum_{i=1}^{17} a_i (1 - Y)^{\frac{m_i}{4}} \left( \ln \left( \frac{P_0}{P} \right) \right)^{n_i} \quad (5.46)$$

**Çizelge 5.4. Denklemler (5.46) da Kullanılan Katsayıları**

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	0	3,240040E+00	10	3	0	-2,017800E+01
2	0	1	-3,959200E-01	11	3	1	1,108340E+00
3	0	2	4,356240E-02	12	4	0	1,453990E+01
4	0	3	-2,189430E-03	13	4	2	6,443120E-01
5	1	0	-1,435260E+00	14	5	0	-2,212460E+00
6	1	1	1,052560E+00	15	5	2	-7,562660E-01
7	1	2	-7,192810E-02	16	6	0	-1,355290E+00
8	2	0	1,223620E+01	17	7	2	1,835410E-01
9	2	1	-2,243680E+00				

$T_0=100$  K  $P_0=2$  Mpa için

#### 5.4.8. NH<sub>3</sub> doymuş sıvı entalpisi (Eicker, 2003)

$$h = 6,7702 + 4,7182 T \quad (5.47)$$

$5,52 \times 10^5$  Pa < P <  $24,13 \times 10^5$  Pa ve T : (°C)

$$\text{Veya } h(T) = \sum_{i=0}^6 b_i (T - 273,15)^i \text{ Çizelge 5.5 e göre (Yüncü, 2010)} \quad (5.48)$$

#### 5.4.9. NH<sub>3</sub> doymuş buhar entalpisi (Eicker, 2003)

$$h_{v,d} = 1234,944 + (1,8T + 32)(0,9672 + (1,8T + 32)(-11,5081 \times 10^{-6}(1,8T + 32) + 3,4775 \times 10^{-3})) \quad (5.49)$$

$3,45 \times 10^5$  Pa < P <  $5,52 \times 10^5$  Pa ve T:(°C)

$$h_{v,y} = 1290,28542 + 19,4669 \times 10^{-9}(1,8T + 32)^4 \quad (5.50)$$

$5,52 \times 10^5$  Pa < P <  $24,3 \times 10^5$  Pa ve T:(°C)

Veya

$$h_v(T) = \sum_{i=0}^6 c_i (T - 273,15)^i \text{ Çizelge 5.5 e göre (Sun, 1996)} \quad (5.51)$$

$$P(T) = 1000 \sum_{i=0}^6 a_i (T - 273,15)^i \text{ Çizelge5.5 e göre(Sun, 1996) (5.52)}$$

**Çizelge5.5. Denklem5.48, 5.51, 5.52 de Kullanılan Katsayılar**

i	a <sub>i</sub>	b <sub>i</sub>	c <sub>i</sub>
0	4,2871E-01	1,9879E+02	1,4633E+03
1	1,6001E-02	4,4644E+00	1,2839E+00
2	2,3652E-04	6,2790E-03	-1,1501E-02
3	1,6132E-06	1,4591E-04	-2,1523E-04
4	2,4303E-09	-1,5262E-06	1,9055E-06
5	-1,2494E-11	-1,8069E-08	2,5608E-08
6	1,2741E-13	1,9054E-10	-2,5964E-10

## 6. SAYISAL MODELİN OLUŞTURULMASI VE TERMODİNAMİK HESAPLAMALAR

### 6.1. Örnek Modelin Belirlenmesi

a) S.A. Adewusi nin yapmış olduğu tek etkili amonyak su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analiz ve sistem parametreleri ile bu çalışmada örnek model olarak alınıp hesaplamalar yapılarak S.A. Adewusi tarafından bilgisayar destekli yapılmış olan bu hesaplamaların verilen formüllerle uygunluğu / doğruluğu kontrol edilecektir. Çizelge6.1 de oluşturulan model için hesaplanmış sonuçlar verilmiştir. Bilgisayar destekli yapılan hesaplama ile verilen formüllerle yapılan hesaplamaların karşılaştırması projede belirlenecek olan soğutma sisteminin hesaplamalarına ve doğruluğuna ışık tutacaktır. (Adewusi, 2004)

**Çizelge6.1.S.A. Adewusi nin yapmış olduğu model için termodinamik hesaplamalar(Adewusi, 2004)**

Nokta	$h_i$ (kJ/kg)	$m_i$ (kg/s)	$P_i$ (kPa)	$Q_i$	$s_i$ (kJ/kg/K)	$T_i$ (°C)	$v_i$ (m <sup>3</sup> /kg)	$x_i$ (kg/kg sol)
1	-43.25	1.000	244.85	0.000	0.47	40.00	0.001	0.3709
2	-40.20	1.000	1555.76	-0.001	0.48	40.45	0.001	0.3709
3	303.11	1.000	1555.76	0.022	1.46	110.06	0.004	0.3709
4	397.21	0.863	1555.76	0.000	1.64	130.31	0.001	0.2709
5	-0.71	0.863	1555.76	-0.001	0.53	40.45	0.001	0.2709
6	-0.71	0.863	244.85	-0.001	0.54	40.71	0.001	0.2709
7	1544.09	0.150	1555.76	1.000	4.88	107.33	0.110	0.9460
8	260.56	0.013	1555.76	0.000	1.35	107.36	0.001	0.3709
9	1294.18	0.137	1555.76	1.000	4.17	44.07	0.083	0.9996
10	190.79	0.137	1555.76	0.000	0.66	40.00	0.002	0.9996
11	78.86	0.137	1555.76	-0.001	0.29	16.88	0.002	0.9996
12	78.86	0.137	244.85	0.109	0.32	-14.14	0.055	0.9996
13	1259.13	0.137	244.85	0.998	4.87	-10.00	0.512	0.9996
14	1371.05	0.137	244.85	1.001	5.25	37.39	0.605	0.9996

*Hesaplanmış Sonuçlar*

COP = 0.598	$\dot{S}_{\text{tot}} = 0.1973$ kW/K	$\dot{W}_p = 3.0$ kW	
$\dot{Q}_a = 231$ kW	$\dot{Q}_{\text{cehx}} = 15.4$ kW	$\dot{Q}_c = 151$ kW	$\dot{Q}_e = 162.0$ kW
$\dot{Q}_g = 267.9$ kW	$\dot{Q}_r = 50.7$ kW	$\dot{Q}_{\text{shx}} = 343.3$ kW	$\dot{S}_a = 0.07741$ kW/K
$\dot{S}_{\text{cehx}} = 0.001427$ kW/K	$\dot{S}_c = 0.03414$ kW/K	$\dot{S}_e = 0.008259$ kW/K	$\dot{S}_g = 0.01285$ kW/K
$\dot{S}_p = 0.004897$ kW/K	$\dot{S}_r = 0.03047$ kW/K	$\dot{S}_{\text{shx}} = 0.01886$	$\dot{S}_{v1} = 0.00403$ kW/K
$\dot{S}_{r2} = 0.004918$ kW/K			

## 6.2. Örnek Model İçin Sistem Şartlarının Belirlenmesi

NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin hesaplamalarının yapılabilmesi için öncelikle sistem sıcaklıkları belirlenmiştir.

Nümerik hesaplama örneğinde alınan buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı -10°C, pompa tarafından sağlanan kütle akış miktarı 1kg/s, absorber ve yoğuşturucuyu terkeden doymuş akışkan sıcaklığı 40°C ve iki çözelti arasındaki kütle akış miktarı farkı 0,10 alınmıştır. Buharlaştırıcı %99,96 amonyak dolaşım oranı ile doymuş buhar üretmektedir. Pompa verimliliği %50, SHX ve CEHX etkinliği sırasıyla %100 ve %95 olarak alınmıştır.

## 6.3. Örnek Model Hesaplamaları

### 6.3.1. Sistem basınçlarının hesaplanması

Sistemde yoğusturucu ve jeneratör yüksek P basıncında çalışırken buharlaştırıcı ve soğurucu düşük P<sub>0</sub> basıncında çalışmaktadır. Sistemin yüksek basınç değerini yoğusturucu sıcaklığındaki doyma basıncı tanımlamaktadır. Yoğusturucu basıncı ve jeneratör basıncı eşittir. Sistemin düşük basınç değerini buharlaştırıcı sıcaklığındaki doyma sıcaklığı tanımlamaktadır. Buharlaştırıcı basıncı ve absorber basıncı eşittir.

Seçilen yoğusturucu ve absorber sıcaklıklarına göre sistemin çalışma basınçları, Denklem (5.40) ile gösterilen, Clasius-Clapeyron denklemine dayanan ve Bourseau tarafından saf amonyak için geliştirilmiş olan denklem kullanılarak hesaplanır (Eicker, 2003).

$$\log_{10} P = a - \frac{b}{T}$$

$$a=10,018 \text{ ve } b=1204,3$$

$$T:(K) \text{ ve } P:(Pa) \quad (P < 25 \times 10^5 \text{ Pa})$$

$$T_{\text{buh}} = -10^\circ\text{C} \text{ için } P_{\text{buh}} = 276,3902 \text{ kPa}$$

$$T_{\text{yoğ}} = 40^\circ\text{C} \text{ için } P_{\text{yoğ}} = 1486,7542 \text{ kPa} \text{ dır.}$$

### 6.3.2. Absorberden çıkan çözelti konsantrasyonu

276,3902 kPa basınçta ve 40°C sıcaklıkta çalışan absorberden çıkıp jeneratöre giden doymuş haldeki kuvvetli çözeltinin konsantrasyonu  $x_1$ , Denklem (5.40), (5.41), (5.42) ile EES programı kullanılarak  $x_1=0,381$  olarak hesaplanmıştır.

### 6.3.3. Jeneratörden ayrılan çözeltinin konsantrasyonu ve sıcaklığının bulunması

Jeneratörden ayrılan çözelti konsantrasyonu hesaplamalar başında alınan kütle akış miktarı farkı ile  $x_4=x_1-0,1=0,281$  olarak bulunur.

Jeneratörden ayrılan çözelti sıcaklığı

Jeneratörden çıkan çözelti konsantrasyonunun,  $x_4=0,281$  olduğu durum için, Denklem (5.40), (5.41), (5.42) ile EES programı kullanılarak  $T_4=122,35^\circ\text{C}$  olarak hesaplanmıştır.

### 6.3.4. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı entalpilerinin bulunması

#### Yoğuşturucu Entalpisi

Rektifierden çıkan, ağırlıkça %99,96 amonyak içeren soğutucu akışkan yoğuşturucudan,  $T_{\text{yoğ}}=40^\circ\text{C}$  sıcaklığında ve  $h_{10}$  entalpisinde doymuş sıvı olarak çıkmaktadır.

$T_{\text{yoğ}}=40^\circ\text{C}$  sıcaklıktaki amonyakın doymuş sıvı hal entalpisi Denklem (5.37) ve (5.38) kullanılarak;  $h_{10}=191,1196$  kJ/kg olarak hesaplanmıştır.

#### Buharlaştırıcı Entalpisi

Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan kütlece %99,96 amonyak içererek ve  $T_{\text{buh}}=-10^\circ\text{C}$  şartlarında doymuş buhar olarak çıkmaktadır.

$T_{\text{buh}}=-10^{\circ}\text{C}$  sıcaklıktaki amonyağın doymuş buhar hal entalpisini bulmak için Denklem (5.39), (5.40) kullanılmıştır. Buharlaştırıcıdan  $T_{\text{buh}}=-10^{\circ}\text{C}$  şartlarında doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkanın entalpi değeri  $h_{13}=1264,4838$  kJ/kg olarak hesaplanmıştır.

### 6.3.5. Özgül geri akış oranı ve akış miktarlarının tayini

Sistem sürekliliği ve akışkan kütesinin korunumundan dolayı;

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 ,$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 ,$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} ,$$

ve amonyak sürekliliği ve kütesinin korunumundan dolayı

$$x_1 = x_2 = x_3 ,$$

$$x_4 = x_5 = x_6 ,$$

$$x_9 = x_{10} = x_{11} = x_{12} = x_{13} = x_{14} \text{ olarak yazılabilir.}$$

Özgül geri akış oranı için (5.7) ve (5.8) numaralı denklemleri düzenlersek

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{14} + \dot{m}_6 \text{ (karışım)}$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_{14} x_{14} + \dot{m}_6 x_6 \text{ (amonyak)}$$

$$f = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{14}} = \frac{x_{14} - x_6}{x_1 - x_6} \text{ olarak bulunur.} \quad (6.1)$$

Bu formülden  $f = \frac{0,9996 - 0,281}{0,381 - 0,281} = 7,186$  olarak bulunur.

Bulunan değer (6.1) nolu denklemde yerine koyulursa;

$$\dot{m}_{14} = 0,139 \text{ kg/s}$$

Jeneratör geri akış miktarı ise;

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{14} + \dot{m}_6 \text{ formülünden } \dot{m}_6 = 0,861 \text{ kg/s olarak bulunur.}$$

### 6.3.6. Absorber ve jeneratör çıkış entalpilerinin bulunması

Absorberden çıkan  $T_1 = 40^\circ\text{C}$  ve  $x_1 = 0,381$  özelliklerine sahip 1 numaralı akışın entalpi değeri Denklem (5.37), (5.38) kullanılarak  $h_1 = 68,3137$  kJ/kg olarak bulunmuştur.

Jeneratörden çıkan  $T_4 = 122,35^\circ\text{C}$  ve  $x_4 = 0,281$  özelliklerine sahip 4 numaralı akışın entalpi değeri Denklem (5.37), (5.38) kullanılarak  $h_4 = 348,7015$  kJ/kg olarak hesaplanmıştır.

### 6.3.7. Pompa çıkış entalpisi

Absorberden çıkan akışın basıncı ısı değiştiricisine girmeden önce pompayla jeneratör basıncına arttırılmaktadır. Amonyak-su eriyiğinin pompa çıkışındaki (2 numara) entalpi değeri Denklem (6.2) kullanılarak hesaplanır. (Sun, 1996)

$$h_2 = h_1 + (P_2 - P_1)v_1 \quad (6.2)$$

Sıkıştırılmaz akışkan için  $v_1 = v_2$  kabulü ile absorberden çıkan zengin eriyiğin özgül hacim değeri  $v_1$  Denklem (5.43) kullanılarak  $v_1 = 0,00177$  m<sup>3</sup>/kg olarak hesaplanmıştır Hesaplanan değerler Denklem (6.2) de kullanılarak;

$$h_2 = 66,8923 \text{ kJ/kg olarak bulunur.}$$

Pompadan çıkan akışkanın basıncı 1486,75 kPa olduğu için ve bu akışın entalpi değeri ve amonyak konsantrasyonu bilindiği için Denklem (5.37) ile EES programı kullanılarak  $T_2 = 40,35^\circ\text{C}$  olarak bulunmuştur.

$$\dot{W}_p = \dot{m}_1 v_1 (P_2 - P_1) / \eta_p \quad (6.3)$$

$$\text{Denklemden } \dot{W}_p = 2,8419 \text{ kW bulunur.}$$



### 6.3.8. Çözelti ısı değiştiricisi (SHX) hesaplamaları

Isı Değiştirici performansı Denklem (6.4) deki gibi yazılabilir. (Adewusi, 2004)

$$\epsilon_{SHX} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (6.4)$$

Isı değiştiricisinde basınç düşüşü olmadığı ve ısı değiştirici etkinliğinin  $\epsilon_{SHX}=1$  olduğu kabulleriyle  $T_5=40,35^\circ\text{C}$  olarak bulunur.

$T_5=40,35^\circ\text{C}$  ve  $x_5=0,281$  değerleriyle 5 numaralı akışın entalpisi Denklem (5.37), (5.38) kullanılarak  $h_5= -28,77 \text{ kJ/kg}$  olarak bulunmuştur.

