

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HABBECİK POMPALI ABSORBSİYONLU SİSTEMLERİN TERMODİNAMİK
ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yeşim BOYLU

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HABBECİK POMPALI ABSORBSİYONLU SİSTEMLERİN TERMODİNAMİK
ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Yeşim BOYLU
503101128**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU

HAZİRAN 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101128 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Yeşim BOYLU** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **“HABBECİK POMPALI ABSORBSİYONLU SİSTEMLERİN TERMODİNAMİK ANALİZİ”** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof.Dr. Lütfullah KUDDUSİ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **03 Mayıs 2012**
Savunma Tarihi : **04 Haziran 2012**

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, habbecik pompalı absorbsiyonlu sistemler termodinamik açıdan deneysel ve analitik olarak incelenmiştir. Yüksek lisans çalışmalarını yöneten, yönlendiren, değerli görüş ve eleştirileri ile tez çalışmalarımı destekleyen çok değerli danışman hocam Sn. Prof. Dr. Seyhan UYGUR ONBAŞIOĞLU'na teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Yüksek lisans tez çalışmasının gerçekleşmesini sağlayan ve bunun için imkân ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sn. Dr. Cemil İNAN, Sn. Dr. Faruk BAYRAKTAR'a teşekkür ederim.

Çalışmanın her aşamasında bana gerekli desteklerini sunan, yüksek lisans çalışma hayatımda ve tez çalışmalarım boyunca değerli görüşleri ile bilgi ve tecrübelerini hiçbir zaman eksik etmeyen Termodinamik Teknoloji Aile Lideri Sn. Dr. Emre OĞUZ, Sn. Dr. Kemal SARIOĞLU ve Sn. Mak. Yük. Müh. Ahmet Refik ÖZDEMİR'e çok teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalar sırasında deney düzeneklerinin kurulması, devreye alınması, bu süre zarfında çıkan teknik problemlerin çözümü gibi konularda yardımlarını ve tecrübelerini esirgmeden katkıda bulunan ve emeği geçen Sn. Ercan KURTULDU, Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU olmak üzere tüm Arçelik A.Ş. Ar-Ge Termodinamik Ailesi teknisyenlerine teşekkür ederim.

Tez çalışmalarının sıkıntılı zamanlarını, beraber geçirdiğimiz keyifli anlar ve arkadaşlıklarıyla unutturan, bana her konuda destek olan Ar-Ge Termodinamik Teknoloji Ailesi ve Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi yüksek lisans çalışma arkadaşlarıma tüm içtenliğimle teşekkür ederim.

Son olarak, tüm hayatım boyunca her daim yanımda olan, bugünlere gelmemde benden maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli AİLEME en derin duygularıyla teşekkür eder, şükranlarımı sunarım.

Haziran 2012

Yeşim BOYLU
Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER	vii
KISALTMALAR	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
SEMBOL LİSTESİ	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
2. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİ	3
2.1 Sistem İçinde Kullanılan Akışkanlar.....	5
2.2 Habbecik Pompalı Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (DAR)	7
3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	11
3.1 Absorbsiyonlu Sistem Üzerine Yapılmış Çalışmalar.....	11
3.2 Amonyak-Su Çiftinin Termodinamik Özellikleri İlgili Çalışmalar	28
3.2.1 Kaynama ve yoğunlaşma sıcaklık bağıntıları	28
3.2.2 Entalpi bağıntıları.....	31
3.2.3 Özgül hacim bağıntıları.....	38
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	43
4.1 Deneysel Çalışmaların Üzerinde Gerçekleştirdiği Mini Bar Sistemi.....	43
4.2 Deney Düzenegi	45
4.3 Deneyin Uygulanmasındaki Aşamalar	48
4.3.1 Sistem basıncı	52
4.3.2 Şarj edilen karışımdaki amonyak derişikliği.....	53
4.4 Belirsizlik Analizi	54
4.5 Deneysel Çalışma Sonuçları.....	57
5. TERMODİNAMİK ANALİZ ÇALIŞMASI.....	63
5.1 Analiz Modelinin Kurulma Aşaması.....	63
5.1.1 Sistemin termodinamik analizi.....	63
5.1.1.1 Kaynatıcı ve saflaştırıcı analizi	72
5.1.1.2 Yoğuşturucu analizi	74
5.1.1.3 Buharlaştırıcı analizi	74
5.1.1.4 Sıvı ısı değıştiricisi analizi	75
5.1.1.5 Soğurucu analizi.....	75
5.1.2 Termodinamik analiz sonuçları.....	76
5.2 Modelin Doğrulanması.....	82
6. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ VE ÖNERİLER.....	87
KAYNAKLAR	91
ÖZGEÇMİŞ.....	93

KISALTMALAR

DAR	: Diffusion Absorption Refrigeration
DMAC	: Dimetilasetamid
EMF	: Gerilim
PTX	: Pressure-Temperature-Concentration
ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Amonyanın fiziksel özellikleri [5].	6
Çizelge 2.2 : Suyun fiziksel özellikleri [6].	7
Çizelge 3.1 : Her bir soğutucu akışkanın SEK değerindeki parametreleri [11].	21
Çizelge 3.2 : (3.3) eşitliğindeki katsayılar [18].	29
Çizelge 3.3 : (3.4) eşitliğindeki katsayılar [18].	31
Çizelge 3.4 : Özgül entalpi ve özgül hacim eşitliklerindeki katsayılar [17].	40
Çizelge 3.5 : Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu katsayıları [17].	41
Çizelge 4.1 : RHL deney girdileri.	57
Çizelge 4.2 : Kabin içi ortalama sıcaklığı ve ortam arasında oluşan sıcaklık farkları ($\Delta T_o - k$).	60
Çizelge 4.3 : Farklı şarj derişiklikleri ve basınçlara bağılı olarak SEK'nın değışimi.	61
Çizelge 5.1 : Modelde kullanılan basınç, sıcaklık ve derişiklik değerleri	68
Çizelge 5.1 (devam): Modelde kullanılacak basınç, sıcaklık ve derişiklik değerleri	69
Çizelge 5.2 : Havanın atmosfer basıncında termofiziksel özellikleri [23].	73
Çizelge 5.3 : Termodinamik analiz modeline girilen şarj derişiklikleri ve basınca bağılı olarak zengin ve fakir karışım derişiklikleri.	78
Çizelge 5.4 : Termodinamik analiz sonuçları-1.	80
Çizelge 5.5 : Termodinamik analiz sonuçları-2.	81
Çizelge 5.6 : Farklı şarj derişiklikleri ve basınçlara bağılı olarak SEK'nın değışimi.	81
Çizelge 5.7 : Termodinamik analiz ve deneysel SEK sonuçlarının karşılaştırması.	82

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : (a) Absorbsiyon prosesi (b) Soğutkan ayırma prosesi [2].	3
Şekil 2.2 : İki prosten oluşan temel absorbsiyonlu soğutma çevrimi [2].	4
Şekil 2.3 : Soğurucu ve kaynatıcı kısmının ayrıntılı olarak gösterildiği absorbsiyonlu soğutma çevrimi [4].	5
Şekil 2.4 : Habbecik pompalı absorbsiyonlu sistem görünüşü [7].	8
Şekil 3.1 : Test edilen habbecik pompası düzeneğinin görünüşü [1].	12
Şekil 3.2 : Su ve hava debileri arasındaki ilişki [1].	12
Şekil 3.3 : Modelin yapıldığı absorbsiyon çevrimi (DAR) [8].	13
Şekil 3.4 : Entalpi-derişiklik diyagramı üzerinde DAR çevrimi [8].	14
Şekil 3.5 : Saf amonyak çevrimi [8].	15
Şekil 3.6 : Hidrojen ve helyum kullanılması durumunda SEK değişimi [8].	15
Şekil 3.7 : Solda DAR-1, sağda DAR-2 sistematik diyagramları [9].	16
Şekil 3.8 : DAR-1 ve DAR-2 sistemde zengin karışım derişikliği, kaynatıcı sıcaklığı ve SEK arasındaki ilişki [9].	17
Şekil 3.9 : DAR-1 ve DAR-2 sisteminde fakir karışım derişikliği, kaynatıcı sıcaklığı ve SEK arasındaki ilişki [9].	17
Şekil 3.10 : Habbecik pompası konfigürasyonu. (a) Ayrı ayrı borulu (b) Isıtıcı kısmı ayrılmış (c) İç içe borulu [10].	18
Şekil 3.11 : Detaylı kaynatıcı modeli (c) [10].	19
Şekil 3.12 : İç içe borulu modelin derişiklik-entalpi diyagramı [10].	20
Şekil 3.13 : Soğutma kapasitesi, SEK ve kaynatıcı sıcaklığı arasındaki ilişki [10].	21
Şekil 3.14 : Starace ve Pascalis (2012) yaptıkları çalışmada kullanılan absorbsiyonlu sistem görünüşü [12].	22
Şekil 3.15 : Kütlesel debi oranı, soğutkan debisi ve zengin karışım debisinin kaynatıcı sıcaklığına bağlı değişimi [12].	23
Şekil 3.16 : Kaynatıcı sıcaklığının artmasına bağlı olarak SEK değişimi [12].	23
Şekil 3.17 : Absorbsiyon sıcaklığına bağlı olarak SEK'nın değişimi [12].	24
Şekil 3.18 : a) Tıkaç akış (slug flow) b) Kabarcıklı akış (bubbly flow) c) Kesintili tıkaç akış (intermittent slug flow) [14].	24
Şekil 3.19 : Yarımay şeklindeki habbecik pompası kanal yapısı [15].	25
Şekil 3.20 : Habbecik pompası boyunca akış çiftleri ve kaynama rejimleri [15].	26
Şekil 3.21 : Test düzeneğinin görünüşü [15].	26
Şekil 3.22 : Sırasıyla basınç düşüşünün ve konsantrasyonunun basınç farklı üzerinde zamana bağlı metkisi [16].	27
Şekil 3.23 : Test düzeneğindeki ilk karışım konsantrasyonunun ve basınç düşüşünün absorbe kütle üzerindeki etkisi [16].	28
Şekil 3.24 : Basınç düşüşüne bağlı olarak absorbe olan kütle miktarı [16].	28
Şekil 4.1 : Mini bar soğutucunun sistemi dış görünüşü.	44
Şekil 4.2 : Mini bar soğutucunun iç görünüşü ve elemanları.	45
Şekil 4.3 : Deneye hazır hale getirilen sistemin görünüşü.	45
Şekil 4.4 : Sisteme şarj vermek için kullanılan şarj düzeneği	46

Şekil 4.5 : Şarj verme işlemi.	47
Şekil 4.6 : Isı odası deneylerinde gözlemlenen tipik bir sıcaklık-zaman grafiği.	48
Şekil 4.7 : Kabin ters ısı kazancı deneyinde sırasıyla kabin içine yerleştirilen termokupllar ve iç kapı kısmına yerleştirilen ısıtıcı, fan görünüşü.	49
Şekil 4.8 : Sıcaklık ve basınç ölçümü alınan ısı odası.	50
Şekil 4.9 : a) Arka kısım bağlantıları b) Kaynatıcı bölgesi izolasyon kısmı bağlantıları c) Kabin içi bağlantıları d) Buharlaştırıcı bağlantıları.	51
Şekil 4.10 : Basıncın sistem üzerinden okunduğu yerin görünüşü.	52
Şekil 4.11 : Sistem basıncının zamanla değişimi.	58
Şekil 4.12 : Basınç ve derişikliğin kabin içi ortalama sıcaklığı üzerindeki etkisi.	59
Şekil 5.1 : Sistem üzerinden alınan sıcaklık ve basınç (P1) noktaları.	64
Şekil 5.2 : Termodinamik analizi yapılan sistemin kontrol hacimlerinin görünüşü.	65
Şekil 5.3 : PTX Diyagramı [20].	66
Şekil 5.4 : Amonyak-su karışımının entalpi (h)-derişiklik(x) diyagramı [21].	67
Şekil 5.5 : Sistemdeki amonyak-su çevrimi.	70
Şekil 5.6 : Sistemdeki saf amonyak çevrimi.	71
Şekil 5.7 : Sabit basınç altında amonyak-su karışımının kaynama-yoğuşma değerlerinin kütleel derişiklik ile değişimi.	76
Şekil 5.8 : Sabit basınçta amonyak-su karışımının doymuş haldeki entalpi değerlerinin kütleel derişiklik ile değişimi.	77
Şekil 5.9 : Karışımının sıvı fazındaki özgül hacminin kütleel derişiklik ile değişimi.	78
Şekil 5.10 : 18.4 bar sistem basıncında farklı kütleel amonyak derişikliklerinin SEK üzerindeki etkisinin deneysel ve termodinamik analiz görünüşü.	83
Şekil 5.11 : Modelin akış diyagramı.	84
Şekil 5.11 (devam): Modelin akış diyagramı.	85