Isı değiştirici için Denklem (5.15) ile belirtilen enerji dengesi kullanılarak  $h_3= 261,1217 \text{ kJ/kg}$  olarak bulunmuştur. Isı değiştiricisinden çıkan 4 numaralı akım jeneratör basıncına sahip olduğu için, absorbere girmeden önce bir kısılma vanasından geçirilerek absorber çalışma basıncına kısıılır ve bu işlemin sırasında sıcaklığı azalırken entalpi değeri aynı kalır.

$$h_5=h_6 =28,77 \text{ kJ/kg}$$

$T_3$  Sıcaklığının Bulunması

$h_3$  ,  $P_3$ ,  $x_3$  değerleri ile  $T_3$  sıcaklığı Denklem (5.37) ve (5.38) yardımı ile EES programında çözümlenerek  $T_3=109,35^\circ\text{C}$  bulunur.

### 6.3.9. Jeneratör hesaplamaları

Jeneratörden çıkan buhar (7 nolu akış), Jeneratörden doymuş halde çıkmaktadır ve ,  $x_3$  konsantrasyonuna sahip 4 numaralı akışla denge halindedir. O halde bu akışın amonyak konsantrasyonu(5.44) nolu denklem ile EES programı yardımıyla  $x_7=0,9635$  bulunur.

Aynı şekilde 9 nolu akış konsantrasyonu 8 nolu akış konsantrasyonu ile denge halindedir.

$$x_8=x_1=0,381$$

$\dot{m}_8$  ve  $\dot{m}_7$  değerleri Toplam kütle ve amonyak kütlesi korunumunu belirten Denklem (5.16) ve (5.17) yardımı ile çözülür.

$$\dot{m}_7=0,1478\text{kg/s}$$

$$\dot{m}_8=0,008811\text{kg/s}$$

8 nolu akışın sıcaklığı denklem (5.40), (5.41) kullanılarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$T_8=100,85^\circ\text{C}$$

8 nolu akışın entalpisi denklem (5.37), (5.38) kullanılarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$h_8= 218,34 \text{ kJ/kg}$$

7 nolu akışın doymuş buhar sıcaklığı Denklem (5.46) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$T_7=94,13^\circ\text{C}$$

7 nolu akışın doymuş buhar entalpisi Denklem (5.38), (5.39) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$h_7= 1485,13 \text{ kJ/kg}$$

Rektifierden çıkan kütlece 0,9996'lık amonyak konsantrasyonuna sahip buharın sıcaklığı Denklem (5.38), (5.46) kullanılarak;

$$T_9=41,39^\circ\text{C}$$

9 nolu akışın doymuş buhar entalpisi Denklem (5.38), (5.39) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$h_9= 1317,21 \text{ kJ/kg}$$

olarak bulunur.

### 6.3.10. Buhar ısı değiştiricisi (CEHX) hesaplamaları

Isı Değiştirici performansı Denklem (6.5) deki gibi yazılabilir. (Adewusi, 2004)

$$\varepsilon_{SHX} = \frac{T_{10}-T_{11}}{T_{10}-T_{13}} \quad (6.5)$$

Isı deęiřtiricisinde basınç dūřūřü olmadıęı ve ısı deęiřtirici etkinlięinin  $\varepsilon_{CEHX}=0,50$  olduęu kabulleriyle  $T_{11}=15^\circ\text{C}$  olarak bulunur.

Sistem parametreleri seğilirken  $\varepsilon_{CEHX}=0,95$  belirlenmişti, fakat bu değer ile sistem elemanlarının sayısal değerleri sağlanmamaktadır.

$T_{11}=15^\circ\text{C}$  ve  $x_{11}=0,9996$  değerleriyle 11 numaralı akışın entalpisi Denklem (5.37), (5.38) kullanılarak  $h_{11}=69,12$  kJ/kg olarak bulunmuştur.

Isı değiştiricisinden çıkan 4 numaralı akım jeneratör basıncına sahip olduğu için, absorbere girmeden önce bir genleşme vanasından geçirilerek absorber çalışma basıncına genleşir ve bu işlem sırasında sıcaklığı azalırken entalpi değeri aynı kalır.

$$h_{11}=h_{12}=69,12 \text{ kJ/kg}$$

$h_{14}$  değerlerinin bulunması

Enerjinin korunumu Denklem (5.27) özölerek  $h_{14}=1386,44$  kJ/kg bulunur

EES programı yardımıyla Denklem (5.38) ve Denklem (5.39) özölerek  $T_{14}=30,5^\circ\text{C}$  bulunur.

### 6.3.11. Sistem elemanlarının güçlerinin hesaplanması

Sistemi oluşturan absorber, jeneratör, ısı değiştiricileri, rektifier, yoğuşturucu ve buharlaştırıcının ısı transfer hızları sırasıyla aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

Absorber :

$$\dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_6h_6 = \dot{m}_2h_2 + \dot{Q}_a$$

kullanılarak

$$\dot{Q}_a = 234,83 \text{ kW bulunur.}$$

Jeneratör :

$$\dot{m}_3h_3 + \dot{Q}_g + \dot{m}_8h_8 = \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_4h_4$$

kullanılarak

$$\dot{Q}_g = 256,69 \text{ kW bulunur.}$$

Buhar Isı Değiştiricisi (CEHX) :

$$\dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_{11}h_{11} = \dot{Q}_{ceh}$$

kullanılarak

$\dot{Q}_{cehx}=16,95\text{kW}$  bulunur.

Rektifier :

$\dot{Q}_r = \dot{m}_7h_7 - \dot{m}_9h_9 - \dot{m}_8h_8$  şeklindeki Denklem (5.36) sonucuna göre

$\dot{Q}_r = 34,49\text{kW}$  bulunur.

Yoğuşturucu :

$$\dot{m}_9h_9 = \dot{Q}_c + \dot{m}_{10}h_{10}$$

kullanılarak

$\dot{Q}_c=156,52\text{kW}$  bulunur.

Çözelti Isı Değiştiricisi (SHX)

$$\dot{m}_4h_4 - \dot{m}_5h_5 = \dot{Q}_{shx}$$

kullanılarak

$\dot{Q}_{shx}=328,01\text{kW}$  bulunur.

Buharlaştırıcı :

Denklem (5.33) e göre  $\dot{m}_{13}h_{13} = \dot{Q}_e + \dot{m}_{12}h_{12}$  ;  $\dot{Q}_e=166,15\text{kW}$

bulunur.

1. Kanun Analiz

$$\dot{Q}_g + \dot{Q}_e + \dot{W}_p = \dot{Q}_c + \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$$

$256,69 + 166,15 + 2,84 = 156,52 + 234,83 + 34,49 = 425\text{kW}$  olarak sistem kanuna

uygundur.

### 6.3.12. Sistemin performans katsayısı

Sistem performansı sistemden buharlaştırıcı tarafından verilen ısının sisteme verilen jeneratör ve pompa işine oranı olarak tanımlanabilir.

Performans katsayısı

$$COP_S = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_p} \quad (6.6)$$

Şeklinde yazılır. Buna göre sistem performansı

$$COP_S = \frac{166,15}{256,69 + 0,84} = 0,640$$

Olarak hesaplanır.

Literatürde, tek etkili amonyak-su akışkan çiftiyle çalışan absorpsiyonlu soğutma sisteminin COP değerinin 0,6- 0,7 aralığında olduğu belirtilmiştir.(Sun, 1996)

#### 6.4. Örnek Model İle Çözümlerin Karşılaştırılması

S.A. Adewusi 'nin örnek modeli ve sonuçları ile aynı model referans alınarak yapılan çalışma sonuçları Çizelge 6.2 de karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

**Çizelge6.2.Çözüm sonuçları ve sapma miktarları**

	Örnek Çalışma	Şimdiki Çalışma	%Sapma
$\dot{Q}_g$ (kW)	267,9	256,69	4,18%
$\dot{Q}_e$ (kW)	162	166,15	-2,56%
$W_p$ (kW)	3	2,8	6,67%
$\dot{Q}_c$ (kW)	151	156,52	-3,66%
$\dot{Q}_a$ (kW)	231	234,83	-1,66%
$\dot{Q}_r$ (kW)	50,7	34,49	31,97%
COP	0,6	0,64	-7,02%

Buna göre;

1)Yüksek oranda farklılık gösteren değer rektifier ünitesi kaynaklı olup yapılan sayısal hesaplardaki incelemelerde hata görülmemiştir. Buna rağmen kullanılan formülasyonların farklı olması veya bilgisayar tabanlı yapılan hesaplamalardaki yakınsamalardan dolayı değerlerde farklılık oluşmasına sebep olduğu öngörülmektedir.

2)T7 ve T8 sıcaklık değerleri ilk hesaplamada birbirine çok yakinken yapılan hesaplamada farklılık bulunmuştur. Hesaplanan tüm değerler Çizelde 6.3 te toplanmıştır.

**Çizelge6.3.Hesaplanan Değerler**

Nokta	h (kJ/kg)		m (kg/s)		P (kPa)		T (°C)		x (kg/kg sol)	
	Adewusi	Orak	Adewusi	Orak	Adewusi	Orak	Adewusi	Orak	Adewusi	Orak
1	-43,25	-68,3137	1	1	244,85	276,39	40	40	0,3709	0,381
2	-40,2	-66,8923	1	1	1555,76	1486,75	40,45	40,35	0,3709	0,381
3	303,11	261,1217	1	1	1555,76	1486,75	110,06	109,35	0,3709	0,381
4	397,21	348,7015	0,863	0,861	1555,76	1486,75	130,31	122,35	0,2709	0,281
5	-0,71	-28,77	0,863	0,861	1555,76	1486,75	40,45	40,35	0,2709	0,281
6	-0,71	-28,77	0,863	0,861	244,85	276,39	40,71	40,35	0,2709	0,281
7	1544,09	1485,13	0,15	0,1478	1555,76	1486,75	107,33	94,13	0,946	0,9635
8	260,56	218,34	0,013	0,0088	1555,76	1486,75	107,36	100,85	0,3709	0,381
9	1294,18	1317,21	0,137	0,139	1555,76	1486,75	44,07	41,39	0,9996	0,9996
10	190,79	191,1196	0,137	0,139	1555,76	1486,75	40	40	0,9996	0,9996
11	78,86	69,12	0,137	0,139	1555,76	1486,75	16,88	15	0,9996	0,9996
12	78,86	69,12	0,137	0,139	244,85	276,39	-14,14	-14,14	0,9996	0,9996
13	1259,13	1264,484	0,137	0,139	244,85	276,39	-10	-10	0,9996	0,9996
14	1371,05	1386,44	0,137	0,139	244,85	276,39	37,39	30,5	0,9996	0,9996

### 6.5. Problemin İstenen Çalışma Şartlarına Göre Çözülmesi

Problem, ülkemizde uygulanabilmesi için kullanılabilir bina şartlarına göre değerler verilerek tekrar çözülecektir. Bulunan sonuçlar bu kısım sonunda bir tablo halinde özetlenecektir.

Problemde buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı 5°C, pompa tarafından sağlanan kütle akış miktarı 0,2 kg/s, absorber ve yoğuşturucuyu terkeden doymuş akışkan sıcaklığı 42,5°C ve iki çözelti arasındaki kütle akış miktarı farkı 0,10 alınmıştır. Buharlaştırıcı %99,95 amonyak dolaşım oranı ile doymuş buhar üretmektedir. Pompa verimliliği %50, SHX ve CEHX etkinliği sırasıyla %80 ve %80 olarak alınmıştır.

#### 6.5.1. Sistem basınçlarının hesaplanması

Sistemde yoğuşturucu ve jeneratör yüksek P basıncında çalışırken buharlaştırıcı ve soğurucu düşük P0 basıncında çalışmaktadır. Sistemin yüksek basınç değerini yoğuşturucu sıcaklığındaki doyma basıncı tanımlamaktadır. Yoğuşturucu basıncı ve jeneratör basıncı eşittir. Sistemin düşük basınç değerini buharlaştırıcı sıcaklığındaki doyma sıcaklığı tanımlamaktadır. Buharlaştırıcı basıncı ve absorber basıncı eşittir.

Seçilen yoğuşturucu ve absorber sıcaklıklarına göre sistemin çalışma basınçları, saf amonyak için geliştirilmiş olan Denklem (5.35) kullanılarak hesaplanır.

$$T_{buh} = -10^{\circ}\text{C} \text{ için } P_{bu} = 487,8898 \text{ kPa}$$

$$T_{yoğ} = 40^{\circ}\text{C} \text{ için } P_{yoğ} = 1594,7706 \text{ kPa} \text{ dır.}$$

### 6.5.2. Absorber ve jeneratör çözelti konsantrasyonunun hesaplanması

Absorberden çıkan çözelti konsantrasyonu basınç ve sıcaklık değerleri yardımıyla hesaplanabilir.

487,8892 kPa basınçta ve  $42,5^{\circ}\text{C}$  sıcaklıkta çalışan absorberden çıkıp jeneratöre giden doymuş haldeki kuvvetli çözeltinin konsantrasyonu  $x_1$ , Denklem (5.40), (5.41), (5.42) ile EES programı kullanılarak  $x_1 = 0,474$  olarak hesaplanmıştır.

Jeneratörden ayrılan çözelti konsantrasyonu hesaplamalar başında alınan kütle akış miktarı farkı ile

$$x_4 = x_1 - 0,1 = 0,374$$

olarak bulunur.

Jeneratörden ayrılan çözelti sıcaklığı;

Jeneratörden çıkan çözelti konsantrasyonunun,  $x_4 = 0,374$  olduğu durum için, Denklem (5.40), (5.41), (5.42) ile EES programı kullanılarak  $T_4 = 105,35^{\circ}\text{C}$  olarak hesaplanmıştır.

### 6.5.3. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı entalpilerinin bulunması

#### Yoğuşturucu Entalpisi

Rektifierden çıkan, ağırlıkça %99,96 amonyak içeren soğutucu akışkan yoğuşturucudan,  $T_{yoğ} = 40^{\circ}\text{C}$  sıcaklığında ve  $h_{10}$  entalpisinde doymuş sıvı olarak çıkmaktadır.

$T_{yoğ} = 40^{\circ}\text{C}$  sıcaklıktaki amonyağın doymuş sıvı hal entalpisi Denklem (5.37) ve (5.38) kullanılarak;  $h_{10} = 203,46 \text{ kJ/kg}$  olarak hesaplanmıştır.

### Buharlaştırıcı Entalpisi

Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan kütlece %99,96 amonyak içererek ve  $T_{bu} = 5^\circ\text{C}$  şartlarında doymuş buhar olarak çıkmaktadır.

$T_{bu}=5^\circ\text{C}$  sıcaklıktaki amonyağın doymuş buhar hal entalpisini bulmak için Denklem (5.38), (5.39) kullanılmıştır. Buharlaştırıcıdan  $T_{bu}=5^\circ\text{C}$  şartlarında doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkanın entalpi değeri  $h_{13}=1287,1782$  kJ/kg olarak hesaplanmıştır.

### **6.5.4. Özgül geri akış oranı ve akış miktarları**

(5.7) ve (5.8) numaralı denklemlerin düzenlenmesi ile özgül geri akış oranı aşağıdaki gibi bulunur.

$$f = \frac{0,9995-0,374}{0,474-0,374}=6,255 \text{ olarak bulunur.}$$

Bulunan değer (6.1) nolu denklemde yerine koyulursa;

$$\dot{m}_{14}=0,031974 \text{ kg/s}$$

Jeneratör geri akış miktarı ise;

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{14} + \dot{m}_6 \text{ formülünden } \dot{m}_6=0,16802 \text{ kg/s}$$

olarak bulunur.

### **6.5.5. Absorber ve jeneratör çıkış entalpilerinin bulunması**

Absorberden çıkan  $T_1= 42,5^\circ\text{C}$  ve  $x_1 = 0,474$  özelliklerine sahip 1 numaralı akışın entalpi değeri Denklem (5.37), (5.38) kullanılarak  $h_1= 20,0419$  kJ/kg olarak bulunmuştur.