SEMBOL LİSTESİ

$A_{\text{kaynatıcı}}$	: Kaynatıcı izolasyonunun yüzey alanı (m^2)
c_p^l	: Sıvı fazın sabit basınçtaki özgül ısı değeri (kJ/kg K)
c_p^g	: Gaz fazın sabit basınçtaki özgül ısı değeri (kJ/kg K)
$E_{\text{gün, hesaplanan}}$	: Buharlaştırıcı tarafından çekilen günlük enerji miktarı (Wh/24h)
$E_{\text{gün, ölçülen}}$	: Isı odası testlerinde mini barın tükettiği günlük enerji miktarı (Wh/24h)
$g_{A(T,p)}^g$	: Saf A maddesinin gaz fazındaki Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu
$g_{A(T,p)}^l$	: Saf A maddesinin sıvı fazdaki Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu
$g_{e(T,p,\xi)}$	: Sıvı fazdaki karışımların Gibbs Fazla Enerji Fonksiyonu
Gr	: Grashof sayısı
$g_{(T,p,\xi)}^g$	: Mükemmel gaz karışımları için Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu
$g_{(T,p,\xi)}^l$	: İdeal sıvı karışımı için Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu
h^g	: Gaz fazındaki karışımların özgül entalpisi (kJ/kg)
h^l	: Sıvı fazdaki karışımların özgül entalpisi (kJ/kg)
L	: Karakteristik uzunluk (m)
LiBr	: Lityumbromür
$\dot{m}$	: Kütleli debi (kg/s)
NH_3	: Amonyak
Nu	: Nusselt sayısı
p	: Basınç (bar)
$P_{\text{yoğ}}$	: Yoğuşturucu basıncı (bar)
$\dot{Q}_{\text{buh}}$	: Buharlaştırıcının birim zamanda çektiği ısı miktarı (W)
$\dot{Q}_{\text{buh, deneysel}}$	: Deneysel verilerle hesaplanan buharlaştırıcının birim zamanda çektiği ısı miktarı (W)
$Q_{\text{ısıtıcı}}$	: Isıtıcı gücü (W)
$\dot{Q}_{\text{ısıtıcı+fan gücü}}$	: RHL deneyi boyunca ısıtıcı ve fan gücü (W)
$\dot{Q}_k$	: Kaynatıcıya birim zamanda geçen ısı miktarı (W)
$\dot{Q}_{\text{kayıp}}$	: Kaynatıcı kısmından birim zamanda kaybolan ısı miktarı (W)
Q_L	: Soğutulan ortamdan çekilen ısı (kJ/s)
$\dot{Q}_{\text{saf}}$	: Saflaştırıcıdan birim zamanda atılan ısı miktarı (W)
$\dot{Q}_{\text{soğ}}$	: Soğurucudan birim zamanda atılan ısı miktarı (W)
$\dot{Q}_{\text{yoğ}}$	: Yoğuşturucudan birim zamanda atılan ısı miktarı (W)
R	: Ölçülen büyüklük
Ra_L	: Rayleigh sayısı
SEK_{deneysel}	: Deneysel SEK
SEK_{SM}	: Soğutma makinesinin etkinlik katsayısı
T	: Sıcaklık (K)
T_b	: Kaynama sıcaklığı (K)
T_d	: Yoğuşma sıcaklığı (K)
v^g	: Gaz fazındaki karışımların özgül hacmi (m^3/kg)
v^l	: Sıvı fazındaki karışımların özgül hacmi (m^3/kg)

$W_{\text{pompa,g}}$	: Pompa gücü (W)
w_R	: R büyüklüğünün belirsizliği
UA	: Toplam ısı geçiş katsayısının direnç ile ilişkisi (W/K)
x	: Karışımın kütlece amonyak derişikliği
ξ	: Sıvı fazdaki karışımın kütlece amonyak miktarı
Ψ	: Buhar fazdaki karışımın kütlece amonyak miktarı
ξ_{zengin}	: Zengin karışım derişikliği
ξ_{fakir}	: Fakir karışım derişikliği
γ	: Kinematik viskozite (m^2/s)
Pr	: Prandtl sayısı
ΔT_{o-k}	: Isı odası ortamı ile mini bar kabin içi ortalama sıcaklığı arasındaki fark (K)
$\Delta T_{o-k,RHL}$	: RHL deneyi boyunca ısı odası ortamı ile mini bar kabin içi ortalama sıcaklığı arasındaki fark (K)
ΔT_{ko}	: Isı odası ortamı ile kaynatıcı izolasyon yüzey sıcaklığı arasındaki fark (K)

HABBECİK POMPALI ABSORBSİYONLU SİSTEMLERİN TERMODİNAMİK ANALİZİ

ÖZET

Dış enerji kaynağı olarak her türlü ısı enerjisiyi kullanabilen absorbsiyonlu sistemler, özellikle enerji ihtiyacının arttığı son yıllarda oldukça cazip hale gelmiştir. Ayrıca, absorbsiyonlu sistemlerde çalışma akışkanı olarak ozan tabakasına zarar vermeyen doğal akışkan çiftleri kullanılmaktadır. Bu sebeple absorbsiyonlu sistemler çevre ile dost sistemlerdir.

Absorbsiyonlu sistemler bulundurdıkları elemanlar ve çalışma prensiplerinde olan farklılıklar sebebiyle bir çok çeşide ayrılmıştır. Klasik absorbsiyonlu soğutma sistemleri, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerine oldukça benzerdir. Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminden farklı olarak, kompresörün yerini termal sıkıştırıcı olarak adlandırdığımız soğurucu, kaynatıcı, saflaştırıcı ve eriyik ısı pompasından oluşan karmaşık bir mekanizma almaktadır. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri ile benzer olarak sistem elemanları arasında aynı zamanda yoğuşturucu ve buharlaştırıcı bulunmaktadır.

Yapılan bu tez çalışması kapsamında klasik absorbsiyonlu sistemlerden farklı olarak, absorbsiyonlu sistemlerin bir çeşidi olan habbecik pompalı absorbsiyonlu sistem, literatürdeki ismiyle "diffusion absorption refrigeration", incelenmiştir. Bahsi geçen bu sistem klasik absorbsiyonlu sistemden farklı olarak herhangi bir pompa elemanı bulundurmamaktadır. Pompa yerine sistem içerisinde sirkülasyonu sağlamak için habbecik pompası kullanılmaktadır. Aynı zamanda sistemde buhar sıkıştırımlı ve klasik absorbsiyonlu sistemlerdeki gibi basınç farkı yoktur. Habbecik pompalı absorbsiyonlu soğutma sisteminin basıncı helyum kullanılarak dengelenmektedir. Habbecik pompalı absorbsiyonlu sistem pompa ve kompresör gibi herhangi bir mekanik parça bulundurmaması nedeniyle sessiz çalışmaktadır. Bu sistem sessizliğin istendiği mekanlarda (otel odaları, ofis gibi) yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu sebeple bu sistem mini soğutucular, mini barlarda kullanılmaktadır.

Genel olarak habbecik pompalı absorbsiyonlu sistemlerin kullanıldığı mini soğutucu ve mini barlarda karşılaşılan en büyük sorun, bu sistemlerin soğutma verimlerinin düşük olmasıdır. Tez çalışmasında yapılan incelemede bu sorun üzerinde durulmuş, sistem performansını etkileyen parametreler deneysel ve termodinamik yönden incelenmiştir.

Bu kapsamda tez çalışmasının ikinci bölümünde, absorbsiyonlu sistemler hakkında bilgi verilmiş, habbecik pompalı absorbsiyonlu sistemin ayrıntılı olarak çalışma prensibine değinilmiştir. Mini soğutucu ve mini barlarda kullanılan bu sistem içerisinde üç akışkan (amonyak-su-helyum) dolaşmaktadır. Kaynatıcı bölgesine ısı verilmesiyle amonyak-su karışımından ayrılan amonyak buharı habbecik pompası içinde yükselerek saflaştırıcı kısmına ilerlemektedir. Amonyak buharı içinde bulunan su buharının bu kısımda yoğuşması ile amonyak buharı yoğuşturucuya girip yoğuşmaktadır. Daha sonra buharlaştırıcı kısmına gelen amonyak sıvısı helyum içerisine yayınarak buharlaşmaktadır. Amonyak buharı ve helyum gazının soğurucu

kısmına ilerlemesi ve burada amonyak buharının fakir karışım tarafında soğrulması ile elde edilen zengin karışım tekrar kaynatıcı bölgesine geçerek aynı çevrimi tekrarlamaktadır.

Tezin üçüncü bölümünde, habbecik pompalı absorbsiyonlu sistemler ile ilgili ayrıntılı literatür çalışması yapılmıştır. Literatür çalışmaları, yapılacak deneysel çalışmalar için başlangıç parametrelerinin belirlenmesi açısından iyi bir referans olmuştur.

Habbecik pompalı absorbsiyonlu bir mini barın kabin içi ortalama sıcaklıklarının belirli ortam şartlarında standartlar ile belirlenen değerlerine çekilebilmesi için kabinin toplam ısıl geçirgenliğinin belirlenmesi (UA) gerekmektedir. Bu sebeple tezin dördüncü bölümünde, ters ısı kazancı deneyi yapılmıştır. Daha sonra mini bar sistemine farklı kütlece amonyak derişikliğine sahip karışımlar, farklı helyum basınçlarında şarj edilmiş ve ısı odası testine alınmıştır. Bu testler sonucunda kabin içi ortalama sıcaklıklara bağlı olarak buharlaştırıcı tarafından çekilen ısı bulunmuş, bir günlük zaman diliminde tüketilen enerjiye ise hesap yolu ile ulaşılmıştır. Aynı zamanda bir gün boyunca tüketilen enerji ısı odası testlerinde de ölçölüp, hesaplanan ile kıyaslanarak Soğutma Etkinlik Katsayısı'na deneysel yol ile ulaşılmıştır.

Tezin beşinci bölümünde ise, farklı basınç ve farklı kütlece amonyak derişikliğine sahip karışımlar ile şarj edilen mini barın ısı odası testleri sonucu ortaya çıkan elemanların sıcaklıkları kullanılarak, termodinamik analiz yapılmıştır. Analiz sonucu, sistem elemanlarından olan ısı kayıp ve kazançlar bulunmuş, sistemin Soğutma Etkinlik Katsayısı termodinamik analiz yoluyla hesaplanmıştır. Daha sonrasında ise, deneysel ve analiz yoluyla çıkan sonuçlar irdelenmiştir.

Tezin son bölümünde ise, elde edilen sonuçların kısa bir özeti yapılmış, bu sonuçlar kapsamında sistemde yapılacak iyileştirmeler öneri olarak sunulmuştur.

THERMODYNAMIC ANALYSIS OF DIFFUSION ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEMS

SUMMARY

Most of industrial process uses a lot of thermal energy by burning fossil fuel to produce steam or heat for the purpose. After the processes, heat is rejected to the surrounding as waste. This waste heat can be converted to useful refrigeration by using a heat operated refrigeration system, such as an absorption refrigeration cycle. Also, absorption systems can work with solar power. Electricity is used from conventional vapor compression refrigerators. The use of heat operated refrigeration systems help reduce problems related to global environmental, such as the so called greenhouse effect from CO₂.

Another difference between absorption systems and conventional vapor compression systems is working fluid used. Most vapor compression systems commonly use chlorofluorocarbon refrigerants (CFCs). CFCs harm the ozone layer that will make absorption systems more attractive. Although absorption systems seem to provide many advantages, vapor compression systems still dominate all market sectors. In order to promote the use of absorption systems, their performance is required to improve and their cost is required to reduce.