Jeneratörden çıkan  $T_4= 105,35^\circ\text{C}$  ve  $x_4 = 0,374$  özelliklerine sahip 4 numaralı akışın entalpi değeri Denklem (5.37), (5.38) kullanılarak  $h_4= 241,8138$  kJ/kg olarak hesaplanmıştır.



### 6.5.6. Pompa çıkış entalpisi

Sıkıştırılmaz akışkan için  $v_1 = v_2$  kabulü ile absorberden çıkan zengin eriyiğin özgül hacim değeri  $v_1$  Denklem (5.43) kullanılarak  $v_1 = 0,00123 \text{ m}^3/\text{kg}$  olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler Denklem (6.2) de kullanılarak;

$$h_2 = 21,3992 \text{ kJ/kg}$$

olarak bulunur.

Pompadan çıkan akışkanın basıncı 1594,7706 kPa olduğu için ve bu akışım entalpi değeri ve amonyak konsantrasyonu bilindiği için Denklem (5.37) ile EES programı kullanılarak  $T_2=61,35^\circ\text{C}$  olarak bulunmuştur.

Pompa için harcanan enerji (6.3) nolu denklemden

$$\dot{W}_p=0,5429 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

### 6.5.7. Çözelti ısı değiştiricisi (SHX) hesaplamaları

Isı değiştiricisinde basınç düşüşü olmadığı ve ısı değiştirici etkinliğinin  $\varepsilon_{SHX}=0,8$  olduğu kabulleriyle Denklem (6.4) yardımı ile  $T_5=70,15^\circ\text{C}$  olarak bulunur.

$T_5=70,15^\circ\text{C}$  ve  $x_5=0,374$  değerleriyle 5 numaralı akışım entalpisi Denklem (5.37) ve (5.38) kullanılarak  $h_5= 71,4699 \text{ kJ/kg}$  olarak bulunmuştur.

Isı değiştirici için Denklem (5.15) ile belirtilen enerji dengesi kullanılarak  $h_3= 164,51 \text{ kJ/kg}$  olarak bulunmuştur. Isı değiştiricisinden çıkan 4 numaralı akım jeneratör basıncına sahip olduğu için, absorbere girmeden önce bir kısılma vanasından geçirilerek absorber çalışma basıncına kısılır ve bu işlem sırasında sıcaklığı azalırken entalpi değeri aynı kalır.

$$h_5=h_6= 71,4699 \text{ kJ/kg}$$

$T_3$  Sıcaklığının Bulunması

$h_3$  ,  $P_3$ ,  $x_3$  değerleri ile  $T_3$  sıcaklığı Denklem (5.37) ve (5.38) yardımı ile EES programında çözülerek  $T_3=90,45^\circ\text{C}$  bulunur.

### 6.5.8. Jeneratör hesaplamaları

Jeneratörden çıkan buhar (7 nolu akış), jeneratörden doymuş halde çıkmaktadır ve ,  $x_3$  konsantrasyonuna sahip 4 numaralı akışla denge halindedir. O halde bu akışın amonyak konsantrasyonu(5.44) nolu denklem ile EES programı yardımıyla  $x_7=0,986$  bulunur.

Aynı şekilde 9 nolu akış konsantrasyonu 8 nolu akış konsantrasyonu ile denge halindedir.

$$x_8=x_1=0,474$$

$\dot{m}_8$  ve  $\dot{m}_7$  değerleri toplam kütle ve amonyak kütlesi korunumunu belirten Denklem (5.17) ve (5.18) yardımı ile çözülür.

$$\dot{m}_7=0,0328 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_8=0,0007969 \text{ kg/s}$$

8 nolu akışın sıcaklığı Denklem (5.40), (5.41) kullanılarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$T_8=86,95^\circ\text{C}$$

8 nolu akışın entalpisi Denklem (5.37), (5.38) kullanılarak aşağıdaki gibi bulunur.

$$h_8= 146,8173 \text{ kJ/kg}$$

7 nolu akışın doymuş buhar sıcaklığı Denklem (5.46) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$T_7=77,5718^\circ\text{C}$$

7 nolu akışın doymuş buhar entalpisi Denklem (5.38), (5.39) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$h_7= 1417,388 \text{ kJ/kg}$$

Rektifierden çıkan kütlece 0,9995'lik amonyak konsantrasyonuna sahip buharın sıcaklığı Denklem (5.38), (5.46) kullanılarak;

$$T_9=44,19^\circ\text{C}$$

9 nolu akışın doymuş buhar entalpisi Denklem (5.38), (5.39) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$h_9= 1320,64 \text{ kJ/kg}$$

olarak bulunur.

### 6.5.9. Buhar ısı değiştiricisi (CEHX)

Isı değiştiricisi verimini gösteren (6.5) numaralı denklem ile ısı değiştiricisinde basınç düşüşü olmadığı ve ısı değiştirici etkinliğinin  $\varepsilon_{CEHX}=0,80$  olduğu kabulleriyle  $T_{11}=12,5^\circ\text{C}$  olarak bulunur.

$T_{11}=12,5^\circ\text{C}$  ve  $x_{11}=0,9995$  değerleriyle 11 numaralı akışın entalpisi Denklem (5.37), (5.38) kullanılarak  $h_{11}= 57,1552$  kJ/kg olarak bulunmuştur.

Isı değiştiricisinden çıkan 4 numaralı akım jeneratör basıncına sahip olduğu için, absorbere girmeden önce bir genleşme vanasından geçirilerek absorber çalışma basıncına genleşir ve bu işlem sırasında sıcaklığı azalırken entalpi değeri aynı kalır.

$$h_{11}=h_{12}= 57,1552 \text{ kJ/kg}$$

$h_{14}$  ve  $T_{14}$  değerlerinin bulunması

Enerjinin korunumu Denklem (5.27) özülerek  $h_{14}=1433,709$  kJ/kg bulunur.

EES programı yardımıyla Denklem (5.38), (5.39) özülerek  $T_{14} = 37,45^\circ\text{C}$  bulunur.

$T_{12}$  Sıcaklığı EES programı yardımıyla Denklem (5.37), (5.38) e göre  $T_{12} = 12,45^\circ\text{C}$  bulunur.

### 6.5.10. Sistem elemanlarının güçlerinin hesaplanması

Sistemdeki elemanlar problem başında belirtilmiş şartlar ile problem için çözölmüş olan entalpi ve kütle akış miktarlarına göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

Absorber ;

$$\text{Denklem (5.9); } \dot{m}_{14}h_{14} + \dot{m}_6h_6 = \dot{m}_2h_2 + \dot{Q}_a$$

$$\dot{Q}_a = 53,57 \text{ kW bulunur}$$

Jeneratör ;

$$\text{Denklem (5.18); } \dot{m}_3h_3 + \dot{Q}_g + \dot{m}_8h_8 = \dot{m}_7h_7 + \dot{m}_4h_4$$

$$\dot{Q}_g = 54,103 \text{ kW bulunur.}$$

Buhar Isı Değiştiricisi (CEHX) ;

$$\dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_{11}h_{11} = \dot{Q}_{cehx} =$$

$$4,68 \text{ kW bulunur.}$$

Rektifier ;

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_8 h_8 \quad \text{Denklem (5.36) sonucuna göre}$$

$$\dot{Q}_r = 4,14 \text{ kW bulunur.}$$

Yoğuşturucu ;

$$\text{Denklem (5.24) e göre } \dot{m}_9 h_9 = \dot{Q}_c + \dot{m}_{10} h_{10}$$

$$\dot{Q}_c = 35,71 \text{ kW bulunur.}$$

Çözelti Isı Değiştiricisi (SHX) ;

$$\dot{m}_4 h_4 - \dot{m}_5 h_5 = \dot{Q}_{shx}$$

$$= 28,62 \text{ kW bulunur.}$$

Buharlaştırıcı ;

$$\text{Denklem (5.33) e göre } \dot{m}_{13} h_{13} = \dot{Q}_e + \dot{m}_{12} h_{12}$$

$$\dot{Q}_e = 39,32 \text{ kW bulunur.}$$

1. Kanun Analizi

$$\dot{Q}_g + \dot{Q}_e + \dot{W}_p = \dot{Q}_c + \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$$

54,103 + 39,32 + 0,5429 = 35,71 + 53,57 + 4,14 = 93,42 kW olarak sistem kanuna uygundur.

Sistemin Performans Katsayısı bu yeni hesaplamalar ışığında

$$COP_S = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_p} = \frac{39,32}{54,13 + 2,71} = 0,69$$

olarak bulunur.

### 6.5.11. Çözümlerin değerlendirilmesi

Hesaplanan çözümler Çizelge 6.4 te özetlenmiştir.

**Çizelge6.4.Yeni model için hesaplama sonuçları**

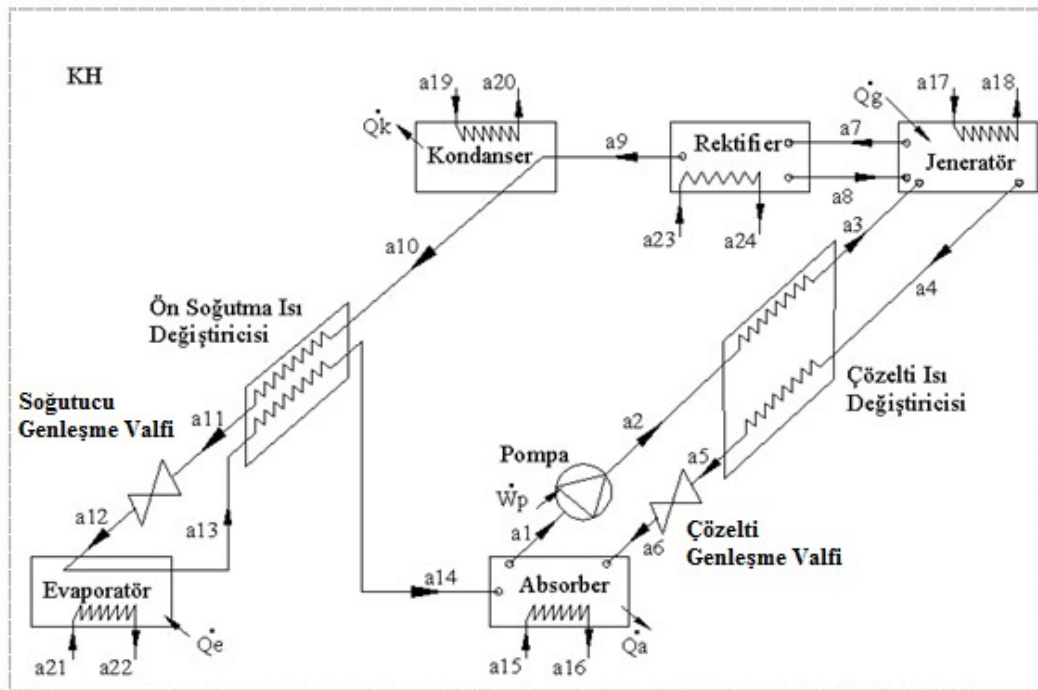
Nokta	hi (kJ/kg)	mi (kg/s)	Pi (kPa)	Ti (°C)	xi (kg/kgsol)
1	20,0419	0,2	487,8898	42,5	0,474
2	21,3992	0,2	1594,7706	61,35	0,474
3	164,51	0,2	1594,7706	90,45	0,474
4	241,8138	0,168026	1594,7706	105,35	0,374
5	71,4699	0,168026	1594,7706	70,15	0,374
6	71,4699	0,168026	487,8898	70,15	0,374
7	1417,388	0,0328	1594,7706	77,5718	0,986
8	146,8173	0,0007969	1594,7706	86,95	0,474
9	1320,64	0,031974	1594,7706	44,19	0,9995
10	203,69	0,031974	1594,7706	42,5	0,9995
11	57,1552	0,031974	1594,7706	12,5	0,9995
12	57,1552	0,031974	487,8898	12,45	0,9995
13	1287,1782	0,031974	487,8898	5	0,9995
14	1433,709	0,031974	487,8898	37,45	0,9995

Sistem belirtilen şartlar için çözülmüş olup (3-4 dairesel) ev tipi sistemlerde uygulanabilir. Tek dairesel uygulamalarda sistemdeki kütle akış miktarı ve sıcaklık değerleri ile değişiklik yaparak daha düşük kapasiteli çevrimler elde edilebilir.

## 7. AMONYAK SU AKIŞKANLI SOĞUTMA SİSTEMİNİN EKSERJİSİ VE ÖRNEK MODEL ÇÖZÜMÜ

Bu bölümde amonyak su akışkanlı soğutma sisteminin ekserji hesaplamaları ile ilgili denklemler çıkarılarak Şekil 7.1 de belirlenmiş olan örnek model için ekserji analizi yapılacaktır.

### 7.1. Sistemin Çevrimi



Şekil 7.1. Tek etkili amonyak su absorpsiyonlu soğutma çevrimi

Sistem ekserji analizi yapılırken çevre sıcaklık ve basınçları  $T_0=25^\circ\text{C}$  ve  $P_0=1$  bar olarak alınmıştır.

Sistem elemanlarının enerji akışları S.A. Adewusi nin yapmış olduğu termodinamik sonuçları aşağıdaki şekilde Çizelge 7.1 de özetlenmiştir.

**Çizelge7.1. Ekserji analizi için sistem elemanlarının enerji değerleri**

$\dot{Q}_g$ (kW)	$\dot{Q}_e$ (kW)	$\dot{W}_p$ (kW)	$\dot{Q}_c$ (kW)	$\dot{Q}_a$ (kW)	$\dot{Q}_r$ (kW)	COP (kW)
267,90	162,00	3,00	151,00	231,00	50,70	0,60

Sistem elemanlarının termodinamik hesaplamaları S.A. Adewusi nin yapmış olduğu termodinamik analiz ve buna ilave olarak çevre şartları ile birlikte sistem parametreleri aşağıdaki şekilde Çizelge 7.2 de belirlenmiştir.

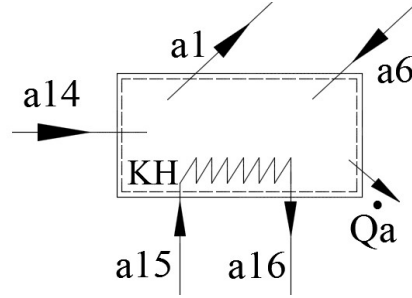
$$\dot{Q}_g + \dot{Q}_e + \dot{W}_p = \dot{Q}_c + \dot{Q}_a + \dot{Q}_r$$

**Çizelge7.2. Ekserji analizi için belirlenen sistem parametreleri**

Nokta	h (kJ/kg)	m (kg/s)	P (kPa)	S(kJ/kg/K)	T (°C)	x (kg/kgsol)	h0	s0
1	-43,25	1	244,85	0,47	40	0,3709	16,4	0,682
2	-40,2	1	1555,76	0,48	40,45	0,3709	16,4	0,682
3	303,11	1	1555,76	1,46	110,06	0,3709	16,4	0,682
4	397,21	0,863	1555,76	1,64	130,31	0,2709	-68,2	0,315
5	-0,71	0,863	1555,76	0,53	40,45	0,2709	-68,2	0,315
6	-0,71	0,863	244,85	0,54	40,71	0,2709	-68,2	0,315
7	1544,09	0,15	1555,76	4,88	107,33	0,946	1291,4	5,381
8	260,56	0,013	1555,76	1,35	107,36	0,3709	16,4	0,682
9	1294,18	0,137	1555,76	4,17	44,07	0,9996	1352,4	5,618
10	190,79	0,137	1555,76	0,66	40	0,9996	1352,4	5,618
11	78,86	0,137	1555,76	0,29	16,88	0,9996	1352,4	5,618
12	78,86	0,137	244,85	0,32	-14,14	0,9996	1352,4	5,618
13	1259,13	0,137	244,85	4,87	-10	0,9996	1352,4	5,618
14	1371,05	0,137	244,85	5,25	37,39	0,9996	1352,4	5,618

## 7.2. Absorber İçin Ekserji Hesaplamaları

Absorber modeli olarak, gövde-boru tipli bir ısı değiştiricisi modeli seçilmiştir. Burada absorber, düşey borular etrafında ince film akışlı olarak düşünülmekte ve boruların içinden soğutma suyunun geçtiği kabul edilmektedir. Absorber için ekserji akışı Şekil 7.2 de gösterilmiştir.