The components and principles of operation differences are divided absorption refrigeration systems into many varieties. Conventional absorption refrigeration systems and vapor compression refrigeration systems are quite similar. Unlike vapor compression refrigeration system, compressor is replaced a complex mechanism consists of absorber, boiler and heat exchanger. Also, the condenser and evaporator of compression refrigeration systems are the same absorption refrigeration systems.

Diffusion absorption refrigeration (DAR) is a type of self-circulate absorption systems. In this thesis, DAR systems was investigated. It uses three working fluids, water as an absorbent, ammonia as a refrigerant and helium as an auxiliary gas. Heat is supplied to the pump by electrical. The main characteristic of the DAR is of having no moving parts. These systems are both quiet and reliable. This feature provides advantage in certain locations. For example; hotel rooms, offices etc. A thermally driven pump (generator), which is called bubble pump, acts to circulate the fluid. Differential pressure between the condenser and evaporator is too large to the overcome by the bubble pump. DAR systems have auxiliary inert gas for equalizing the system pressure. The auxiliary inert gas is usually helium. The inert gas plays its role to reduce the partial pressure of ammonia in the evaporator and absorber, so the partial pressure of ammonia is kept low enough to correspond with the temperature required inside the evaporator. These characteristics make the DAR small and simple to be built, but not really efficient with very low coefficient of performance (COP) and, therefore, with high primary energy consumption per unit of heat removed. Generally, mini cooler fridge and beverage coolers use DAR systems for cooling. Over the years, a number of authors have investigated and described the performances of various DAR cycles, graphically, experimentally and numerically.

The graphical method has been proposed for calculating heat capacities, concentrations and temperatures in the cycle, applying enthalpy-concentration diagram. This, however allowed developing a partial model only.

There are many parameters that determine the DAR cycles efficiency and some of them ammonia mass fraction in solution and system pressure. In this thesis, the DAR cycle's efficiency was examined with respect to experimental and thermodynamic (graphical model).

In this context, the second part of thesis gives information about absorption refrigeration systems, especially DAR. Working principle of DAR cycle was discussed in details. DAR systems which are based on ammonia-water-helium as working triplet. In the generator, heat is supplied to the rich. The hot refrigerant and absorbent vapor mixture arises in the capillary and, is separated from the remaining weak liquid solution that returns in the shell of the capillary. The vapor goes through the rectifier and is cooled down to separate most of the absorbent fluid. The remaining near-pure ammonia vapor moves toward the condenser where condenses. Then it flows to the evaporator after a cooling in the gas heat exchanger (gas HX). The uncondensed refrigerant flows to a reservoir through the gas bypass. At the evaporator entrance, the liquid refrigerant reduces its partial pressure as it mixes with the auxiliary inert gas arriving from the absorber through the gas HX. The resulting mixture leaves the evaporator and the following preheating in the gas HX allows the refrigerant to become a saturated vapor. Then, the gas-vapor mixture passes through the reservoir, entering the absorber coil from the bottom by flowing upward in a counter-current arrangement to the weak solution, which enters the absorber through the liquid solution heat exchanger (liquid HX). The refrigerant vapor is absorbed in the weak solution. The resulting rich solution flows to the reservoir. Then it leaves the reservoir toward the generator. The inert gas is not absorbed and returns to the evaporator. The weak solution is reheated in the generator before entering the liquid HX but its temperature is assumed not changed.

The third section of the thesis, a detailed study has been done for DAR systems. Most of literature studies have been investigated the DAR systems aspect of experimental and thermodynamic model. Some of literature studies have been focused on different generator configuration and geometry of bubble pump. Also, studies investigated another refrigerants, absorbents and auxiliary gas. Auxiliary gas both helium performance is higher than hydrogen performance. It is known that hydrogen can cause danger if it leaks. As well, the most common working fluids are water/ NH_3 and LiBr/water. Preference for ammonia, it has a high latent heat vaporization, which is necessary for efficient performance of the system. It can be used for low temperature applications, as the freezing point of ammonia is -77°C . As a consequence of literatures studies, COP changes between 0.1-0.3 and rich solution concentration must between 0.25-0.3. For generator temperatures between 195°C and 205°C , recommended values for ammonia concentrations of the rich and weak solutions were 0.3 and 0.1 respectively. Ammonia has better performance than another refrigerants for cooling. It is found that for the same heat input the highest COP obtained when the generator heat input is applied directly into the rich solution and heat recovered by the bubble pump tube. Literature studies have been a good reference for determining the initial parameters which are essential for experimental studies.

In the fourth part of thesis are given information about experimental studies. First of all, The overall heat transfer coefficient of cabin, which has relationship between resistance (UA), must be known to keep the average standard temperature of the interior of a absorption mini cooler. For finding this value, reverse heat leak test was set. Then, DAR system is charged with ammonia-water mixtures. This mixtures have different mass fraction of ammonia and the initial pressure of DAR system is helium charging pressure. After charging, the system works and ammonia-water vapor pressure rises. Thus, system pressure is bigger than initial pressure. As a result of these tests, how much heat was absorbed by the evaporator is calculated using UA and the difference between the average cabin temperature and the ambient temperature. So, one-day time period energy consumption was found experimentally. At the same time, the amount of energy consumption during the tests was measured daily. The ratio of calculated and measured daily energy consumptions gives COP experimentally.

Thermodynamic model of DAR system was established in the fifth chapter of thesis. Solution concentrations and partial pressures of DAR system's components were found graphically. The components' temperature are measured by thermocouple experimentally. Enthalpies of the fluid moving within the system were found by correlations equations of enthalpy with Matlab. These enthalpies were used in equations of conservation of mass and equations of conservation of energy for calculating the components' heat losses and gains. Then, COP is found. Consequentially, thermodynamic model and experimental results are compared.

In the last part of thesis gives a brief summary of results and these results are put forward as a proposal within the scope of improvements to the system.

1. GİRİŞ

Geliştirilmeye çalışan soğutma sistemlerinde aranan en önemli özellikler ekonomiklik ve çevreye zararlı olmamasıdır. Enerji tasarrufu yapmak için son zamanlarda alternatif enerji kullanımı artık gerekli ve şarttır. Bu çalışmalar arasında absorbsiyonlu sistemler geniş bir kullanım alanı ile cazip bir seçenek haline gelmiştir. Dış enerji kaynağı olarak güneş, atık ısı, jeotermal enerji ya da elektrikli bir ısıtıcı kullanabilmektedirler.

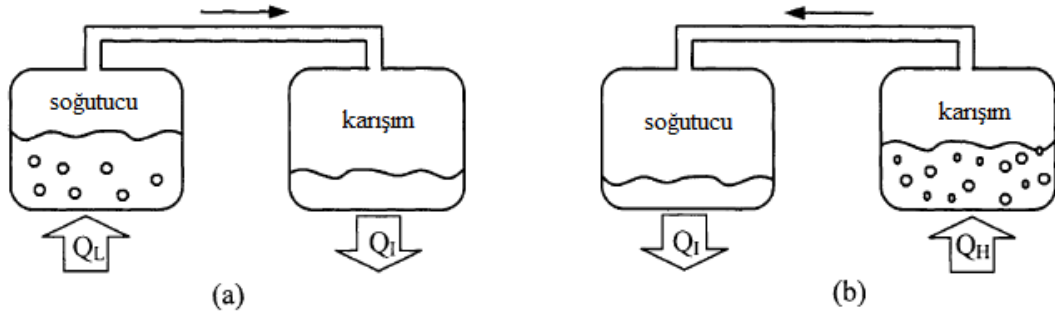
Absorbsiyonlu sistemler, buhar sıkıştırırmalı sistemlerle oldukça benzerdir. Buhar sıkıştırırmalı sistemlerde; buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kompresör ve genleşme valfi vardır. Absorbsiyonlu sistemlerde ise kompresörün yerini; soğurucu, kaynatıcı ve eriyik pompası almıştır. Buhar sıkıştırırmalı sistemlerde mekanik işlemin yerini absorbsiyonlu sistemlerde fizikokimyasal işlemler almıştır.

Soğutma sistemlerinin yaygın olarak kullanıldığı en temel sistemler buzdolabı sistemleridir. Buzdolabında buhar sıkıştırırmalı (kompresörlü) soğutma sistemi kullanılmaktadır; fakat kompresörün oluşturduğu ses ve titreşim, sessizlik istenildiği ortamlarda kullanılmasını imkansız hale gelmektedir. Dolayısıyla bu ortamlarda kullanılabilecek bir alternatif soğutma sistemine ihtiyaç vardır. Habbecik pompalı absorbsiyonlu soğutma sisteminin mekanik parça bulundurmaması ve bakımının kolay olması sebebiyle sessiz ve titreşimsiz çalışabilme özelliği olan habbecik pompalı absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin kullanıldığı mini bar tipindeki buzdolapları tercih edilmeye başlanmıştır.

2. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

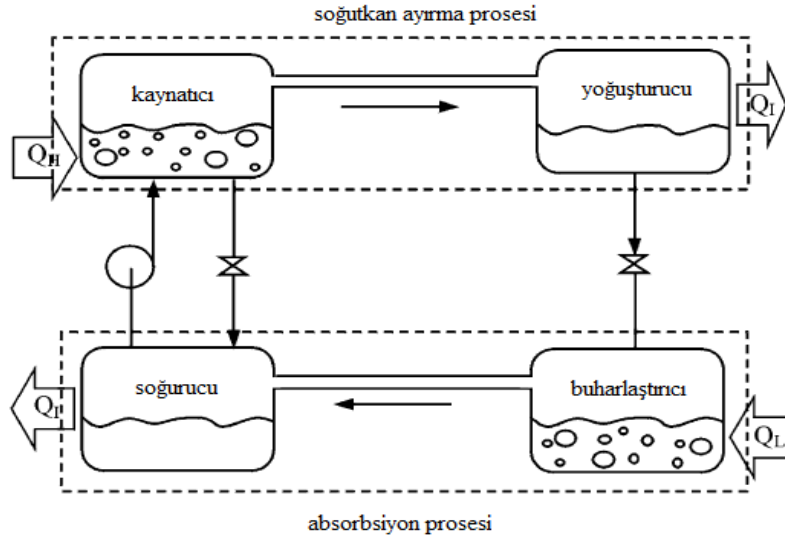
Von Platen ve Munters tarafından ortaya atılan absorbsiyonlu soğutma çevrimi diğer soğutma çevrimlerinden farklıdır. Herhangi bir mekaniksel enerjiye gerek duymadan çalışan absorbsiyonlu sistemlerin hareket eden parçaları bulunmamaktadır, dolayısıyla oldukça sessiz çalışmaktadır. Sistemde iş yapan akışkan olarak soğutucu ve soğurucu akışkandan oluşan ikili karışım bulunmaktadır [1].

Şekil 2.1 (a)'de görüldüğü gibi birbiriyle bağlantılı olan iki kap içerisinde soğutucu akışkan ve karışım bulunmaktadır. Sol kaptaki soğutucu akışkana ısı verilmesiyle buharlaşan moleküller sağ kaptaki karışım tarafından soğurularak basınç düşürülmektedir. Soğutulma işlemi ile sistemden ısı atılmaktadır. Bu sistemlere absorbsiyon prosesi denmektedir. Yine Şekil 2.1 (b)'de görüldüğü gibi, sağ kaptaki karışıma ısı verilmesiyle soğutucu akışkan buharlaşıp sol kaba doğru hareket etmekte ve buradan çekilen ısı vasıtasıyla yoğunlaşmaktadır [2].



Şekil 2.1 : (a) Absorbsiyon prosesi (b) Soğutkan ayırma prosesi [2].

Absorbsiyonlu soğutma çevrimi; absorbsiyon prosesi ve soğutkan ayırma prosesinin birleşiminden oluşmaktadır. Şekil 2.2'de iki prosesin birleşimi olan absorbsiyonlu soğutma çevrimi görülmektedir.