Şekil 7.2. Absorber Ekserji Akışının Kontrol Hacimde Gösterimi

$$\dot{S}_a = \dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_6 s_6 - \dot{m}_{14} s_{14} + \frac{\dot{Q}_a}{T_0} \quad (7.1)$$

Soğutma suyu akış miktarı enerjinin korunumu denkleminde aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{16} h_{16} - \dot{m}_{16} h_{15}$$

$$231 = \dot{m}_{16} (134,146 - 113,25)$$

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{15} = \frac{20,89 \text{ kg}}{\text{s}}$$

bulunur. Buna göre absorber soğutma suyu parametreleri Çizelge 7.3 te toplanmıştır.

Çizelge 7.3. Absorber soğutma suyu parametreleri

Nokta	h (kJ/kg)	m(kg/s)	P (kPa)	s(kJ/kg/K)	T (°C)	x(kg/kg sol)	h0	s0
15	113,25	20,89		0,3952	27		104,89	0,3674
16	134,146	20,89		0,4642	32		104,89	0,3674

Absorbere giren özgül ekserjiler aşağıdaki gibidir.

$$a_6 = (h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0) \quad (7.2)$$

$$a_{14} = (h_{14} - h_0) - T_0 (s_{14} - s_0) \quad (7.3)$$

$$a_{15} = (h_{15} - h_0) - T_0 (s_{15} - s_0) \quad (7.4)$$

Buradan;

$$a_6 = (-0,71 - (-68,2)) - 298,15(0,54 - 0,315) = -1,8265 \text{ kJ/kg}$$



$$a_{14} = (1371,05 - 1352,4) - 298,15(5,25 - 5,618) = 128,3692 \text{ kJ/kg}$$

$$a_{15} = (113,25 - 104,89) - 298,15(0,3952 - 0,3674) = 0,0715 \text{ kJ/kg}$$

Bulunur

Absorberden çıkan özgül ekserjiler aşağıdaki gibidir.

$$a_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (7.5)$$

$$a_{16} = (h_{16} - h_0) - T_0(s_{16} - s_0) \quad (7.6)$$

Buradan;

$$a_1 = (-43,25 - 16,4) - 298,15(0,47 - 0,682) = 3,5578 \text{ kJ/kg}$$

$$a_{16} = (134,146 - 104,89) - 298,15(0,4642 - 0,3674) = 0,3951 \text{ kJ/kg}$$

Bulunur.

Bu durumda absorberdeki ekserji kaybı aşağıdaki hali alır.

$$a_{absorber} = (\dot{m}_6 a_6 + \dot{m}_{14} a_{14} + \dot{m}_{15} a_{15}) - (\dot{m}_1 a_1 + \dot{m}_{16} a_{16}) \quad (7.7)$$

$$a_{absorber} = 0,863 * (-1,8265) + 0,137 * 128,3692 + 20,89 * 0,0715$$

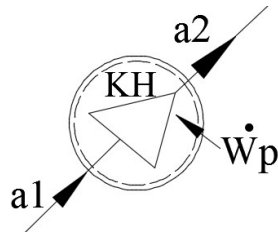
$$(1 * 3,5578 + 20,89 * 0,3951)$$

$$a_{absorber} = 5,6962 \text{ kW}$$

bulunur.

### 7.3. Pompa İçin Ekserji Hesaplamaları

Pompa için ekserji akışı Şekil 7.3 te gösterilmiştir.



Şekil 7.3. Pompa ekserji akış şeması

$$\dot{S}_p = \dot{m}_2 s_2 - \dot{m}_1 s_1 \quad (7.8)$$

Pompaya giren özgül ekserji aşağıdaki gibidir.

$$a_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (7.9)$$

Pompadan çıkan özgül ekserji aşağıdaki gibidir.

$$a_2 = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad (7.10)$$

$$a_1 = (-43,25 - 16,4) - 298,15(0,47 - 0,682) = 3,5578 \text{ kJ/kg}$$

$$a_2 = (-40,2 - 16,4) - 298,15(0,48 - 0,682) = 3,6263 \text{ kJ/kg}$$

bulunur.

Pompadaki ekserji kaybı aşağıdaki hali alır.

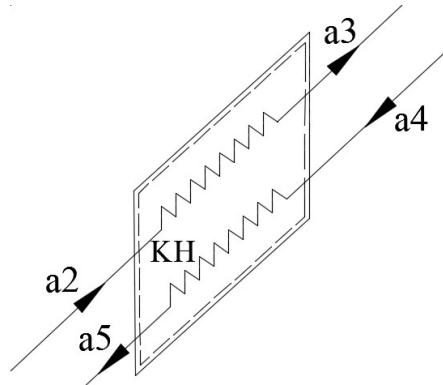
$$a_{pompa} = \dot{m}_2 a_2 - \dot{m}_1 a_1 \quad (7.11)$$

$$a_{pompa} = 1 \times 3,6263 - 1 \times 3,5578 = 0,0685 \text{ kW}$$

Bulunur.

#### 7.4. Çözelti Isı Değiştiricisi İçin Ekserji Hesaplamaları

Borular içinden zengin eriyiğin ve boruların dışından fakir eriyiğin geçtiği ters geçişli, gövde-boru tipli bir çözelti ısı değiştiricisi modeli seçilmiştir. Model ekserji akışı Şekil 7.4 te gösterilmiştir.



Şekil 7.4. Çözelti ısı değiştiricisi ekserji akış şeması

$$\dot{S}_{SHX} = \dot{m}_5 s_5 + \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_2 s_2 \quad (7.12)$$

Çözelti ısı değiştiricisine giren özgül ekserjiler

$$a_2 = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad (7.13)$$

$$a_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) \quad (7.14)$$

Burada ;

$a_2=3,6263$  kJ/kg bulunmuştur,

$a_4=(397,21-(-68,2))-298,15(1,64-0,315) = 70,3613$  kJ/kg

bulunur.

Çözelti ısı değiştiricisinden çıkan özgül ekserjiler

$$a_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (7.15)$$

$$a_5 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (7.16)$$

Burada;

$a_3 = (303,11-16,4)-298,15(1,46-0,682) = 54,7493$  kJ/kg ,

$a_5 = (-0,71-(-68,2))-298,15(0,53-0,315) = 3,3878$  kJ/kg bulunur

çözelti ısı değiştiricisi ekserji kaybı şu şekilde belirlenir.

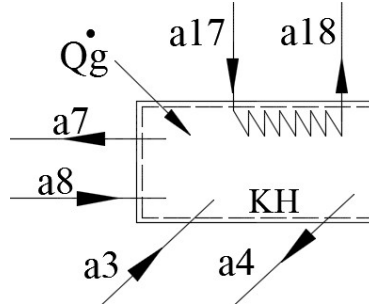
$$a_{SHX} = (\dot{m}_2 a_2 + \dot{m}_4 a_4) - (\dot{m}_3 a_3 + \dot{m}_5 a_5) \quad (7.17)$$

$a_{SHX} = (1*3,6263+0,863*70,3613)-(1*54,7493+0,863*3,3878) = 6,6751$  kW

bulunur.

## 7.5. Jeneratör İçin Ekserji Analizi

Jeneratör modeli olarak; sıcak su ısıtılmalı ters geçişli, gövde boru tipli bir ısı değiştiricisi seçilmiştir. Jeneratörde; boru içinden sıcak suyun geçtiği, boru dışından ise fakir eriyiğin geçtiği kabul edilmiştir. Jeneratör kontrol hacmi Şekil 7.5 te gösterilmiştir.



Şekil 7.5. Jeneratör ekserji akış şeması

$$\dot{S}_g = \dot{m}_7 s_7 + \dot{m}_4 s_4 - \dot{m}_3 s_3 - \dot{m}_8 s_8 - \frac{\dot{Q}_g}{T_g} \quad (7.18)$$

Çizelge 7.4. Jeneratör ısıtma suyu parametreleri

Nokta	h (kJ/kg)	m (kg/s)	P (kPa)	s(kJ/kg/K)	T (°C)	X (kg/kg sol)	h0	s0
17	589,13	12,4953		1,7391	140		104,89	0,3674
18	567,69	12,4953		1,687	135		104,89	0,3674

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_{17} h_{17} - \dot{m}_{17} h_{18}$$

$$\dot{Q}_g = 267,90 = \dot{m}_{17} (589,13 - 567,69), \dot{m}_{17} = 12,4953 \text{ kg/s}$$

bulunur. Buna göre ısıtma suyu parametreleri Çizelge 7.4 te toplanmıştır.

Jeneratöre giren özgül ekserjiler;

$$a_3 = (h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0) \quad (7.19)$$

$$a_8 = (h_8 - h_0) - T_0 (s_8 - s_0) \quad (7.20)$$

$$a_{17} = (h_{17} - h_0) - T_0 (s_{17} - s_0) \quad (7.21)$$

Burada ;

$$a_8 = (260,56 - 16,4) - 298,15 (1,35 - 0,682) = 44,9958 \text{ kJ/kg}$$

$$a_{17} = (589,13 - 104,89) - 298,15 (1,7391 - 0,3674) = 75,2677 \text{ kJ/kg}$$

bulunur.

Jeneratörden çıkan özgül ekserjiler;

$$a_4 = (h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0) \quad (7.22)$$

$$a_7 = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0) \quad (7.23)$$

$$a_{18} = (h_{18} - h_0) - T_0(s_{18} - s_0) \quad (7.24)$$

Burada ;

$$a_7 = (1544,09 - 1291,4) - 298,15(4,88 - 5,381) = 402,0631 \text{ kJ/kg}$$

$$a_{18} = (567,69 - 104,89) - 298,15(1,687 - 0,3674) = 69,3613 \text{ kJ/kg}$$

bulunur.

Jeneratördeki ekserji kaybı aşağıdaki şekilde belirlenir.

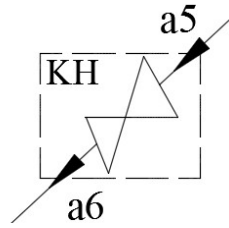
$$a_{\text{jeneratör}} = (\dot{m}_3 a_3 + \dot{m}_8 a_8 + \dot{m}_{17} a_{17}) - (\dot{m}_4 a_4 + \dot{m}_7 a_7 + \dot{m}_{18} a_{18}) \quad (7.25)$$

$$a_{\text{jeneratör}} = (1 \cdot 54,7493 + 0,013 \cdot 44,9958 + 12,4953 \cdot 75,2677) - (0,863 \cdot 70,361 + 0,15 \cdot 402,0631 + 12,4953 \cdot 69,3613) = 8,105 \text{ kW}$$

bulunur.

## 7.6. Çözelti Genleşme Valfi İçin Ekserji Analizi

Çözelti genleşme valfi kontrol hacmi Şekil 7.6 da verilmiştir.



Şekil 7.6. Çözelti genleşme valfi ekserji akış şeması

$$\dot{S}_{V2} = \dot{m}_6 s_6 - \dot{m}_5 s_5 \quad (7.26)$$

Genleşme valfine giren özgül ekserji;

$$a_5 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (7.27)$$

Genleşme valfinden çıkan özgül ekserji;

$$a_6 = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (7.28)$$

Genleşme valfindeki ekserji kaybı ise şöyledir.

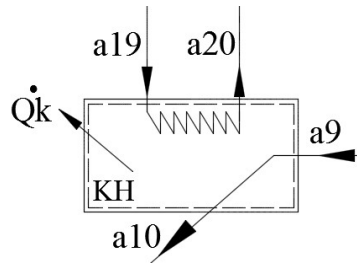
$$a_{V2} = \dot{m}_5 a_5 - \dot{m}_6 a_6 \quad (7.29)$$

$$a_{v2} = (0,863 \cdot 3,3878) - (0,863 \cdot (-1,8265)) = 4,4998 \text{ kW}$$

bulunur.

### 7.7. Yoğuşturucu İçin Ekserji Analizi

Yoğuşturucu için, gövde-boru tipli bir ısı değiştiricisi modeli seçilmiştir. Yoğuşturucuda yoğuşmanın borular içinde olduğu, soğutma suyunun ise boru dışından geçtiği kabul edilmiştir. Yoğuşturucu kontrol hacmi Şekil 7.7 de verilmiştir. Yoğuşturucu soğutma suyu parametreleri Çizelge 7.5 te verilmiştir.



Şekil 7.7. Yoğuşturucu ekserji akış şeması

$$\dot{S}_c = \dot{m}_{10}s_{10} - \dot{m}_9s_9 + \frac{\dot{Q}_c}{T_0} \quad (7.30)$$

Çizelge 7.5. Yoğuşturucu Soğutma Suyu Parametreleri

Nokta	h (kJ/kg)	m (kg/s)	P (kPa)	s(kJ/kg/K)	T (°C)	x(kg/kg sol)	h0	s0
19	113,25			0,3952	27		104,89	0,3674
20	134,146			0,4642	32		104,89	0,3674

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{19}(h_{20} - h_{19}) = 151 = \dot{m}_{19} (134,146 - 113,25) \text{ buradan}$$

$$\dot{m}_{19} = 7,2262 \text{ kg/s bulunur.}$$

Yoğuşturucuya giren özgül ekserji;

$$a_9 = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0) \quad (7.31)$$

$$a_{19} = (h_{19} - h_0) - T_0(s_{19} - s_0) \quad (7.32)$$

Buradan;

$$a_9 = (1294,18 - 1352,4) - 298,15(4,17 - 5,618) = 373,5012 \text{ kJ/kg}$$

$$a_{19} = (113,25 - 104,89) - 298,15(0,3952 - 0,3674) = 0,071 \text{ kJ/kg}$$

bulunur.

Yoğuşturucudan çıkan özgül ekserji;

$$a_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0) \quad (7.33)$$

$$a_{20} = (h_{20} - h_0) - T_0(s_{20} - s_0) \quad (7.34)$$

$$a_{10} = (190,79 - 1352,4) - 298,15(0,66 - 5,618) = 316,6177 \text{ kJ/kg}$$

$$a_{20} = (134,146 - 104,89) - 298,15(0,4642 - 0,3674) = 0,39508 \text{ kJ/kg}$$

bulunur.

Yoğuşturucudaki ekserji kaybı ise şöyledir;

$$a_c = (\dot{m}_9 a_9 + \dot{m}_{19} a_{19}) - (\dot{m}_{10} a_{10} + \dot{m}_{20} a_{20}) \quad (7.35)$$

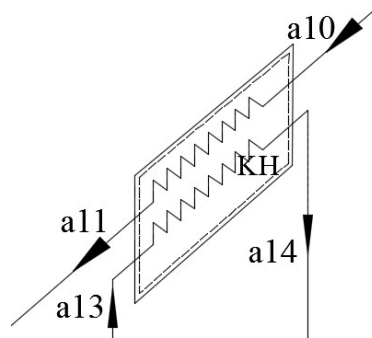
$$a_c = (0,137 \cdot 373,5012 + 7,2262 \cdot 0,071) - (0,137 \cdot 316,6177 + 7,2262 \cdot 0,39508) = 5,4511$$

kW

bulunur.

## 7.8. Ön Soğutma Isı Değiştiricisi (CEHX) İçin Ekserji Analizi

Ön soğutma ısı değiştiricisi kontrol hacmi Şekil 7.8 de gösterilmiştir.