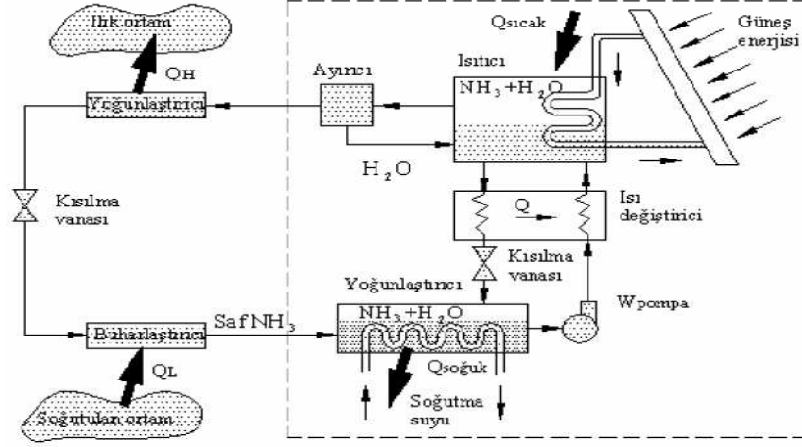


Şekil 2.2 : İki procesten oluşan temel absorpsiyonlu soğutma çevrimi [2].

Sıcaklığı 100-200°C olan ucuz bir ısı kaynağı bulunduğu zaman ekonomik açıdan kazançlı olabilecek bir soğutma yöntemi absorpsiyonlu soğutma sistemidir; fakat buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine nazaran performansı düşüktür. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde belirtilen ASHRAE Soğutma Etkinlik Katsayıları (SEK) ortalama olarak 1.6-1.9 [3] iken, absorpsiyonlu çevrimlerde SEK değeri 0.1-0.3 arasında değişmektedir. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin (SEK) değeri **(2.1)** eşitliği ile tanımlanmıştır.

$$SEK_{SM} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} \quad (2.1)$$

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın ikinci bir akışkan içinde soğutulması gerekmektedir. Buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminden farklı olarak kompresörün yerini karmaşık soğurma mekanizmasının aldığı görülmektedir. Soğurma mekanizmasının içinde soğurucu, pompa, ısıtıcı, ısı değiştirici, kısılma vanası ve ayırıcı bulunmaktadır. Tüm bu mekanizma soğutucu akışkanın basıncını yükseltmek için bir araya getirilmiştir. Soğutucu akışkanın basıncı yükseltildikten sonra yoğuşturucuda soğutularak yoğuşturulmakta, buharlaştırıcı basıncına kısıldıktan sonra buharlaştırıcıdan geçerken ortamdan ısı çekmektedir [4]. Buhar Şekil 2.3'te kaynatıcı ve soğurucu kısmının ayrıntılı olarak görüldüğü absorpsiyonlu çevrim görülmektedir.



Şekil 2.3 : Soğurucu ve kaynatıcı kısmının ayrıntılı olarak gösterildiği absorpsiyonlu soğutma çevrimi [4].

Daha küçük hacimlerin soğutulduğu absorpsiyonlu çevrimlerde ise klasik absorpsiyonlu çevrimlerden farklı olarak pompa yerine habbecik pompası (bubble pump) olarak adlandırılan küçük çaplı bir boru bulunmaktadır. Yine sistem farklı güçlerle çalışabildiği gibi, genel olarak sistemde ısıtıcı kullanılarak soğurucu ve soğutucu akışkan birbirinden ayrılmaktadır. Aynı zamanda klasik çevrimde sistem basınçlarını dengelemek için herhangi bir basınç dengeleyici gaz yok iken, yani çevrimi oluşturan elemanlar arasında basınç farkları var iken, habbecik pompalı absorpsiyonlu sistemde bu farklar basınç dengeleyici gaz kullanılarak giderilmiştir, sistem basıncı çevrim boyunca sabit tutulmaktadır. Tez kapsamında ise buzdolabı kabinlerini soğutmak için kullanılan habbecik pompalı absorpsiyonlu sistem incelenmiştir. Habbecik pompalı absorpsiyonlu sistemin çalışma prensibine bölüm 2.2 başlığı altında ayrıntılı olarak değinilmiştir. Şekil 2.3'teki çevrime ait SEK değeri (2.2) eşitliği ile bulunmaktadır.

$$SEK_{SM} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_{ısıtıcı} + W_{pompa,g}} \quad (2.2)$$

$$\cong \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_{ısıtıcı}}$$

2.1 Sistem İçinde Kullanılan Akışkanlar

Absorpsiyonlu sistemlerde önerilen 40 soğutucu akışkan, 200 soğurucu akışkan mevcuttur. Bunların arasında en çok kullanılan akışkan çiftleri amonyak (NH_3)/su

(H₂O) ve lityumbromür (LiBr)/su (H₂O) çiftidir. Amonyak/su çifti kullanılan sistemlerde amonyak soğutucu akışkan görevi yaparken, lityumbromür/su kullanılan sistemlerde su soğutucu akışkan olarak yer almaktadır. Genellikle 0°C'nin altında sıcaklıkların istenildiği sistemlerde amonyak/su çifti kullanılmaktadır. Amonyanın geniş bir çalışma sıcaklığı ve basınç aralığına sahip olması, gizli buharlaşma ısısının yüksek olması ve -77°C'de donması sebebiyle en çok tercih edilen soğutucu akışkandır. Aynı zamanda amonyak/su akışkan çiftinin uçucu olması, ayırıcı kısmında suyun daha etkili bir şekilde ayrılmasını sağlamakta ve amonyak neredeyse saf bir şekilde buharlaştırıcıya ilerleyerek, buharlaştırıcıda suyun donma ihtimalini ortadan kaldırmaktadır. Soğutucu akışkan olarak su kullanılması, buharlaştırıcı sıcaklıklarını suyun donma ihtimali sebebiyle 5°C'de kısıtlamıştır. Bunların yanı sıra amonyanın metaller üzerinde büyük miktarda aşınma yaratması sebebiyle, karışım içerisine bu durumu önleyici kimyasallar katılmaktadır. Yine soğutucu akışkan olarak su kullanılması ile de meydana gelen korozif etki bir takım korozyon inhibitörleriyle giderilmektedir. Soğutucu akışkan olarak kullanılan amonyanın fiziksel özellikleri Çizelge 2.1'de görülmektedir.

Çizelge 2.1 : Amonyanın fiziksel özellikleri [5]

Moleküler ağırlığı	17.2 g/mol
Özgül hacmi	1.43 m ³ /kg
Atmosferik basınçta sıvı fazın	686 kg/m ³
Buhar Basıncı (25°C)	1 MN/m ²
Özgül ısı (c _p)	2175 J/kgK
Özgül ısı oranı (c _p /c _v)	1.3
Gaz sabiti	488 J/kg°C
Isıl iletkenlik	0.026 W/m°C
Kaynama noktası	-33.3°C
Donma noktası	-77.7°C
Kritik sıcaklığı	132.5°C
Kritik basıncı	11.4 MN/m ²
Yoğunluk	125 kg/m ³

Absorbsiyonlu sistemde amonyanın soğurularak kaynatıcı ve soğurucu arasında taşınmasını sağlayan sudur. Çizelge 2.2'de ise suyun fiziksel özellikleri yer almaktadır.

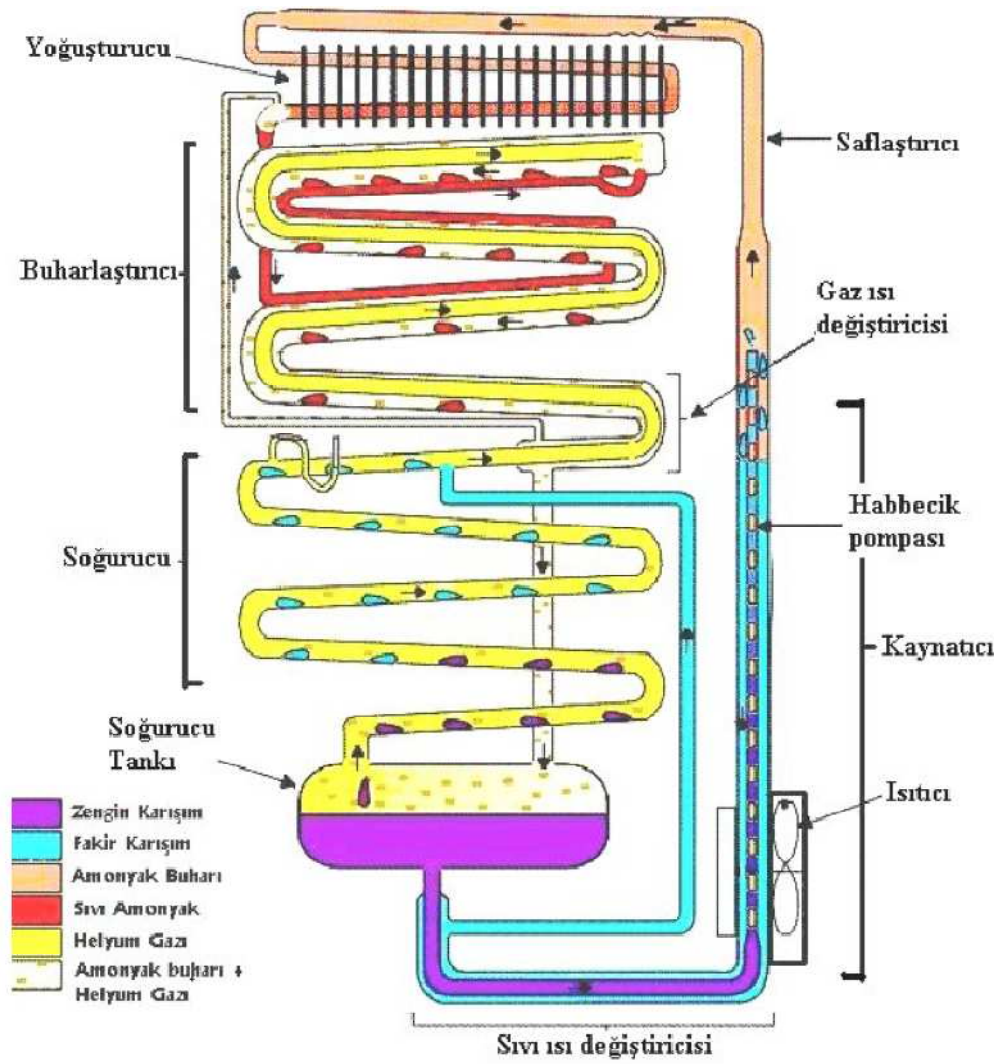
Çizelge 2.2 : Suyun fiziksel özellikleri [6].

4°C'deki maksimum yoğunluğu	1000 kg/m ³
Donma sıcaklığı	0°C
Kaynama sıcaklığı	100°C
Kritik sıcaklığı	374°C
Kritik basıncı	222.4 bar
Özgül ısı (c _p)	4.187 kJ/kg K

2.2 Habbecik Pompalı Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi (DAR)

Isıl güç ile çalışan bu sistemlerde pompa yerine hiçbir mekanik parça içermeyen habbecik pompası (bubble pump) yer almaktadır. Habbecik pompası çevrimde sirkülasyonu sağlamaktadır ve sessiz çalışma imkanı vermektedir. Sirkülasyonun habbecik pompası ile yapılması aynı zamanda sistemin sabit basınç altında çalışmasını sağlamaktadır. Sistemde amonyak gazının kısmi basıncı noktadan noktaya değişmektedir. Bu çevrimde sistem içerisinde soğutucu akışkan, soğurucu akışkan, basınç dengeleyici gaz olmak üzere üç akışkan dolaşmaktadır. Bu sistem içerisinde her bir akışkan için üç ayrı çevrim meydana gelmektedir. Bu çevrimler, soğurucu akışkan çevrimi, soğutucu akışkan çevrimi ve basınç dengeleyici gaz çevrimidir. Bu tür sistemlerde en çok kullanılan akışkan türleri; soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu akışkan su, basınç dengeleyici gaz olarak en iyi performansı hidrojen gazı göstermesine rağmen yanıcı olması sebebiyle helyum kullanılmaktadır. Şekil 2.4'te habbecik pompalı absorbsiyonlu sistemin görünüşü yer almaktadır.

Sistemde temelde; kaynatıcı, saflaştırıcı, yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı ve soğurucu olmak üzere beş ana kısımdan meydana gelmektedir. Sistemin kaynatıcı kısmı; bir sıvı ısı değiştiricisi, habbecik pompası ve ısıtıcıdan oluşmaktadır. Buharlaştırıcı kısmı gaz ısı değiştiricisinden, soğurucu kısmı ise soğurucu boruları ve soğurucu tankından oluşmaktadır.



Şekil 2.4 : Habsbek pompalı absorpsiyonlu sistem görünüşü [7].

Sistem durgun haldeyken, amonyak-su karışımı (zengin karışım) soğurucu tankı ve habbecik pompası arasında aynı seviyede bulunmaktadır. Diğer kısımlarında ise helyum gazı bulunmaktadır ve sahip olduğu basınç ile amonyak-su karışımını soğurucu tankı ve habbecik pompası arasına hapsetmektedir.

Sistemde bulunan ısıtıcı yardımıyla ısıtılan amonyak-su karışımının sıcaklığı yükselmektedir. Sıcaklığın yükselmesiyle beraber amonyağın su içinde çözünürlüğü azalarak buharlaşmaya başlamaktadır. Pompa çapının küçük olması nedeniyle amonyak kabarcıkları bir kısım sıvıyı beraberinde habbecik pompası çıkışına kadar sürüklemektedir. Pompa çıkışına gelen bir miktar sıvı (fakir karışım) ağırlığı sebebiyle pompa çıkışından geri dönerek sıvı ısı değiştiricisine, daha sonra ise habbecik pompası ve soğurucu boruları arasındaki seviye farkından ötürü soğurucu

borularına doğru hareket etmektedir. Habbecik pompası çıkışına gelen amonyak buharıyla beraber az miktarda su da buharlaşmaktadır. İçinde su buharı bulunduran amonyak hafifliği sebebiyle saflaştırıcı kısmına ilerlemektedir. Saflaştırıcı kısmında meydana gelen soğuma ile birlikte amonyak buharı içinde bulunan su yoğunlaşarak kaynatıcı ve sıvı ısı değiştiricisi bölgesine geri dönmektedir. Böylece neredeyse saf bir hale gelmiş amonyak buharı yoğunlaştırucuya girmekte ve yoğunlaşmaktadır. Bu esnada amonyağın ilerlediği bölgelerde bulunan helyum gazı buharlaştırıcı ve soğurucu arasına hapsedilmiştir. Yoğunlaştırucuda yoğunlaşan amonyak evaporatör girişine gelirken yoğunlaşmayan kısım ise gaz hattı ile soğurucu tankına gönderilmektedir. Yoğunlaştırucudan çıkıp buharlaştırıcıya gelen amonyağın basıncı düşmektedir, dışarıdan ısı çekerek buharlaşmaya başlamaktadır. Buharlaşan amonyak helyum gazı içine yayınarak helyum gazı ile birlikte bir karışım oluşturmaktadır. Helyum gazı amonyak buharı ile birlikte yoğunluğunda meydana gelen artış sayesinde gaz ısı değiştiricisinden geçerek soğurucu tankına dökülmektedir. Burada amonyak buharının bir kısmı tankın içinde bulunan amonyak bakımından zengin karışım tarafından soğurulmaktadır. İçindeki amonyak buharının bir kısmından kurtulan helyum hafifleyerek soğurucu borularından yükselmeye başlamaktadır. Soğurucuda yükselmeye başlayan amonyak-helyum karışımının soğumasıyla sıcaklığı düşmekte ve soğurucuya gelen amonyak bakımından fakir karışım içinde amonyağın çözünürlüğü artmaktadır. Böylece helyumun içerisinde kalan amonyağın da soğurulması işlemi ile serbest kalan helyum gaz ısı değiştiricisinden geçerek buharlaştırıcı girişine yükselmektedir. Soğurucuda amonyak buharını soğuran fakir karışım zenginleşmiş bir şekilde soğurucu tankına dökülmektedir. Zenginleşen karışım sıvı ısı değiştiricisinden geçerek kaynatıcı bölgesine gelmekte ve tekrar aynı çevrimi sürdürmektedir. Soğutucu akışkan çevrimi sistemin tamamını kapsamakta iken, soğurucu akışkan çevrimi soğurucu ve kaynatıcı arasında, basınç dengeleyici gaz çevrimi ise buharlaştırıcı ve soğurucu arasında meydana gelmektedir.

3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

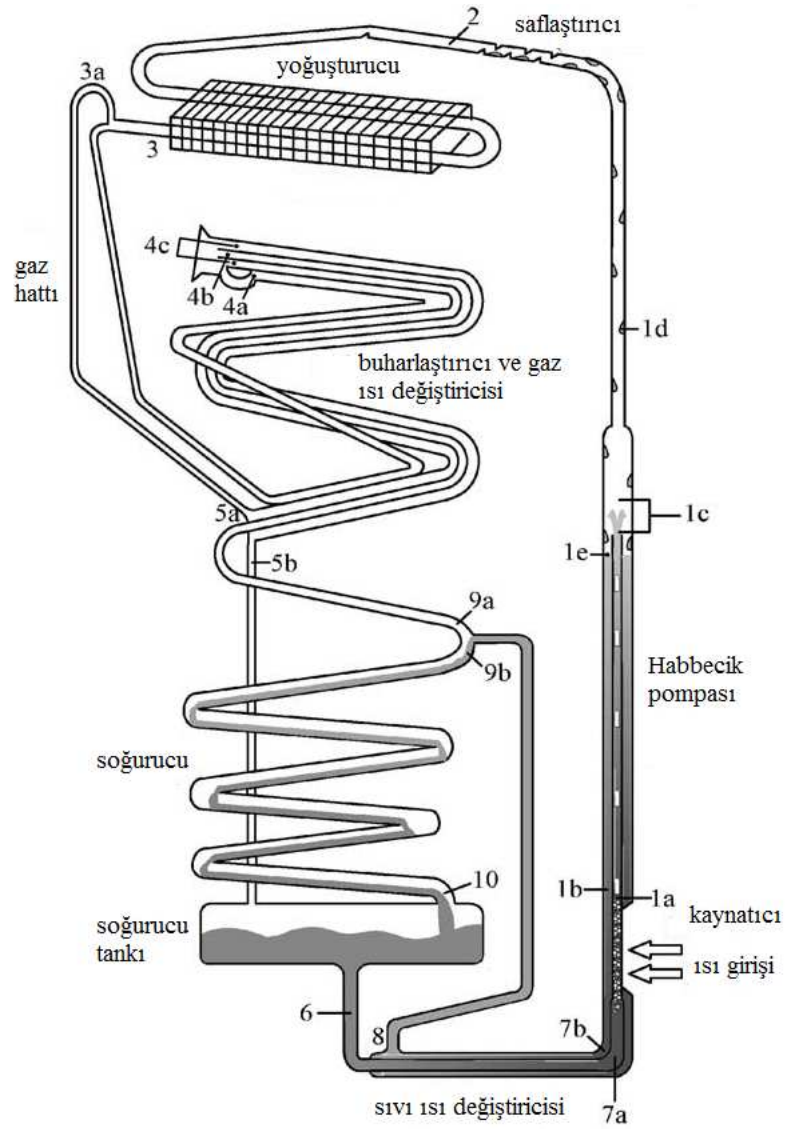
3.1 Absorbsiyonlu Sistem Üzerine Yapılmış Çalışmalar

Buzdolabı teknolojisinin ilk zamanlarında kullanılan absorbsiyonlu sistemler üzerindeki çalışmalar, kompresörlü sistemlerin yaygınlaşması sonucunda uzun bir süre yavaşlamıştır. Son yıllarda, alternatif teknolojilere yönelinmesiyle absorbsiyonlu sistemler ile ilgili yapılmış çalışmalara rastlamak mümkündür.

Srikhirin ve Aphornratana (2002) yaptıkları çalışmada habbecik pompalı absorbsiyonlu sistemlerin performansını incelemişlerdir. Sistemi temsil etmek amacıyla bir tesisat hazırlanmıştır. Deney tesisatında basınç 6.1 bar seviyesinde tutulmuştur, kaynatıcı kısmından 1000 ve 2500 W arasında değişen ısı gücü uygulanmıştır. Aynı zamanda sistem teorik açıdan incelenmiş, SEK'nın 0.09-0.15 arasında değerler aldığı görülmüştür [1].

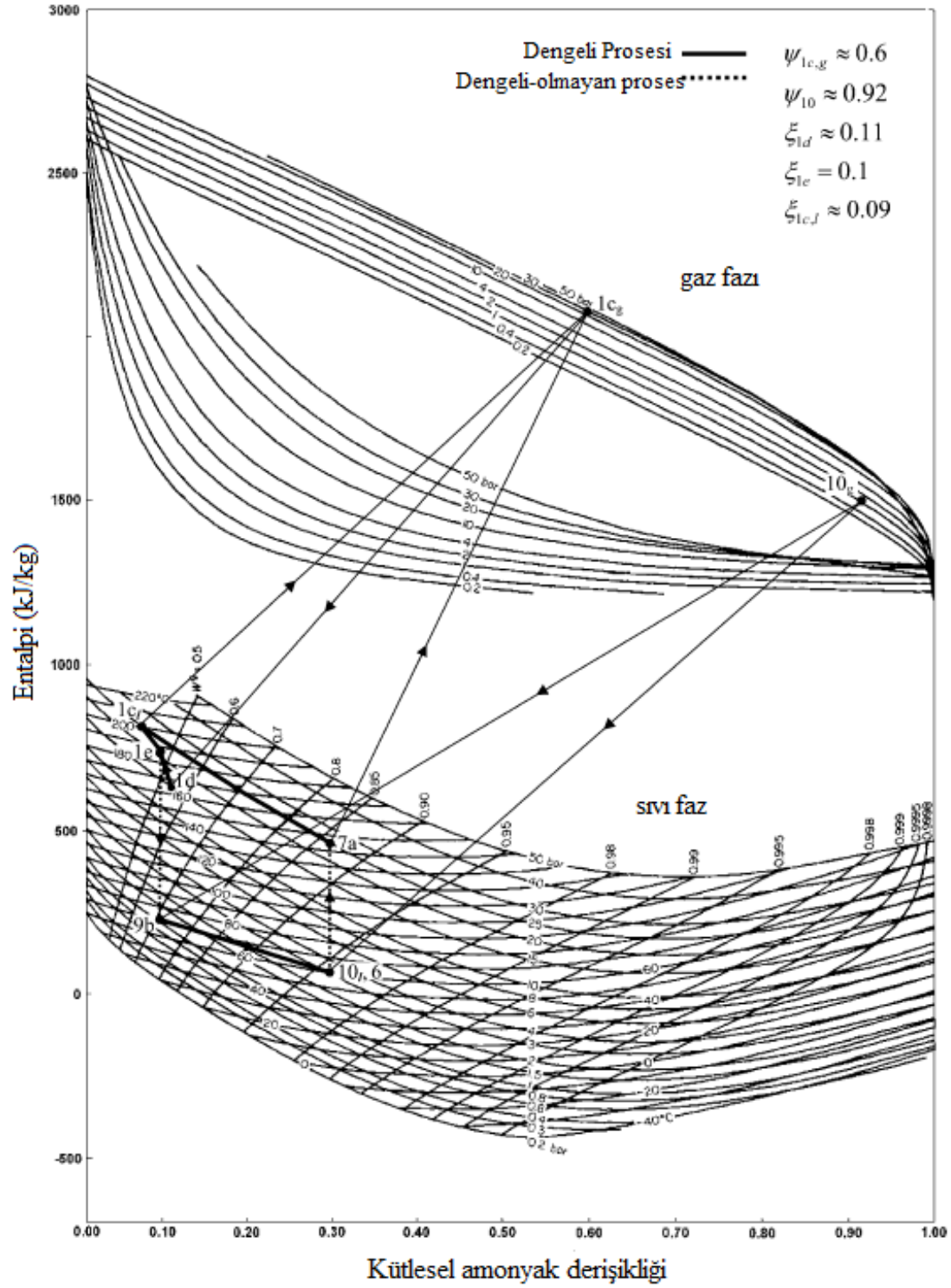
Yapılan testlerde ısı girişi minimum değerden düşük ise sistemde herhangi bir soğutma sağlanamamıştır. Bunun sebebi ise habbecik pompası karakteristiğidir. Isı girişi çok düşük olduğu zaman, yeterli miktarda buhar habbecik pompasına hareket etmemiştir. Isı girişi yükseldiğinde habbecik pompasının da görevini yerine getirmesiyle beraber SEK yükselmiştir.