Şekil 7.8. Ön Soğutma ısı değiştiricisi ekserji akış şeması

$$\dot{S}_{SHX} = \dot{m}_{10}s_{10} + \dot{m}_{13}s_{13} - \dot{m}_{14}s_{14} - \dot{m}_{11}s_{11} \quad (7.36)$$

Isı değiştiricisine giren özgül ekserjiler

$$a_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0) \quad (7.37)$$

$$a_{13} = (h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0) \quad (7.38)$$

Buradan;

$$a_{13} = (1259,13 - 1352,4) - 298,15(4,87 - 5,618) = 129,7462 \text{ kJ/kg}$$

bulunur.

Isı değiştiricisinden çıkan özgül ekserjiler

$$a_{14} = (h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0) \quad (7.39)$$

$$a_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0) \quad (7.40)$$

Buradan;

$$a_{14} = (1371,05 - 1352,4) - 298,15(5,25 - 5,618) = 128,3692 \text{ kJ/kg}$$

$$a_{11} = (78,86 - 1352,4) - 298,15(0,29 - 5,618) = 315,0032 \text{ kJ/kg bulunur.}$$

Isı değiştiricisindeki ekserji kaybı şu şekilde belirlenir.

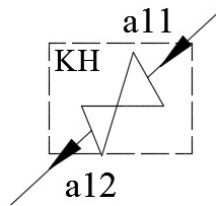
$$a_{CEHX} = (\dot{m}_{10}a_{10} + \dot{m}_{13}a_{13}) - (\dot{m}_{14}a_{14} + \dot{m}_{11}a_{11}) \quad (7.41)$$

$$a_{CEHX} = (0,137 \times 316,6177 + 0,137 \times 129,7462) - (0,137 \times 128,3692 + 0,137 \times 315,0032)$$

$$a_{CEHX} = 0,4098 \text{ kW bulunur.}$$

## 7.9. Soğutucu Genleşme Valfi (V1) İçin Ekserji Analizi

Soğutucu genleşme valfi kontrol hacmi şekil 7.9 da gösterilmiştir.



şekil 7.9. Soğutucu genleşme valfi ekserji akış şeması

$$\dot{S}_{V1} = \dot{m}_{12}s_{12} - \dot{m}_{11}s_{11} \quad (7.42)$$

Genleşme valfine giren özgül ekserji;

$$a_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0) \quad (7.43)$$



Genleşme valfinden çıkan özgül ekserji;

$$a_{12} = (h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0) \quad (7.44)$$

Buradan;

$$a_{12} = (78,86 - 1352,4) - 298,15(0,32 - 5,618) = 306,1 \text{ kJ/kg}$$

Genleşme valfindeki ekserji kaybı ise şöyledir.

$$a_{V1} = \dot{m}_{11}a_{11} - \dot{m}_{12}a_{12} \quad (7.45)$$

$$a_{V1} = 0,137 \times 315,0032 - 0,137 \times 306,1 = 1,225 \text{ kW}$$

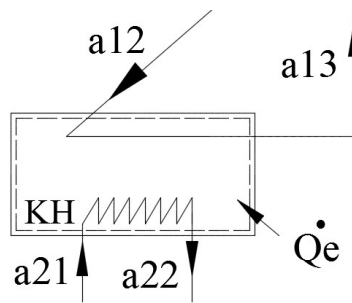
bulunur.

### 7.10. Buharlaştırıcı İçin Ekserji Analizi

Buharlaştırıcı olarak, ters ve tek geçişli gövde-boru tipli bir ısı değiştiricisi modeli seçilmiştir. Buharlaştırıcıda boru içinden amonyak buharının geçtiği, boru dışından ise ısıyı çekilecek olan suyun geçtiği kabul edilmiştir. Isıtma suyu değerleri Çizelge 7.6 ve kontrol hacmi Şekil 7.10 da gösterilmiştir.

Çizelge 7.6. Buharlaştırıcı Isıtma Suyu Parametreleri

Nokta	h (kJ/kg)	m (kg/s)	P (kPa)	s (kJ/kg/K)	T (°C)	x (kg/kg sol)	h0	s0
21	50,4			0,1804	12		104,89	0,3674
22	25,11			0,091	6		104,89	0,3674



Şekil 7.10. Buharlaştırıcı ekserji akış şeması

Enerjinin korunumu denkleminde soğutulacak suyun akış miktarı aşağıdaki şekilde bulunur.

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22}$$

$\dot{Q}_e = \dot{m}_{21}(h_{21} - h_{22})$  buradan  $\dot{m}_{21} = 6,4056$  kg/s  
bulunur.

Buharlaştırıcıya giren özgül ekserji;

$$a_{12} = (h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0) \quad (7.46)$$

$$a_{21} = (h_{21} - h_0) - T_0(s_{21} - s_0) \quad (7.47)$$

Buharlaştırıcıdan çıkan özgül ekserji;

$$a_{13} = (h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0) \quad (7.48)$$

$$a_{22} = (h_{22} - h_0) - T_0(s_{22} - s_0) \quad (7.49)$$

Buradan;

$$a_{21} = (50,4 - 104,89) - 298,15(0,1804 - 0,3674) = 1,26405 \text{ kJ/kg}$$

$$a_{22} = (25,11 - 104,89) - 298,15(0,091 - 0,3674) = 2,6286 \text{ kJ/kg}$$

bulunur.

Buharlaştırıcıdaki ekserji kaybı ise şöyledir;

$$a_e = (\dot{m}_{12}a_{12} + \dot{m}_{21}a_{21}) - (\dot{m}_{13}a_{13} + \dot{m}_{22}a_{22}) \quad (7.50)$$

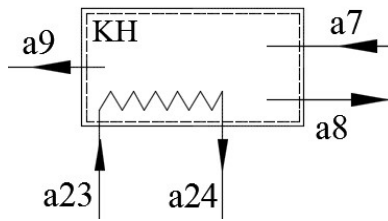
$$a_e = (0,137 \times 306,1 + 6,4056 \times 1,2640) - (0,137 \times 129,7462 + 6,4056 \times 2,6286)$$

$$a_e = 15,4193 \text{ kW}$$

bulunur.

### 7.11. Rektifier İçin Ekserji Analizi

Rektifier için ters ve çok geçişli gövde-boru tipli bir ısı değiştiricisi modeli seçilmiştir. Rektifier kontrol hacmi Şekil 7.11 ve soğutma suyu değerleri Çizelge 7.8 de verilmiştir.



Şekil 7.11. Rektifier Ekserji Akış Şeması

Çizelge7.7. Rektifier Soğutma Suyu Parametreleri

Nokta	h (kJ/kg)	m (kg/s)	P (kPa)	s(kJ/kg/K)	T (°C)	x(kg/kgsol)	h0	s0
23	113,25			0,3952	27		104,89	0,3674
24	134,146			0,4642	32		104,89	0,3674

$$\dot{S}_r = \dot{m}_8 s_8 + \dot{m}_9 s_9 - \dot{m}_7 s_7 + \frac{\dot{Q}_r}{T_0} \quad (7.51)$$

$$\dot{m}_{23} = \dot{m}_{24}$$

$$\dot{Q}_r = \dot{m}_{24} h_{24} - \dot{m}_{23} h_{23}$$

$$50,70 = \dot{m}_{24} (134,146 - 113,25) \text{ buradan}$$

$$\dot{m}_{24} = 2,4263 \text{ kg/s}$$

bulunur.

Rektifiere giren özgül ekserjiler;

$$a_7 = (h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0) \quad (7.52)$$

$$a_{23} = (h_{23} - h_0) - T_0 (s_{23} - s_0) \quad (7.53)$$

Rektifierden çıkan özgül ekserjiler;

$$a_8 = (h_8 - h_0) - T_0 (s_8 - s_0) \quad (7.54)$$

$$a_9 = (h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0) \quad (7.55)$$

$$a_{24} = (h_{24} - h_0) - T_0 (s_{24} - s_0) \quad (7.56)$$

Buradan;

$$a_{23} = (113,25 - 104,89) - 298,15(0,3952 - 0,3674) = 0,07143 \text{ kJ/kg}$$

$a_{24}=(134,146-104,89)-298,15(0,4642-0,3674)=0,39508$  kJ/kg  
bulunur.

Rektifierdeki ekserji kaybı aşağıdaki şekilde belirlenir.

$$a_r = (\dot{m}_7 a_7 + \dot{m}_{23} a_{23}) - (\dot{m}_8 a_8 + \dot{m}_9 a_9 + \dot{m}_{24} a_{24}) \quad (7.57)$$

$a_r=(0,15 \times 402,0631 + 2,4263 \times 0,07143) -$   
 $(0,013 \times 44,9958 + 0,137 \times 373,5012 + 2,4263 \times 0,3950)$   
 $a_r=7,7697$  kW bulunur.

### 7.12. Sistem Performansının Hesaplanması

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin ekserji kaybı sistemin alt elemanlarının ekserji kayıplarının toplamına eşittir.

$$\Delta a_T = a_{jeneratör} + a_{absorber} + a_{pompa} + a_{SHX} + a_{V2} + a_c + a_{CEHX} + a_{V1} + a_e + a_r \quad (7.58)$$

$$\Delta a_T = 8,105 + 5,6962 + 0,0685 + 6,6751 + 4,4998 + 5,4511 + 0,4098 + 1,225 + 15,4193 + 7,76$$

97

$\Delta a_T=55,3195$  kW bulunur.

### 7.13. Soğutma Uygulamasının 2. Yasa Verimi

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin soğutma uygulaması ekserji verimi sistemden elde edilen ekserjinin sisteme verilen ekserjiye oranı olarak tanımlanabilir. (Şencan, 2004)

$$E_{soğutma} = \frac{\dot{m}_{21}(a_{21}-a_{22})}{\dot{m}_{17}(a_{17}-a_{18})} \quad (7.59)$$

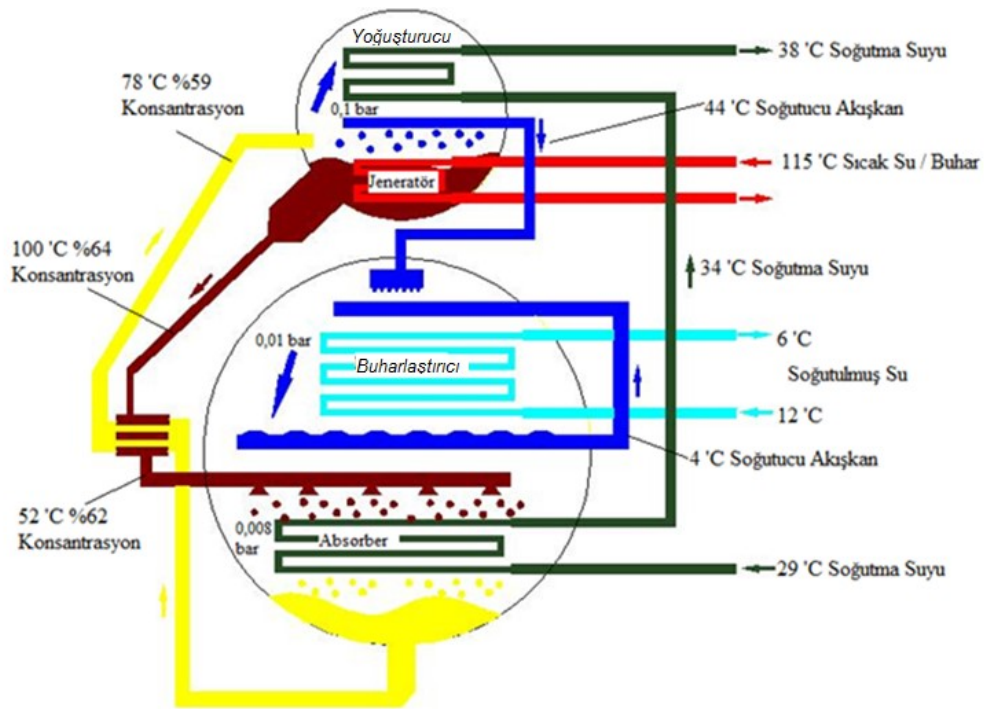
Absorbsiyonlu soğutma sisteminin ısıtma uygulaması ekserji verimi absorber ve yoğunlaştırıcıdaki soğutma suyu ekserjisinin jeneratördeki ısı kaynağının ekserjisine oranı olarak tanımlanabilir. (Şencan, 2004)

$$E_{ısıtma} = \frac{\dot{m}_{19}(a_{20}-a_{19}) + \dot{m}_{15}(a_{16}-a_{15})}{\dot{m}_{17}(a_{17}-a_{18})} \quad (7.60)$$

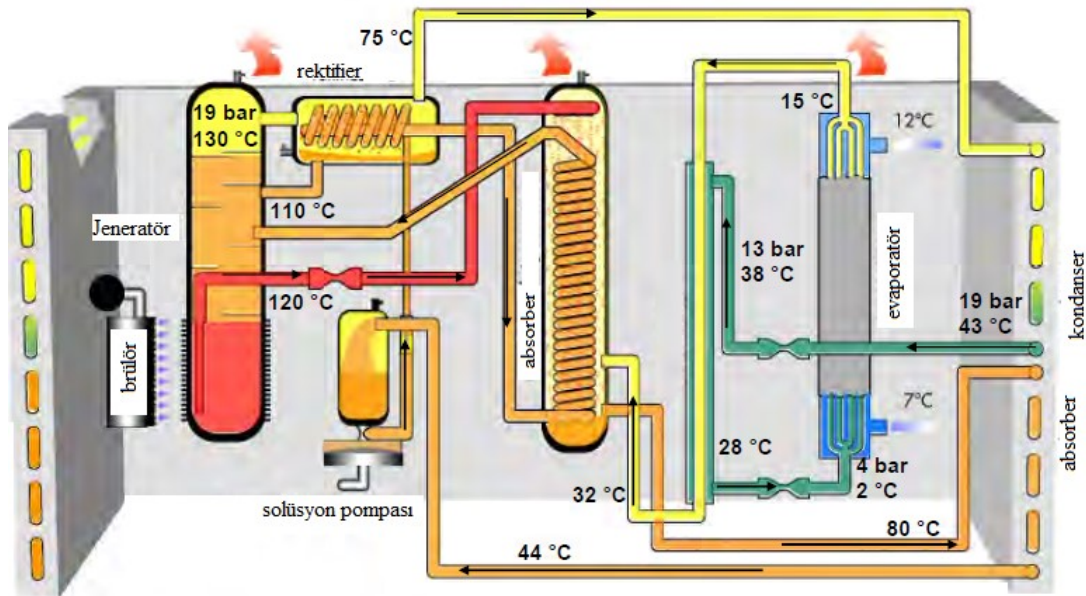
## 8. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİ ELEMANLARI VE TASARIMLARI

Soğutma sistemi elemanlarının tasarımını ve modellenmesinde sistem kapasitesi, çalışma basıncı ve sıcaklığı, sistemde kullanılacak akışkan çiftlerinin özellikleri önemli rol oynar. Şekil 8.1 ve Şekil 8.2 de Su Lityum Bromür ve Amonyak Su akışkan çiftli soğutma sistemlerinin sistem şartlarını içeren örnek tasarımları görülmektedir.

Bu bölümde sistem elemanları olan absorber, jeneratör, rektifier, genişleme valfi, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı modelleri tasarımı ve özellikleri hakkında bilgi verilmekte ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan helisel sarmal ısı değiştirici tasarımı ile ilgili formüller tanımlanarak örnek model için bir helisel sarmal ısı değiştiricisi hesabı ve tasarımı yapılmıştır.