Yine aynı çalışmada, absorbsiyonlu sistem performansını en çok etkileyen parametre, habbecik pompası test edilmiştir. Şekil 3.1'de test edilen habbecik pompası görülmektedir. Test, atmosferik basınçta yapılmış iş yapan akışkanlar olarak hava ve su kullanılmıştır. Testte yarım inç paslanmaz dikişsiz boru kullanılmıştır. Borunun dış çapı 12.7 mm iç çapı 10.9 mm'dir. Kaldırma yüksekliği (Z) diye belirtilen kısım 177 cm, sürüş yüksekliği (H) diye belirtilen kısım da 78 cm uzunluğundadır. Bu şekildeki bir habbecik pompasının performans eğrisi Şekil 3.2'de gösterildiği gibi olmuştur.



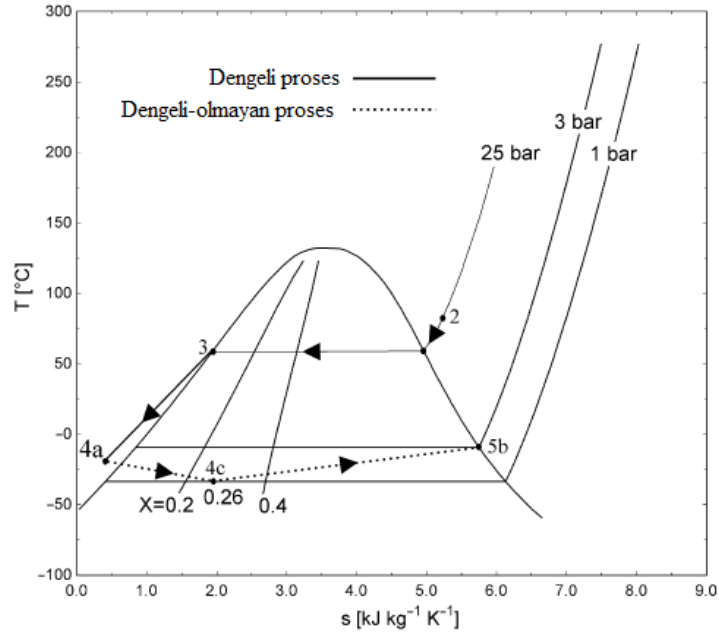
Şekil 3.3 : Modelin yapıldığı absorpsiyon çevrimi (DAR) [8].

Sistemde ısıtıcı direk olarak habbecik pompası ile temas halindedir. Dolayısıyla kaynatıcının dış boru kısmında bulunan fakir karışım içinde herhangi bir buharlaşma olmamaktadır. Habbecik pompası içinde zengin karışım buhar fazına geçmektedir. Buhar fazına geçen karışım içerisinden suyun yoğusturulması kaynatıcı bölgesindeki çevrim oluşmaktadır. Şekil 3.4 çevriminde gösterilen buhar fazı olan $1c_g$ noktası sadece sıvı faz olan $1c_l$ ve $7a$ noktasından oluşmaktadır. Yani kaynatıcı bölgesinden geriye dönen fakir karışımın bulunduğu kısma ısıtıcı temas etmediğinden ötürü ısınmadığı bir buharlaşma olmadığı kabul edilmiştir. Karışım sıvı hali sıvı faz eğrisi üzerinde buhar hali ise buhar fazı eğrisi üzerinde gösterilerek amonyak-su karışımının beraber olarak dolaştığı bölümlerdeki çevrim tamamlanmıştır.



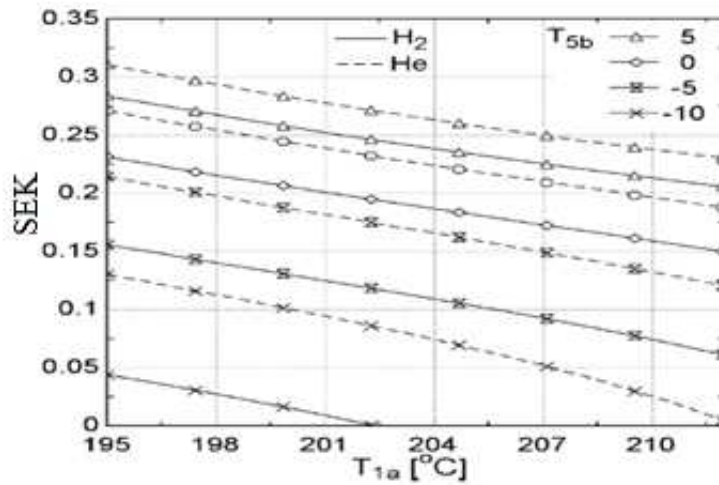
Şekil 3.4 : Enthalpi-derişiklik diyagramı üzerinde DAR çevrimi [8].

Saf amonyağın dolaştığı yoğuşturucu ve buharlaştırıcı kısımlarının çevrimini Şekil 3.5'te görüldüğü gibi amonyağın T-s diyagramı üzerinde gösterilmiştir.



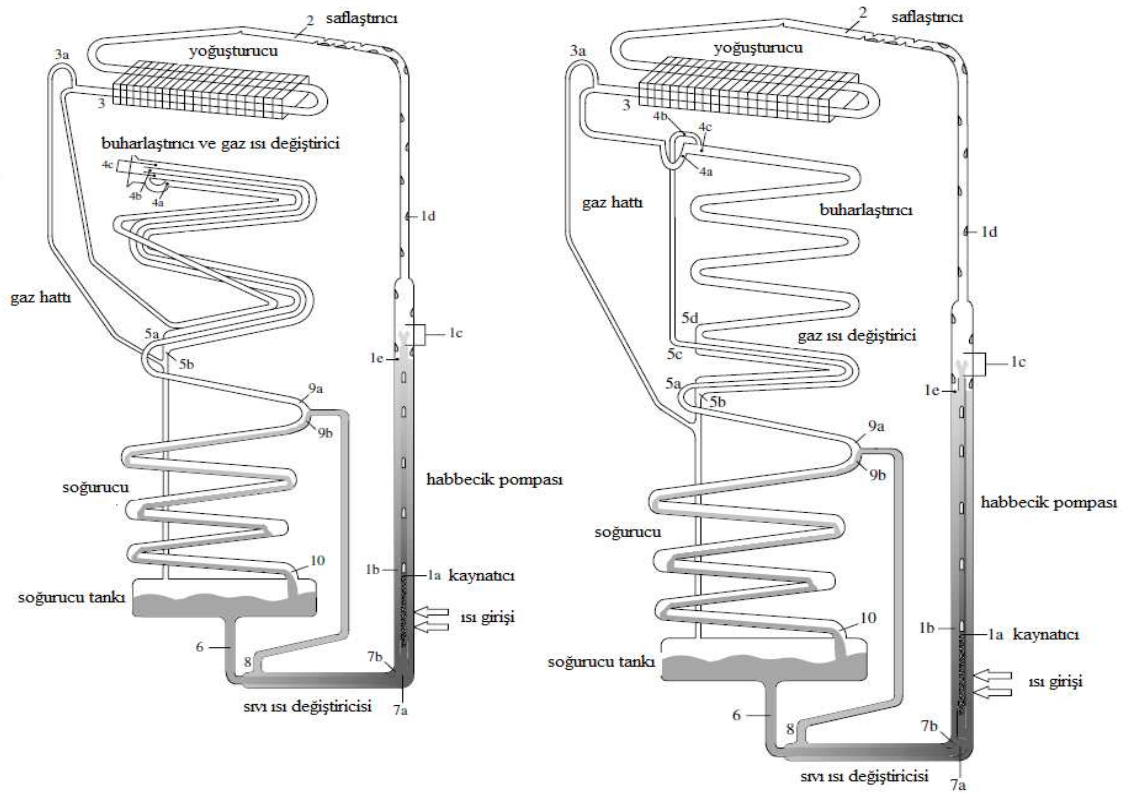
Şekil 3.5 : Saf amonyak çevrimi [8].

Zohar ve arkadaşları aynı zamanda basınç dengeleyici gaz olarak helyum ve hidrojen kullanılması durumunda performansın nasıl değiştiğini incelemişlerdir ve farklı sabit buharlaştırıcı çıkış sıcaklıklarında ve sabit kaynatıcı sıcaklığında helyum kullanılmasıyla SEK'nın daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. Sistemin argon, neon gibi gazlarla çalıştığında helyum ile aynı performansı gösterdiği görülmüştür. Şekil 3.6'da zengin karışım derişikliğinin 0.3, fakir karışım derişikliğinin 0.1 olması durumunda kaynatıcı sıcaklığı ve buharlaştırıcı çıkış sıcaklıklarına bağlı olarak hidrojen ve helyum kullanılması durumunda SEK değişimi görülmektedir.



Şekil 3.6 : Hidrojen ve helyum kullanılması durumunda SEK değişimi [8].

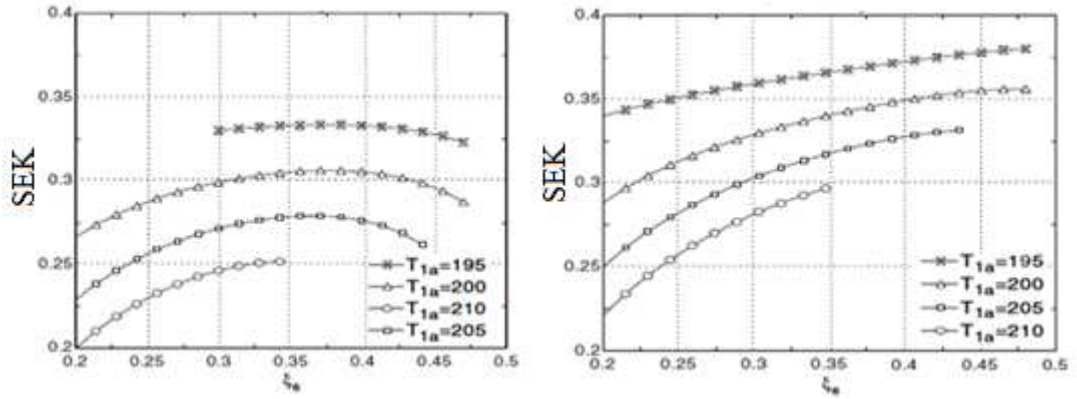
Zohar ve diğ. (2007) yaptıkları çalışmada, amonyak-su-hidrojen ile çalışan iki temel habbecik pompalı çevrim üzerine çalışmışlardır. İlk çevrim olarak şekilde görülen DAR-1'de yoğunlaşmış amonyak buharlaştırıcıya girmeden önce buharlaştırıcı-gaz ısı değiştiricisinde soğutulmaktadır. Yine Şekil 3.7'de görülen ikinci çevrim DAR-2'de buharlaştırıcıya girmeden önce soğutma gerçekleşmezken, gaz ısı değiştiricisi buharlaştırıcıdan ayrı şekilde dizayn edilmiştir. Bu çalışmada dikkat çeken en önemli nokta 2005'te yaptıkları çalışmadan daha farklı olan Şekil 3.7'de DAR-1 ile görülen kaynatıcı tasarımıdır. Bu sistemde ısı girişi direk habbecik pompasına değil de, dış boru vasıtasıyla önce fakir karışıma verilir, daha sonra fakir karışımın ısıtılması ile habbecik pompası içerisindeki zengin karışıma verilmiştir. [9].



Şekil 3.7 : Solda DAR-1, sağda DAR-2 sistematik diyagramları [9].

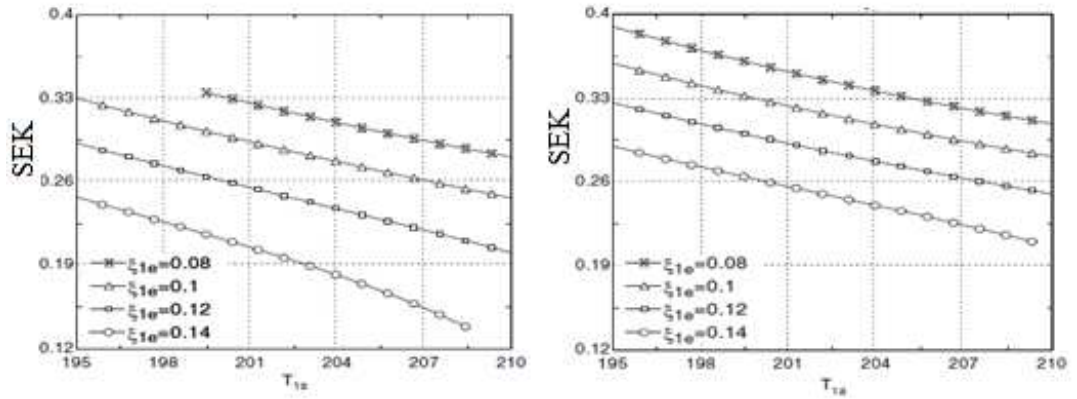
DAR-1 ve DAR-2 sistemleri için fakir karışım derişikliği 0.1 olduğu durumda, SEK'nın farklı kaynatıcı sıcaklıkları ve zengin karışım derişikliklerindeki değişimi Şekil 3.8'de görüldüğü gibi incelenmiştir. Zengin karışım derişikliği (ζ_6) 0.47 ye kadar yükseltilmiştir; fakat yüksek soğutma etkinliği elde edebilmek için bu derişiklik değerinin yaklaşık 0.3-0.4 aralığında olması gerektiği sonucuna varılmıştır. Aynı inceleme DAR-2 için yapıldığı zaman, kaynatıcı sıcaklığı (T_{1a}) azaldığı zaman

SEK artmaktadır. Yine karışım derişikliğinin belli bir limit değeriine kadar artışı ile beraber de SEK artmıştır.



Şekil 3.8 : DAR-1 ve DAR-2 sistemde zengin karışım derişikliği, kaynatıcı sıcaklığı ve SEK arasındaki ilişki [9].

DAR-1 ve DAR-2 sistemleri için zengin karışım derişikliği 0.35 olduğu durumda, SEK'nın farklı kaynatıcı sıcaklıkları ve fakir karışım derişikliklerindeki (ξ_{1e}) değişimi Şekil 3.9'da görölmektedir. Yapılan inceleme sonucu fakir karışım derişikliğinin artması ile SEK'nın azaldığı görölmüştür.

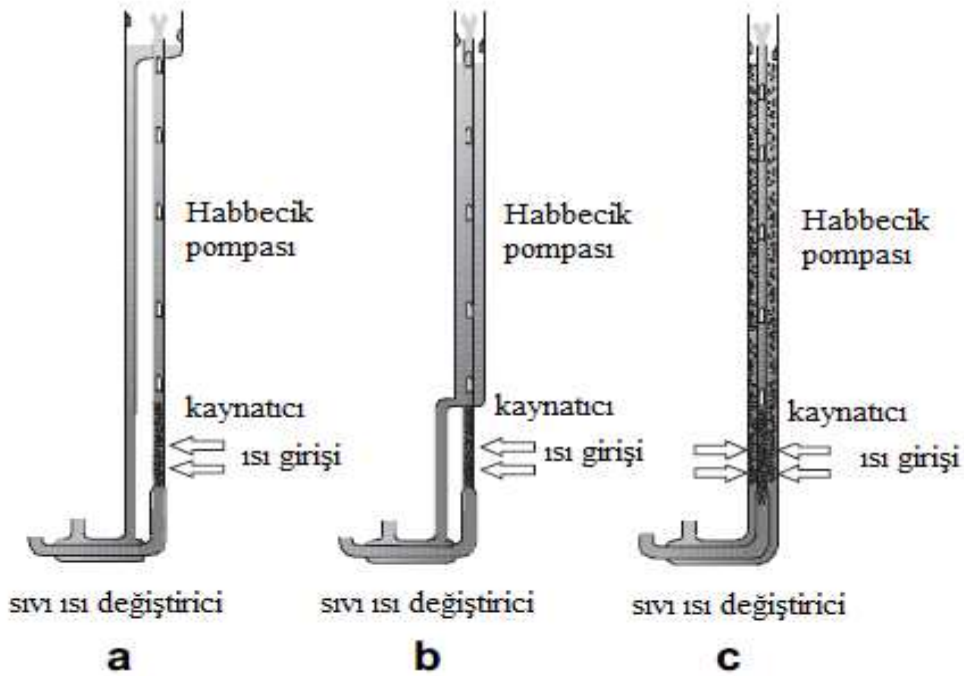


Şekil 3.9 : DAR-1 ve DAR-2 sisteminde fakir karışım derişikliği, kaynatıcı sıcaklığı ve SEK arasındaki ilişki [9].

Sonuç olarak, en iyi soğutma etkinlik katsayısının amonyak kütleel derişikliği 0.25-0.30 olduğunda görölmüştür. Kaynatıcı sıcaklığının 195-205°C, zengin karışım ve fakir karışım kütleel amonyak oranlarının sırasıyla 0.3 ve 0.1 tavsiye edilen değer olarak belirlemiştir.

Zohar ve diğ. (2008) yaptıkları çalışmada, kaynatıcı ve habbecik pompası için 2005 ve 2007'de yaptıkları çalışmadan daha detaylı bir termodinamik model oluşturmuşlardır. Üç farklı kaynatıcı tasarımı modellenmişlerdir. Termodinamik

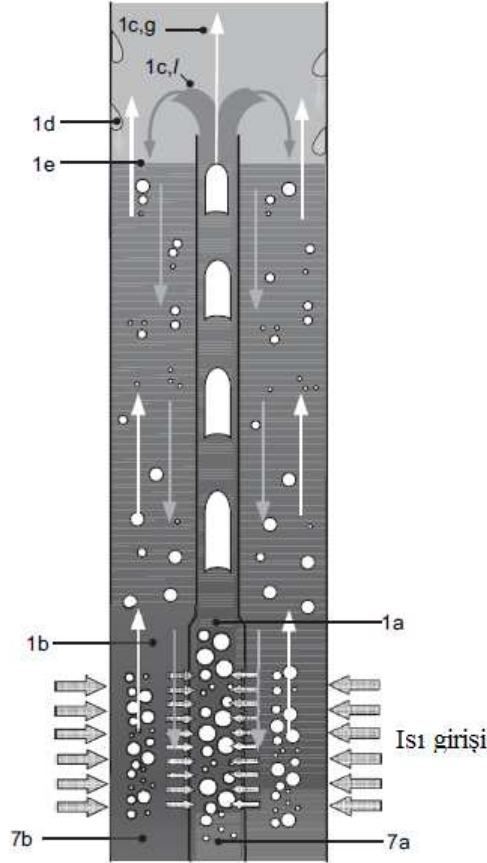
açından modellenen kaynatıcı ve habbecik pompası dizaynlarından a tasarımı ısı girişinin direk olarak zengin karışıma yapıldığı fakir karışıma herhangi bir ısı transferinin yapılmadığı ayrı ayrı borulu model, bir diğeri olan b tasarımı ısı girişinin zengin karışıma yapıldığı; fakat daha sonrasında bu ısınn fakir karışıma transfer edildiği ısıtıcı kısmı ayrılmış model, 2005 çalışmasında da modellenen bir üçüncü model c ise zengin karışıma ısı girişinin fakir karışım yoluyla yapıldığı iç içe borulu modeldir. Şekil 3.10'da modellenen üç farklı kaynatıcı tasarımı görülmektedir. Bu tasarımlar arasında 2005'de çalıştıkları tasarımdan farklı olarak fakir karışım içinde bulunan amonyağın da buharlaştığı kabul edilerek, kaynatıcı bölgesinde oluşan iki fazlı akış daha fazla detaylandırılmıştır [10].



Şekil 3.10 : Habbecik pompası konfigürasyonu. (a) Ayrı ayrı borulu (b) Isıtıcı kısmı ayrılmış (c) İç içe borulu [10].

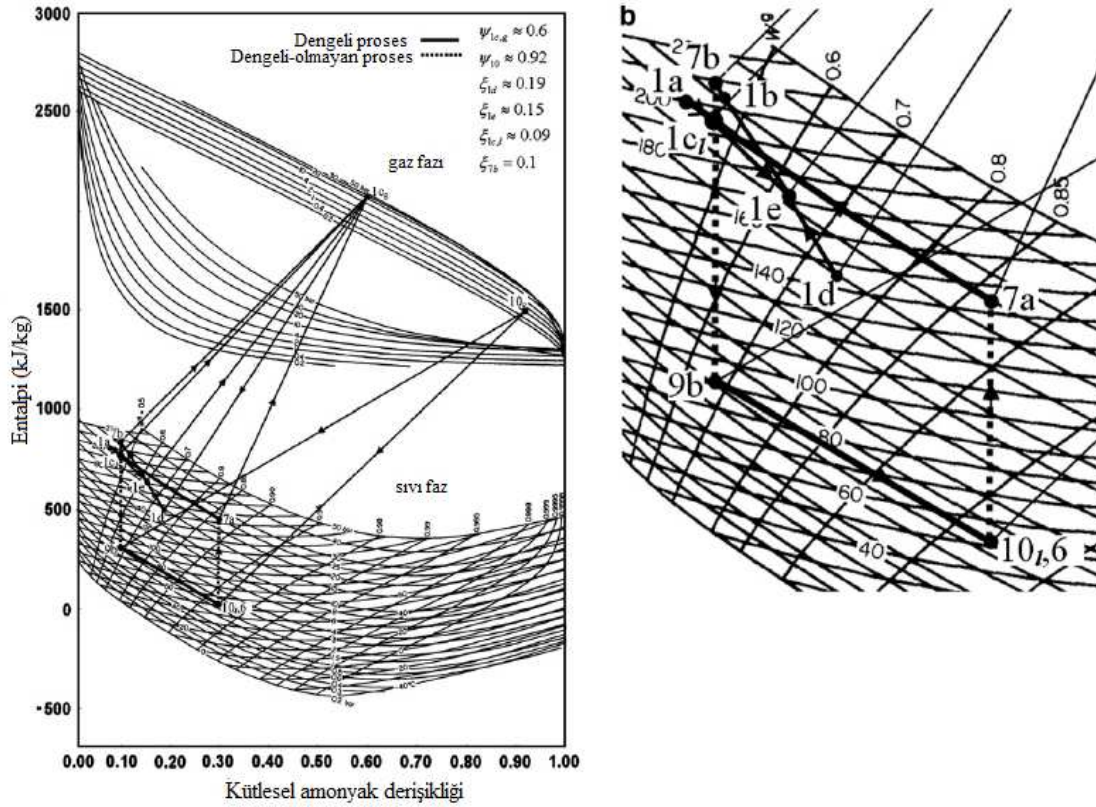
Kaynatıcı kısmında detaylandırılan noktalar aşağıdaki Şekil 3.11'de görülmektedir. 7a noktası ısı değiştiricisi bölgesinden gelen zengin karışımın ısıtıcı hizasında kaynatıcıya girişini ifade ederken, 1a noktası ise ısıtıcının son bulduğu noktayı ifade etmektedir. Bu iki nokta arasında buhar üretiminin gerçekleştiği kabulü yapılmıştır. Yine DAR-1 'de 1c ile belirtilen kısımda ise 1c₁ geriye dönen fakir karışımı, 1c_g sisteme ilerleyen amonyak bakımından zengin buhar fazını ifade etmektedir. 1d noktası ise saflaştırıcıya giden buhar fazı içerinden yoğunlaşarak geriye dönen içerisinde büyük miktarda su bulunan fakir karışımı temsil etmektedir. 1e noktası ise,

saflaştırıcıdan dönen sıvı faz 1d ve 1c_l'nin buluştuğu noktadır. Böylelikle 1e olan fakir karışım aşağıya doğru ilerleyerek ısı değiştiriciden geçip soğurucu borularına ilerlemektedir. 1e'nin ilerleyişi geçtiği noktalara bağlı olarak 1b ve 7b olmaktadır. Gelen aynı akışkanın Şekil 3.11'deki yerlerde farklı nokta adlarıyla temsil edilmesinin sebebi, bu fakir karışım bölgesinde ısıtıcıya yaklaştıkça iki fazlı akış oluştuğundan yani; hala amonyak buharlaştığından karışımın derişikliği az da olsa değişmektedir.