Şekil 8.1.LiBr / Su Absorpsiyonlu soğutma sisteminin örnek çalışma şartları(World Energy Co, 2011)

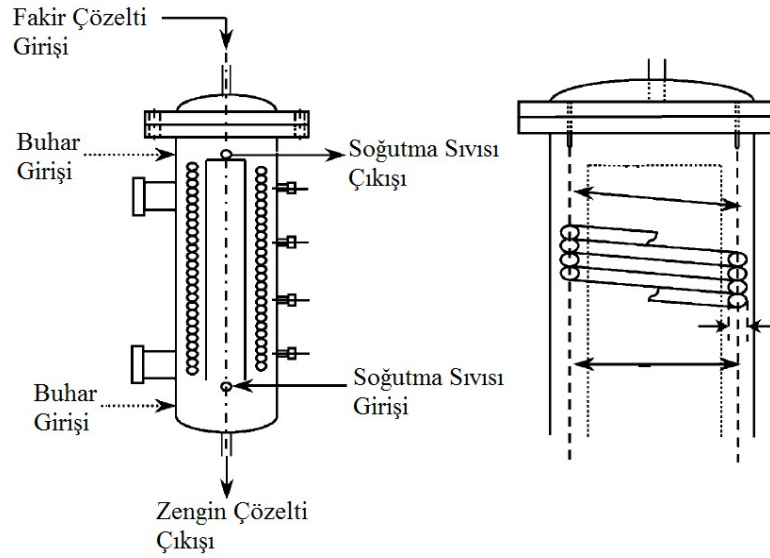


Şekil 8.2. Amonyak / Su Absorbsiyonlu soğutma sisteminin örnek çalışma şartları (Robur, 2014)

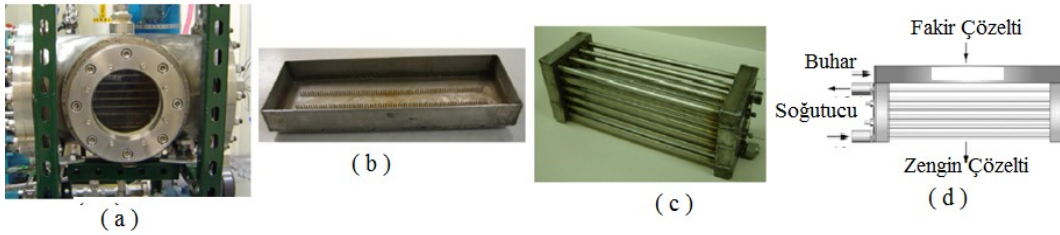
### 8.1. Absorber ve Tasarımı

Absorber, sistemde dolaşan amonyak buharının buharlaştırıcıdan dönmesiyle jeneratörden dönen amonyak bakımından fakir olan çözeltinin homojen olarak karışmasını sağlayan bir ünedir. Buharlaştırıcıdan gelen amonyak buharı absorberde soğurulurken, serbest kalan soğurma (çözülme) entalpisinin uzaklaştırılması gereklidir çünkü absorberde düşük sıcaklıklarda soğurma kabiliyeti daha fazladır. Absorberde bulunan amonyakça fakir çözeltinin, buharlaştırıcıdan çıkan amonyak buharını sürekli olarak soğurmasıyla, buharlaştırıcı basıncının yükselmesi önlenir. Amonyak buharının absorpsiyonuyla çözeltideki amonyak konsantrasyonu artarak absorber sıcaklık ve basıncında, absorberden doymun halde çıkar.

Absorberler genel olarak spiral gövde borulu yada çapraz akışlı eşanjörler şeklinde tasarlanır. Şekil 8.3 de örnek absorber modeli, Şekil 8.4 te ise montajlıdetay görünümü gösterilmiştir.



Şekil 8.3. Örnek Absorber Modelinin Şematik Görünümü (Kwon, 2004)



Şekil 8.4. Montajlanmış ve Detaylı Absorber Modeli

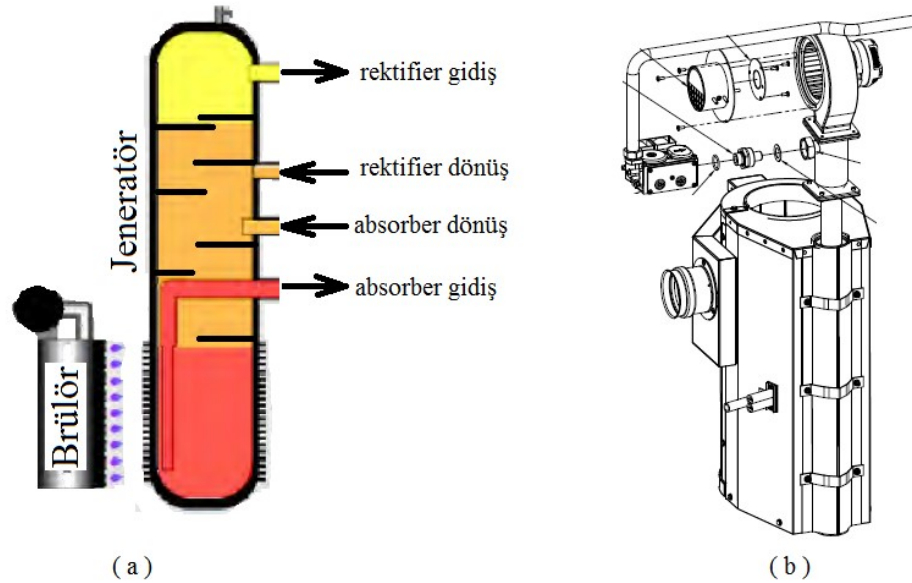
- a) Gruplanmış absorpsiyon ünitesi, b) Çözelti dağıtıcı, c) Boru demeti d) Boru demeti detayı (Lee, 2011)

## 8.2. Jeneratör ve Tasarımı

Jeneratörler sistemde soğutucu akışkanın ısıtılması suretiyle buharlaşmasını sağlayan ünitelerdir.

Jeneratörler sistemde ısı kaynağı olarak kullanıldığı için kullanım şartlarına göre gaz yakıtlı, sıcak su / buhar beslemeli, egzoz gazı beslemeli, güneş enerjisi beslemeli olarak tasarlanabilir.

Jeneratörler, genel olarak dış taraftan kanatlı, dikey tanklardır. İçten yükselen meydana gelmiş buhar ve azalan zayıf absorber arasında yakın karşı akış teması meydana getirmek için bir çözücü plaka sistemi vardır.



Şekil 8.5. Örnek Jeneratör Modeli (Robur, 2014)

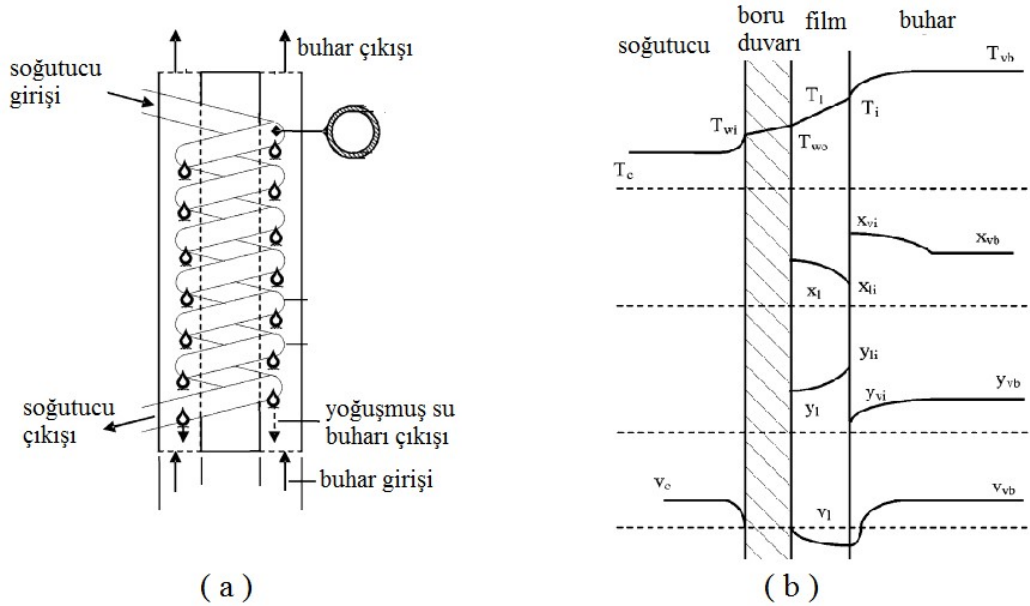
Şekilde 8.5, Gaz yakıtlı jeneratör; a) yakma ünitesi b) Demonte edilmiş jeneratör grubu nu göstermektedir.

### 8.3. Rektifier Modeli

Rektifier, jeneratörden çıktıktan sonra içinde bir miktar su buharı içeren amonyak buharının su buharından kurtularak saflaştırılması işlemi için kullanılır. Buhar soğutulularak içerdiği su buharı önemsiz bir miktara kadar azaltılmaktadır.

Rektifier, zayıf absorbenti çözelti pompasından, çözeltiyle soğutulan absorber ve jeneratöre götüren bir spiral bobin içerir. Yapı itibariyle helisel sarmal ısı değiştiricilerine benzemektedirler.





Şekil 8.6. Örnek Rektifier Modeli

Şekil 8.6 da bulunan örnek rektifier modelinde a) Helisel sarmal rektifier b) Laminar akış altında rektifikasyon prosesindeki sıcaklık, konsantrasyon, hız profilleri (Seara, 2003) gösterilmektedir.

#### 8.4. Genleşme Valfi Modeli

Absorbsiyonlu soğutma çevrimi yüksek basınç ve alçak basınç olmak üzere ikiye ayrılabilir. Çevrimde yüksek basınçtan alçak basınca iniş işlemi genişleme valfi sayesinde yapılır. Genleşme valfi bunun yanı sıra buharlaştırıcıya gönderilecek olan akışkan miktarını da ayarlar. Özetle Genleşme valfi, soğutma sisteminin yük gereksinimine göre, soğutucu akışkanın akışını başlatan, durduran ve modüle eden soğutma kontrol ekipmanıdır. Genleşme valflerinden verimli şekilde faydalanabilmek için, sistem yabancı maddelerden, aşırı nemden ve korozyondan korunmalıdır.

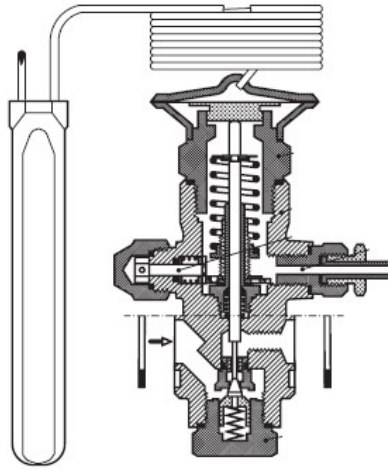
Genleşme valfleri çalışma şekillerine göre dört başlıkta toplanabilir.

-Elektronik Genleşme Valfleri; Günümüzde, bu tip genişleme valfleri yaygın olarak kullanılmaya başlamıştır. Elektronik genişleme valflerini, Isı-motor kontrollü, Elektromagnetik modülasyonlu, Pulse (darbe) modülasyonlu (on-off), Adım-motor kontrollü olmak üzere 4 şekilde sınıflandırabiliriz.

- Sabit Basıncılı Genleşme Valfleri; Bu tip genleşme valfleri soğutma sistemlerinde ilk kullanılan genleşme valfleridir. Sabit basınçlı genleşme valfleri, buharlaştırıcıya girmesi gereken soğutucu akışkan miktarını, buharlaştırıcı veya valf çıkış basıncına göre belirler.

-Termostatik Genleşme Valfleri; Bu tip valflerde, buharlaştırıcıya girmesi gereken soğutucu akışkan miktarı, buharlaştırıcıyı terk eden soğutucu akışkanın kızgınlık (superheat) sıcaklığına göre belirler. Şekil 8.7 de örnek bir genleşme valfi modeli verilmiştir.

-Kılcal borular ise en basit ve en az arıza yapan valflerdir. Önceden belirlenmiş net soğutucu miktarları için imal edilirler ve belirli bir basınç düşümü sağlarlar.



Şekil 8.7. Amonyak Termostatik genleşme valfi, Danfoss Tea 20 / Tea 85  
( Danfoss, 2005)

### 8.5. Yoğuşturucu ve Buharlaştırıcı Modeli

Absorbsiyonlu soğutma sisteminde jeneratörde buharlaşma sırasında ilave olunan ısının sistemden alınması yoğuşturucuda yapılır. Böylece soğutucu sıvı hale gelerek basınçlandırılır ve tekrar genişletilerek buharlaştırıcıdan ısı alacak duruma getirilir.

Buharın bir yüzeyde yoğuşması, yüzeyin vasıflarına bağlı olarak damla veya film oluşumu şeklinde oluşur. Damla oluşumu ile yoğuşma durumunda çok daha yüksek ısı geçirgenlik katsayıları sağlanabilmekte ve bu tercih edilmekte ise de uygulamada soğutucu özellikleri ve yoğuşturucu imalatının ekonomik faktörlerle sınırlanmaları nedeniyle ancak film tarzı yoğuşma ve az ölçüde de damla oluşumu ile yoğuşma birlikte olmaktadır.

Soğutma sisteminde yoğuşturucu kanatlı borulu ısı değiştiricisi olarak hava ile soğutmalı ya da helisel sarmal ısı değiştiricisi olarak seçilebilir.

Buharlaştırıcı, sıvı haldeki soğutucu akışkanın ortam ısısını alarak buharlaştığı kısımdır. Buharlaştırıcıdaki düşük basınç nedeniyle sıvı haldeki soğutucu, çevresinden ısı alarak gaz haline geçer. Buharlaştırıcıdaki basınç bir genleşme valfi ile kontrol altında tutulur.

Buharlaştırıcının yapısı soğutucu akışkanın iyi ve çabuk buharlaşmasını sağlayacak, soğutulan maddenin ısısını iyi bir ısı geçişi sağlayarak, yüksek bir verimle alacak ve soğutucunun giriş ve çıkıştaki basınç farkını, kayıpları asgari seviyede tutacak tarzda dizayn edilmelidir.

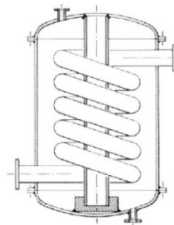
Soğutma sisteminde buharlaştırıcı genel olarak i içe ters akışlı boru tipi şeklinde su soğutmalı olarak seçilir.

### 8.6. Diğer ısı Değiştiriciler

Sistemde kullanılan diğer ısı değiştiriciler jeneratörden çıkan amonyak bakımından fakir olan özeltiliyi ön soğutma yapmak amacıyla ve yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkana ön soğutma yapmak amacıyla kullanılır.

Sistemdeki ısı değiştiriciler genel olarak şekil 8.8 de gösterilen helisel sarmal model olarak seçilir.

### 8.7. Helisel Sarmal ısı Değiştiricisi ve Tasarımı



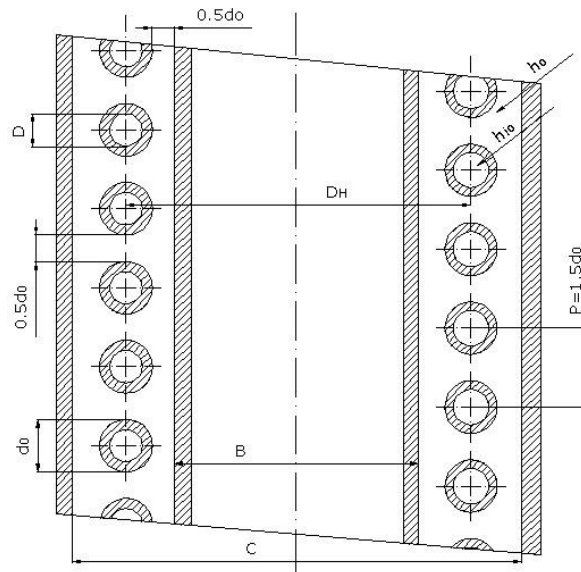
şekil 8.8. Helisel Sarmal ısı Değiştiricisi (Patil, 1982)

Çift borulu ısı eşanjörleri çoğu küçük ve orta ısı kaynaklarında sürekli olarak kullanılmaktadır ancak Helisel sarmal ısı eşanjörleri (HCHE) şu durumlarda daha iyi bir seçimdir;

-Sistemde hacim limiti varsa ve düz boru uzunluğu yetersiz ise,

-Laminar akış ve düşük miktarda akışlarda borulu eşanjörler düşük ısı iletimi katsayısı sebebi ile ekonomik olmaktan çıkarlar

-Akışkandaki basınç kaybı limitli ise (diğer proses ekipmanlarındaki akışından dolayı)



Şekil 8.9. Helisel Sarmal Isı Değiştiricisi Kesit Görünümü(Patil, 1982)

HCHE iki eşmerkezli silindirin halka şeklinde bir kısım oluşacak şekilde birleştirilmesi ile oluşur. Sarmal ve halkanın içindeki akışkan akışı neticesinde sarmal duvarında ısı transferi oluşur. Silindirin ölçülerini halkanın içinden akan akışkanın ısı iletim gereksinimleri belirler. Modellenen ısı değiştirici detay ve ölçü gösterimi Şekil 8.9 da verilmiştir.

### 8.7.1. Tasarım yöntemi

Halka duvarları ve sarmal arasındaki minimum açıklık ve sarmalın iki ardışık dönüşü arasındaki açıklık eşit olmalıdır. Bu durumda tüm açıklıklar  $d0/2$  olarak alınır.

Adım (p) iki ardışık sarmal dönüşünün merkezden merkeze olan ölçüsü olup  $1,5d_0$  dir. Ortalama akışkan hızının aynı olduğu varsayılarak akışkanın kütleli hızı  $G_g$ , helis ve silindir duvarının arasındaki açıklığa bağlı olarak hesaplanır. (Patil, 1982)

### 8.7.2. Isı iletim katsayısının tanımlanması

Sarmal ve halkadaki ısı iletim katsayısının hesaplanabilmesi için aşağıdaki parametrelerin bilinmesi gerekmektedir.

Sarmal uzunluğu : N dönüş yapan bir sarmalın uzunluğu;

r spiral çapı ve p spiraller arası mesafe olmak üzere

$$L = N \sqrt{\sqrt{(2\pi r)^2 + p^2}} \quad (8.1)$$

şeklinde hesaplanır.

Sarmal hacmi  $V_c$  :

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4}\right) d_0^2 L \quad (8.2)$$

ve halka hacmi  $V_a$ :

$$V_a = \left(\frac{\pi}{4}\right) (C^2 - B^2) p N \quad (8.3)$$

olacağından akışkanın halkadaki akabileceği hacim  $V_f$ :

$$V_f = V_a - V_c \quad (8.4)$$

olacaktır.

Sarmal tüpün kabuk tarafı eşdeğer çapı  $D_e$

$$D_e = 4V_f / \pi d_0 L \quad (8.5)$$

denklemleriyle hesaplanır.

Halkadaki ısı transfer katsayısı  $h_0$

Reynolds sayısı  $N_{Re}$  50 ile 10000 arasında ise;

$$\frac{h_0 D_e}{k} = 0,6 N_{Re}^{0,5} N_{Pr}^{0,31} \quad (8.6)$$

Reynolds sayısı  $N_{Re}$  10000 in üzerinde ise

$$\frac{h_0 D_e}{k} = 0,36 N_{Re}^{0,55} N_{Pr}^{\frac{1}{3}} (\mu/\mu_v)^{0,14} \quad (8.7)$$

şekildeki iki denklemle hesaplanabilir.

Sarmal içindeki akışkan akışının ısı transfer katsayısı  $h_{i0}$  genel yöntemlerle belirlenebilir. Sarmal iç çapına bağlı olarak ısı transfer katsayısı  $h_i$  düz boru metodu

kullanılarak yada Sieder-Tate veya Colburn faktörü kullanılarak ( $j_h ve N_{Re}$ ) elde edilir. Daha sonra  $h_{ic}$  yi elde etmek için  $h_i(1+3,5(D/D_h))$  ile çarpılarak sarmal tüp için düzeltilir. Sarmalın dış çapa bağlı olarak katsayısı  $h_{i0}$  aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$h_{i0} = h_{ic}(D/d_0) \quad (8.8)$$

Toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki şekilde verilir.

$$1/U = 1/h_0 + \frac{1}{h_{i0}} + \frac{x}{k_c} + R_t + R_a \quad (8.9)$$

Gerekli yüzey alanı;

$$A = Q/U\Delta t_c \quad (8.10)$$

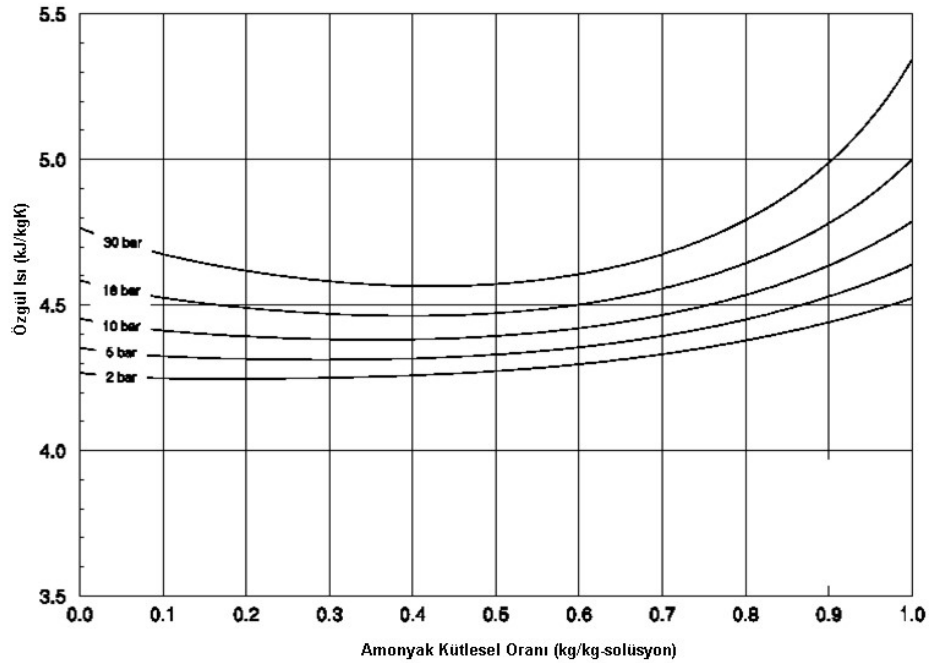
Sarmal dönüş sayısının hesaplanması;

Alan hesaplaması yaparken  $A = \pi d_0 L$  olarak aldığımız için ve L değerini N cinsinden belirttiğimiz için sarmal dönüş sayısını aşağıdaki şekilde yazabiliriz. Gerçek dönüş sayısı ise en yakın tamsayıya yuvarlayarak oluşturulur.

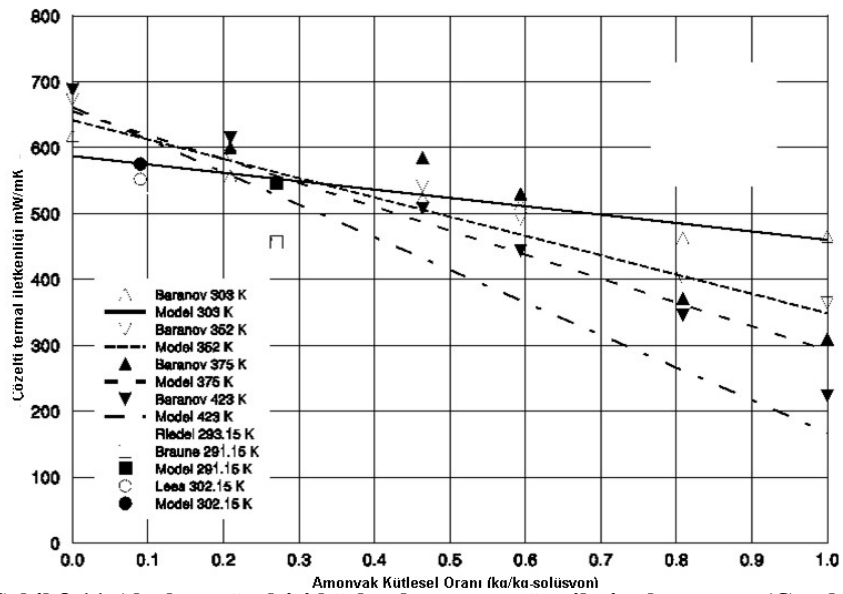
$$N = A/\pi d_0 \left(\frac{L}{N}\right) \quad (8.11)$$

### 8.7.3. Akışkan çiftinin fiziksel özellikleri

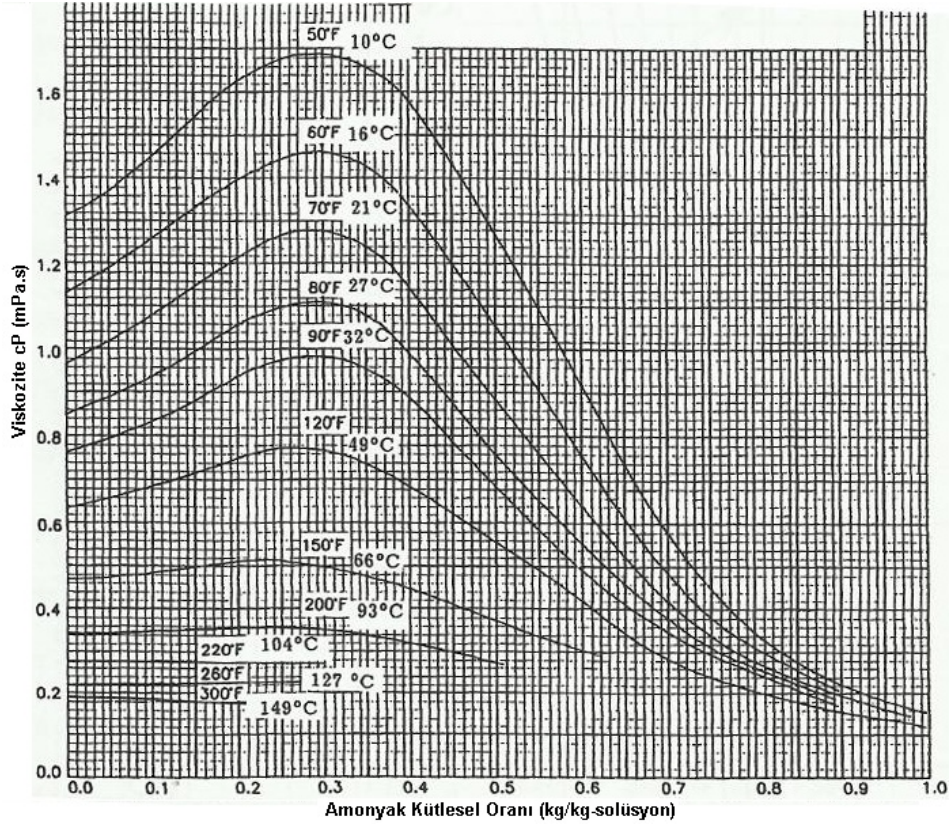
Sistemde dolaşan akışkanın amonyak oranı ( $x_i$  (kg/kgso1) )sistem elemanları giriş ve çıkışlarında farklılık göstermektedir. Bu bağlamda fiziksel özelliklerin hesaplanmasında amonyak-su karışımı için tablo ve formüllerden yararlanılacaktır. Akışkan çözeltisi özgül ısısı, ısı iletim katsayısı ve viskozitesini sırası ile Şekil 8.10, Şekil 8.11 ve Şekil 8.12 de gösterilmektedir.



Şekil 8.10. Akışkan çözeltisinin basınca ve kütleli oranına göre özgül ısı (Conde Engineering, 2004)



Şekil 8.11. Akışkan çözeltisi kütleli oranına göre iletim katsayısı (Conde Engineering, 2004)



Şekil 8.12. Akışkan çözeltisi kütleli oranı ve sıcaklığına göre viskozitesi (Herold, 1996)

#### 8.7.4. Örnek modelin fiziksel özellikleri

Termodinamik hesaplamalar sonucu ve yukarıda verilen grafiklerden akışkan fiziksel özellikleri Çizelge 8.1de toplanmıştır.



**Çizelge8.1. Akışkanların fiziksel özellikler**

Özellik	sarmal/spiral boru	kabuk/ dış boru
	A akışkanı (4-5 noktası)	B akışkanı (2-3 noktası)
x (kütleli oran)	0,3446	0,4446
P (kPa)	1666	1666
Cp (kJ/kgK)	4,45	4,45
k (W/mK)	0,54	0,52
Viskozite $\mu$ mPas	0,38	0,42
Viskozite kg/mh	1,3678	1,5118
Yoğunluk kg/m <sup>3</sup>	1000	1000
Giriş sıcaklığı	116,37	42,94
Çıkış Sıcaklığı	58,1	92,17
Akış Miktarı kg/h	608,5	720

**8.7.5. Isı değiştirici boyutlandırılması**

Isı değiştiricisi malzemelerinin tamamı AISI 304 kalite paslanmaz çelikten seçilmiş olup ;

- Gövde malzemesi iç çapı 379 mm (16'') ,
- Spiral boru dış çapı 26,67 mm (3/4'') ,
- İç boru dış çapı 273,05 mm (10'') olarak modelleme yapılmıştır.

Buna göre belirtilen değerler Çizelge 8.2 de toplanmıştır.

**Çizelge8.2. Boru ölçüleri**

$d_o$ (m)	D(m)	$D_H$ (m)	B(m)	C(m)
0,0266	0,0209	0,3262	0,273	0,3794
r(m)	p(m)	$D_{H1}$ (m)	$D_{H2}$ (m)	
0,1631	0,040	0,2966	0,3528	

**8.7.6. Hesaplamalar**

Boru uzunluğu (8.1) nolu denklemde veriler yerine koyularak;

$$L = N \sqrt{(2\pi \cdot 0,1631)^2 + 0,04^2} = 1,0255N$$

Dönüş sayısı olan N ısı transfer alanı hesaplandıktan sonra bulunur.

Sarmal hacminin bulunması (8.2) nolu denklem ile gerçekleştirilir.

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4}\right) 0,0266^2 L = 0,00057N$$

Halka hacminin bulunması (8.3) nolu denklem ile

$$V_a = \left(\frac{\pi}{4}\right) 0,3794^2 - 0,273^2) 0,040N = 0,002181N \text{ olarak bulunur.}$$

Dış Borudan geçen B akışkanının akabileceği hacim (7.54) nolu denklem ile

$$V_f = 0,002181N - 0,00057N = 0,001611N \text{ olarak bulunur.}$$

Sarmal tüp kabuk tarafı eşdeğer çapı (8.5) nolu denklem yardımıyla

$$D_e = 4 * \frac{0,001611N}{\pi * 0,0266 * 1,0255N} = 0,075197 \text{ m olarak bulunur.}$$

Akışkan kütleli hız aşağıdaki denklem ile

$$G_s = M / \left(\left(\frac{\pi}{4}\right) ((C^2 - B^2) - (D_{H2}^2 - D_{H1}^2))\right) \quad (8.12)$$

$$G_s = 720 / \left(\left(\frac{\pi}{4}\right) ((0,069415^2 - 0,034708^2) - (0,3528^2 - 0,2996^2))\right) = 26413,74$$

kg/m<sup>2</sup>h olarak bulunur.

B akışkanı için Reynolds Sayısı;

$$N_{Re} = DG / \mu = 0,075197 * 26413,74 / 1,5118 = 1313 \text{ olarak bulunur}$$

50 < N<sub>Re</sub> < 10000 olduğundan taşınım katsayısını (8.6) nolu denklem yardımı ile bulabiliriz.

$$\frac{h_0 * 0,075197}{0,52} = 0,6 * 1313^{0,5} \left(4,45 * \frac{1,5118}{0,52}\right)^{0,31}$$

buradan  $h_0 = 223,49 \frac{W}{m^2K}$  bulunur.

Spiral boru içindeki taşınım katsayısının hesaplanması

$$\text{Akışkan hızı } u = q / A_f \text{ ve } A_f = \frac{\pi D^2}{4} \text{ denkleminde } A_f = \frac{\pi \cdot 0,0209^2}{4} = 0,00034306 m^2 \text{ ve}$$

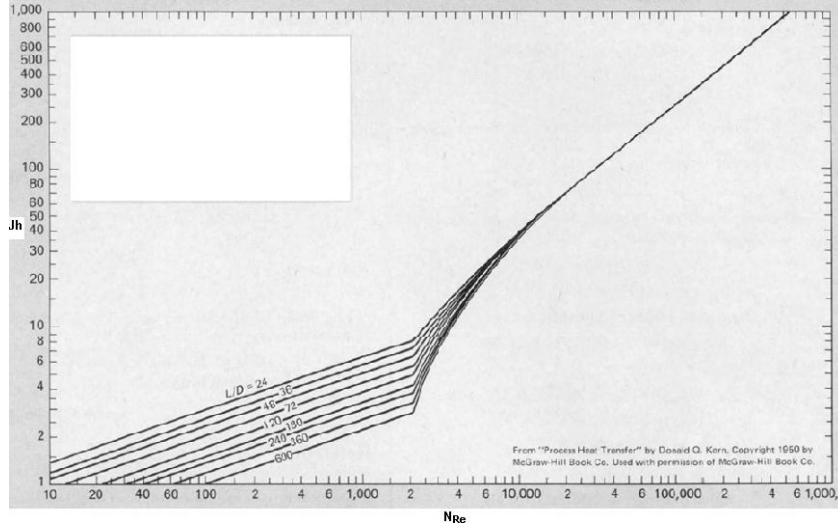
$$q = M / \rho = (608,5 \text{ kg/h}) / (1000 \text{ kg/m}^3) = 0,6085 m^3/h \text{ ile}$$

$$u = 0,6085 / 0,00034306 = 1773,74 \text{ m/h olarak bulunur.}$$

Reynolds sayısı

$$N_{Re} = Du / \mu = 0,0209 * 1773,74 * 1000 / 1,3678 = 27102,76 \text{ olarak bulunur.}$$

Burada N<sub>Re</sub> = 27102,76 için Şekil 8.13 yardımı ile Jh = 92 olarak bulunur.



Şekil 8.13.Reynolds sayısına göre Colburn Faktörü (Kern, 1950)

Spiral boru içi taşınım katsayısının bulunması

$$h_i = j_H (k/D) N_{Pr}^{1/3} \quad (8.13)$$

$$h_i = 92 * (0,54/0,0209) (4,45 * 1,3678/0,54) \text{ buradan } h_i = 3518 \frac{W}{m^2K} \text{ bulunur.}$$

Bu değer düz boru için olup spiral boru için düzeltilmiş hali

$$h_{ic} = h_i (1 + 3,5(D/D_h)) = 3518 * (1 + 3,5(0,0209/0,3262)) = 4306,9 \frac{W}{m^2K}$$

bulunur.

Toplam ısı transfer katsayısının çıkarılması

Spiral et kalınlığı  $x_a = (d_o - D)/2$  den  $x_a = 0,000285$  bulunur.

Kirlilik faktörü seçimi

Kirlilik faktörü boyler soğutucu suyu özelliği alınarak  $0,0002 \text{ m}^2K/W$  olarak seçilmiştir.

Paslanmaz çelik ısı iletim katsayısı AISI 304 e göre  $16,6 \frac{W}{mK}$  olarak seçilmiştir.

Toplam ısı transfer katsayısı (8.9) nolu denklem uyarınca

$$1/U = 1/223,49 + \frac{1}{4306,9} + \frac{0,00285}{16,6} + 0,0002 + 0,0002 \text{ den } U = 112,633 \frac{W}{m^2K} \text{ olarak}$$

bulunur.

LMTD metodu

Logaritmik ortalama genel ifade ile giriş ve çıkış noktaları arasındaki sıcaklık farklarının, birbirlerine bölümlerinin logaritmalarına oranıdır. Bu ifade ısı değiştiricideki sıcaklık ölçüm noktalarına göre aşağıdaki şekilde düzenlenebilir.

$$\Delta t_{lm} = \frac{(T_4 - T_2) - (T_3 - T_5)}{\ln\left(\frac{T_4 - T_2}{T_3 - T_5}\right)} \quad (8.14)$$

$$\text{Ohalde } \Delta t_{lm} = \frac{(116 - 42) - (92 - 58)}{\ln\left(\frac{11}{92 - 58}\right)} = 51,94^\circ\text{C bulunur.}$$

Düzeltilme faktörü 0,99 olarak alınarak  $\Delta t_c = 51,94 * 0,99 = 51,4^\circ\text{C}$  bulunur.

Isıl Yük hesabı

$Q = m * c_p * \Delta t_c$  formülünden  $Q = 608,5 * 4,45 * (389 - 331) * 0,2777 = 43,46$  kW olarak bulunur.

$$Q = u * A * \Delta t_c \text{ buradan } A = 43460 / (112 * 58) \text{ } A = 6,69 \text{ m}^2 \text{ olarak bulunur.}$$

Sarmal dönüş sayısı

$$\text{Denklem (8.11) e göre } N = 6,69 / (3,1415 * 0,0266 * 1,0255) \text{ } N = 78,06$$

O halde net sarmal dönüş sayısı  $n = 79$  olarak bulunur.

Silindir yüksekliği 79 dönüşe göre;

$$H = 79 * 0,040 + 0,0266 = 3,18 \text{ m olarak bulunur.}$$

### 8.7.7. Sonuç

Absorbsiyonlu soğutma ünitesi için çözelti ısı değiştiricisine boyutsal hesaplamalar yapılmış ve tasarım çıktıları olarak sistemin ihtiyacını karşılayacak bir model oluşturulmuştur. Kullanılacak paslanmaz boru ölçülerinde değişiklik yapılarak optimum tasarım örnek uygulama ile aynı çözüm yolundan giderek bulunabilir.

## 9. BULGULAR VE TARTIŞMA

Soğutma sistemindeki elemanlaranalitik olarak modellenerek S.A. Adewusi nin yapmış olduğu tek etkili amonyak su akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sisteminin termodinamik analiz ve sistem parametreleri ile bu çalışmada örnek model olarak alınıp hesaplamalar yapılmış ve hesaplamaların doğruluğu kontrol edilmiştir, bu sayede hesaplanmış olan örnek proje nin doğruluğu hakkında değerlendirme yapılabilmektedir. Sistem ve elemanları için ekserji analizleri yapılarak sistem verimliliği ve tersinmezlikler değerlendirilmiştir. Çalışma sonuçları ilgili bölüm sonlarında tablolar halinde özetlenmiştir.

Örnek projede yapılan hesaplamalar sonucunda yoğuşturucu ısı iletim hızı 35 kW, buharlaştırıcı ısı iletim hızı 39 kW bulunmuştur, bu bağlamda sistem belirtilen (3-4 dairesel) ev tipi sistemlerde uygulanabilir. Sistemin performans katsayısı 0,69 olarak hesaplanmış olup tek etkili bir absorpsiyonlu soğutma sistemi için ideal ve daha önce konu ile ilgili yapılmış deneysel ve teorik çalışmalara göre üst sınıra yakındır. Tek dairesel uygulamalarda sistemdeki kütle akış miktarı ve sıcaklık değerleri ile değişiklik yaparak daha düşük kapasiteli çevrimler elde edilebilir fakat kütle akış miktarı ve sıcaklık değerlerinin değiştirilmesi dolayısı ile performans katsayısının düşmesi söz konusu olabilir.

Sistem elemanlarının tasarımında örnek model kullanılarak ya da ilgili elemanların verimlilik değerleri, sistem sıcaklıkları değiştirilerek optimum tasarım yapılabilir.

## 10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada ilk olarak genel soğutma sistemleri ve absorpsiyonlu soğutma sistemleri hakkında bilgi verilmiş, sistemde kullanılan elemanlar ve bu elemanların çalışma prensipleri hakkında detaylı açıklama yapılmıştır.

Bu çalışmada günümüz şartlarında ev, konut, villa gibi bireysel uygulamalarda kullanılabilecek bir sistem için belirtilen şartlarda çözüm yapılmıştır. Tek dairesel uygulamalarda sistemdeki kütle akış miktarı ve sıcaklık değerleri ile değişiklik yaparak daha düşük kapasiteli çevrimler elde edilebileceği tespit edilmiştir.

Absorpsiyonlu soğutma ünitesi tasarımı için sistem elemanları hakkında tasarım için gerekli bilgiler verilerek yaygın olarak kullanılan helisel sarmal ısı değiştiricisi çözelti ısı değiştiricisi olarak anılmış, boyutsal hesaplamalar yapılmış ve tasarım çıktısı olarak sistemin ihtiyacını karşılayacak bir model oluşturulmuştur.

Yapılan bir çok çalışma göstermiştir ki soğutulmak istenen binalarda güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile %50 ye kadar birincil enerjinin kullanımında tasarruf sağlanabilmektedir. (Marc, 2012) Fakat sistem, bileşenleri, tasarımı, kontrol ve uygulama yöntemleri güvenilir olmalıdır. Bu yüzden enerji performansı değerlendirilirken ilk kurulum maliyetleri, bakım periyodları, sistem performansının sürekliliği de göz önünde bulundurulmalıdır. Halihazırda kullanılmakta olan absorpsiyonlu sistemler için ise sistemdeki gerçek şartlar bu çalışmada verilen model ile benzetim yapılarak değerlendirilebilir. Bu sayede sistem veya elemanlarının gerçekte olması gereken performansları incelenerek sağlıklı çalışıp çalışmadığı veya sistemde arıza yapan eleman ya da elemanlar tespit edilebilir. Aynı şekilde sistemde performans kaybı yok ise bakım periyodu uzatılarak bakım maliyetleri azaltılabilir.

## KAYNAKLAR DİZİNİ

- Adewusi S.A., Zubair S. M., 2004, Second law based thermodynamic analysis of ammonia–water absorption systems, *Energy Conversion and Management* Volume 45, Issues 15-16, 2355-2369
- Bilgen E., Takahashi H., 2002, Exergy analysis and experimental study of heat pump systems'', *Exergy, an International Journal* 2 259
- Boer D., 2005, Exergy and Structural Analysis of an Absorption Cooling Cycle and the Effect of Efficiency Parameters, *Int. J. of Thermodynamics* ISSN 1301-9724 Vol. 8 (No. 4), pp. 191-198
- Boudéhenn F., 2012, Development of a 5 kW cooling capacity ammonia-water absorption chiller for solar cooling applications, *Energy Procedia* 30, 35 – 43
- Chua H.T., 2002, Thermodynamic modeling of an ammonia–water absorption chiller, *International Journal of Refrigeration* 25 896–906
- Conde Engineering M., 2004, Zurich Thermophysical Properties Of NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O solutions
- Danfoss, 2005, Thermostatic expansion valves for ammonia Type TEA © Danfoss A/S (RC-CMS/MWA), 01
- Dereje S. A., 2012, Steady-state operational degrees of freedom in absorption chillers and heat pumps: Methodology and case study, *International Journal Of Refrigeration* 35
- Du S., 2012, Experimental studies on an air-cooled two-stage NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O solar absorption air-conditioning prototype, *Energy* 45 581e587
- Eicker U., 2003, *Solar Technologies for Buildings*, Wiley, İngiltere
- Ezzine N. B., Barhoumi M., 2004, Solar cooling with the absorption principle: first and Second Law analysis of an ammonia—water double-generator absorption chiller, *Desalination* Volume 168, 137-144
- García N., 2011, On the pressure drop in Plate Heat Exchangers used as desorbers in absorption chillers, *Energy Conversion and Management* 52 1520–1525
- Grossman G., 1995, Simulation and Performance Analysis of an Ammonia-Water Absorption Heat Pump Based on the Generator-Absorber Heat Exchange (GAX) Cycle, *ASHRAE Symposium Chicago, Illinois* January 28 - February 1

**KAYNAKLAR DİZİNİ (Devam)**

- Herold K. E., 1996, Absorption Chillers and Heat Pumps
- Jawahar C.P., 2011, Experimental studies on air-cooled NH<sub>3</sub>H<sub>2</sub>O based modified gax absorption cooling system, International Journal Of Refrigeration 34 658e666
- Keçeciler A., 2000, Thermodynamic analysis of the absorption refrigeration system with geothermal energy an experimental study, Energy Conversion & Management 41 37-48
- Kern D. Q., 1950, Process Heat Transfer
- Kim B., 2007, Dynamic simulation of a single-effect ammonia-water absorption chiller, International Journal of Refrigeration 30 535e545
- Kwon K., Jeong S., 2004, International Journal of Refrigeration 27
- Lecuona A., 2009, Optimum hot water temperature for absorption solar cooling Solar Energy 83 1806–1814
- Lee S., 2011, Measurement of absorption rates in horizontal-tube falling-film ammonia-water absorbers, International Journal Of Refrigeration 35, 613 e 632
- Lostec B. L., 2012, Experimental study of an ammonia-water absorption chiller, International Journal Of Refrigeration 35, 2275e2286
- Marc O., 2012, Assessing performance and controlling operating conditions of a solar driven absorption chiller using simplified numerical models, Solar Energy 86 2231–2239
- Martinez D. E., 2010, Performance analysis of absorption chillers using data reconciliation'' ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis ESDA2010
- Myat A., Thu K., 2011, A second law analysis and entropy generation minimization of an absorbtion chiller, Applied Thermal Engineering 31, 2405e2413
- Parka C. W., 2008, Performance analysis of ammonia absorption GAX cycle for combined cooling and hot water supply modes, International Journal Of Refrigeration 31 727–733



### KAYNAKLAR DİZİNİ (Devam)

- Patil K., 1982, Designing A Helical Coil Heat Exchanger , Rathi Industrial Equipment, Chemical Engineering
- Patek, J., Klomfar J., 1995, Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system, Int. Jou. Of Refr. 18, 228-234
- Pratihari A. K., 2012 Performance evaluation of a small capacity compression absorption, Applied Thermal Engineering 42, 41e48
- Seara J. F., 2003, International Journal of Thermal Sciences 42, 783–794
- Sieres J., 2007, Experimental investigation of mass transfer performance with some random packings for ammonia rectification in ammonia–water absorption refrigeration systems, International Journal of Thermal Sciences 46 699–706
- Sun D. W., 1996, 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 Convers.Mgmt, 39, 357-368
- Şencan A., 2004, Atık Isı İle Çalışan Absorbsiyonlu Sistemlerin Modellemesi, ekserji Analizi Ve Optimizasyonu, Doktora Tezi Makina Mühendisliği ABD. Isparta
- Yüncü H., 2010, Ekserji Analizi , Odtü Yayıncılık
- Zinet M., 2012, A numerical model for the dynamic simulation of a recirculation single-effect absorption chiller, Energy Conversion and Management
- World Energy Co. Ltd. , 2011, 02, Catalog We Abs Gen 1102-00
- Anonim, 2014, [http://www.robur.com/documenti\\_prodotto/ROBUR\\_ABSO\\_EN\\_2013\\_07-20140827095110.pdf](http://www.robur.com/documenti_prodotto/ROBUR_ABSO_EN_2013_07-20140827095110.pdf),  
[http://www.roburcorp.com/technology/inside\\_the\\_thermodynamic\\_cycle](http://www.roburcorp.com/technology/inside_the_thermodynamic_cycle), erişim tarihi: 10.08.2014. technical\_dossiers/