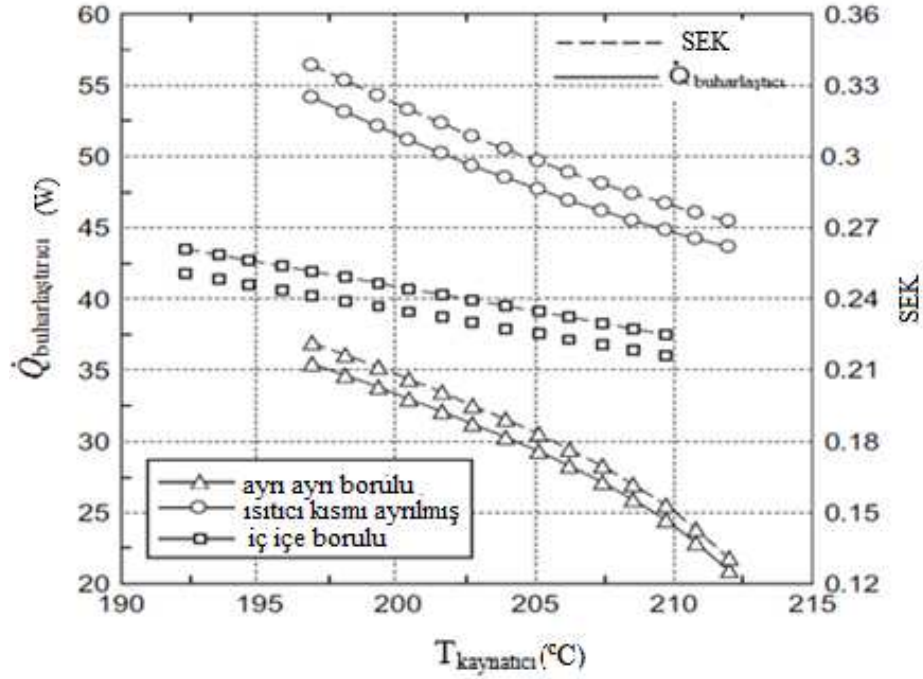
Şekil 3.11 : Detaylı kaynatıcı modeli (c) [10].

Zohar ve diğ. 2005'te yaptıkları çalışmadan farklı olarak, DAR sistemin çevrimi derişiklik-entalpi diyagramı üzerinde de değişmiştir. Şekil 3.12'deki gibi, 2005 çalışmasından farklı olarak 1e ve 7b noktalarından da buharlaşma gerçekleşmiştir. Bütün bu noktalardaki karışımlardan buharlaşan amonyak 1c_g noktasını oluşturmuştur. Ayrıntılı olarak incelenen bu kaynatıcı modeli, bütün kaynatıcı modellerinden en karmaşık olanıdır.



Şekil 3.12 : İç içe borulu modelin derişiklik-entalpi diyagramı [10].

Bu çalışmada, kaynatıcı tasarımlarından c modeli üzerinde ayrıntılı olarak durulmuştur. Daha sonra diğer iki tasarımda modellenerek testler sonucunda farklı kaynatıcılara sahip sistemlerin SEK ve buharlaştırıcı tarafından çekilen ısı bakımından karşılaştırmaları yapılmıştır. Bu modeller üzerinde yapılan termodinamik analiz sonucu ısıtıcı kısmı ayrılmış olan modelin verimliliğinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Yaygın olarak habbecik pompalı sistemlerde kullanılan iç içe borulu modelin daha verimsiz çıkmasının sebebi, bir kısım ısının fakir karışımındaki soğutucu tarafından alınmasıyla yeterli miktarda ısı zengin karışıma aktarılamamaktadır. Ayrı ayrı borulu sistem modelinin diğer iki modele göre daha verimsiz çıkmasının sebebi ise, aşağıya inen fakir karışımından herhangi bir ısı geçişi olmamakta dolayısıyla soğurucuya giren bu fakir karışım yüksek sıcaklığa sahip olmaktadır. Bu durumda soğurucudan çıkan hidrojenin daha yüksek sıcaklıklarda buharlaştırıcıya girmesi sebebiyle SEK azalmaktadır.



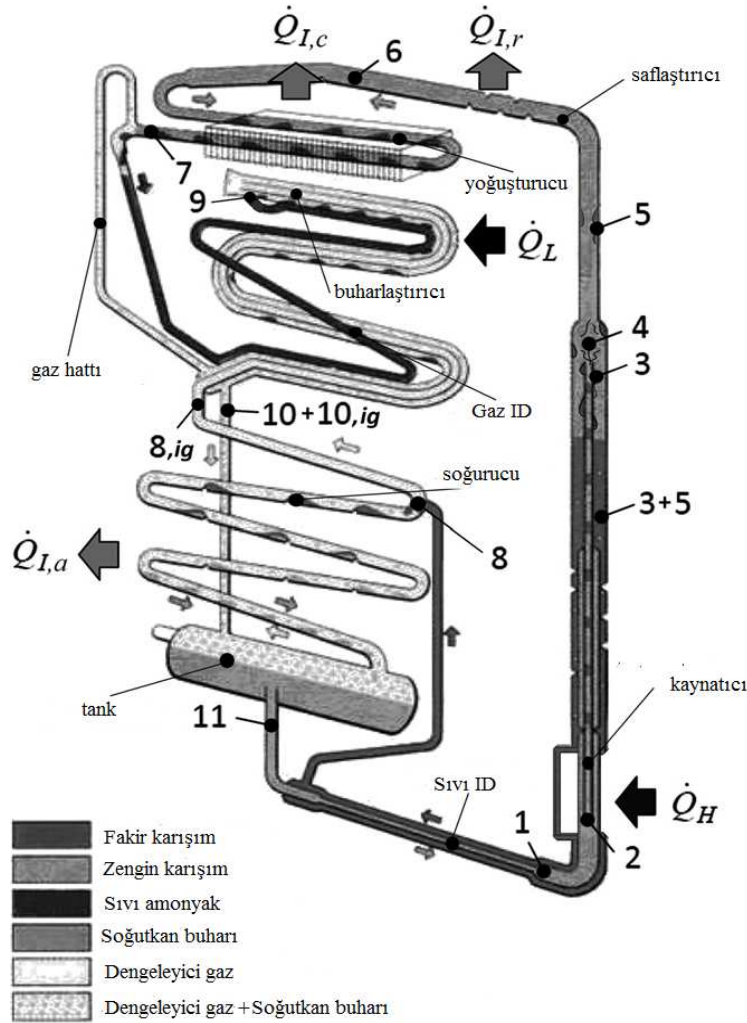
Şekil 3.13 : Soğutma kapasitesi, SEK ve kaynatıcı sıcaklığı arasındaki ilişki [10].

Zohar ve diğ. (2009) yaptıkları çalışmada, habbecik pompalı absorpsiyonlu sistemlerde dimetilasetamid (DMAC) organik soğurucu ile beş farklı soğutucu akışkanın Helyum ile kullanılması sonucunda sistem performansındaki değişimleri incelemişlerdir. Bu inceleme sonucunda dimetilasetamid ile en iyi performans gösterenin amonyak olduğunu görmüşlerdir. Çizelge 3.1'de soğutucu, kaynatıcı sıcaklığı, basınç, zengin ve fakir karışım derişikliklerine bağlı olarak SEK'lar görölmektedir [11].

Çizelge 3.1 : Her bir soğutucu akışkanın SEK değeriindeki parametreleri [11].

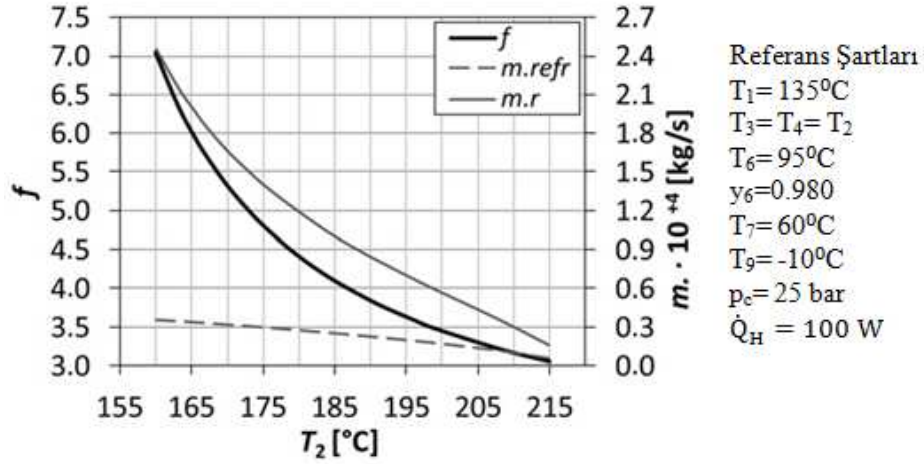
Soğutucu	$T_{kaynatıcı}$ (°C)	ξ_{zengin}	ξ_{fakir}	COP_{max}	P_{toplam}
R22	143	0.56	0.145	0.224	15.3
R32	142	0.5	0.33	0.136	23
R124	148	0.51	0.41	0.167	6
R125	146	0.49	0.35	0.157	20
R134a	156	0.45	0.29	0.195	10.2
NH ₃	155	0.47	0.24	0.298	15.5

Starace ve Pascalis (2012) yaptıkları çalışmada, Şekil 3.14'teki DAR sisteminin termodinamik modelini oluşturup, SEK'yı en çok etkileyen parametreleri belirlemişlerdir [12].



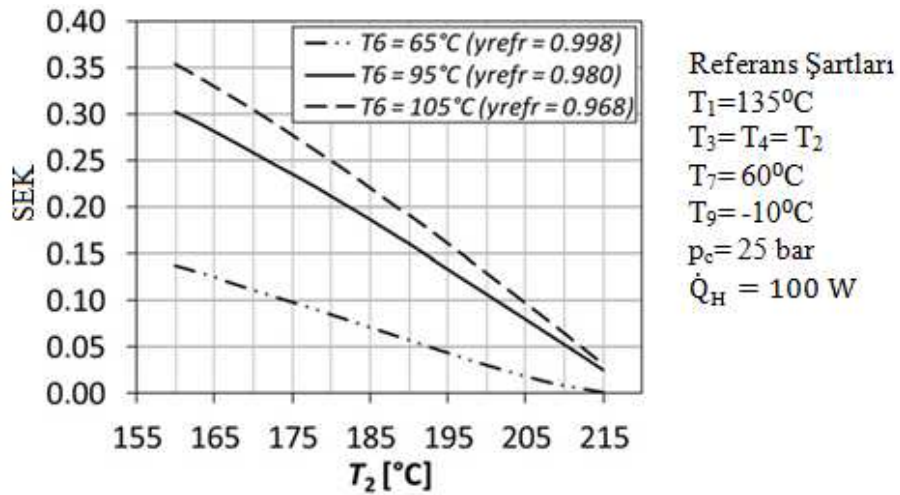
Şekil 3.14 : Starace ve Pascalis (2012) yaptıkları çalışmada kullanılan absorpsiyonlu sistem görünüşü [12].

Starace ve Pascalis (2012) çalışmasında p_c sistem basıncını, $\dot{Q}_H$ ısıtıcı tarafından verilen ısıyı, y6 kondensere ilerleyen karışımın amonyak bakımından derişikliğini göstermektedir. Model sonucunda, zengin karışım debisinin soğutkan debisine oranının kaynatıcı sıcaklığına bağlı olduğunu görmüşlerdir. Şekil 3.15'te görüldüğü gibi kütleli debi oranı (f), soğutkan debisi (m. refr) ve zengin karışım debisinin (m.r) olması durumunda; yüksek kaynatıcı sıcaklıklarında, zengin karışım debisi, soğutkan debisine göre daha fazla azalmıştır.



Şekil 3.15 : Kütleli debi oranı, soğutkan debisi ve zengin karışım debisinin kaynatıcı sıcaklığına bağlı değişimi [12].

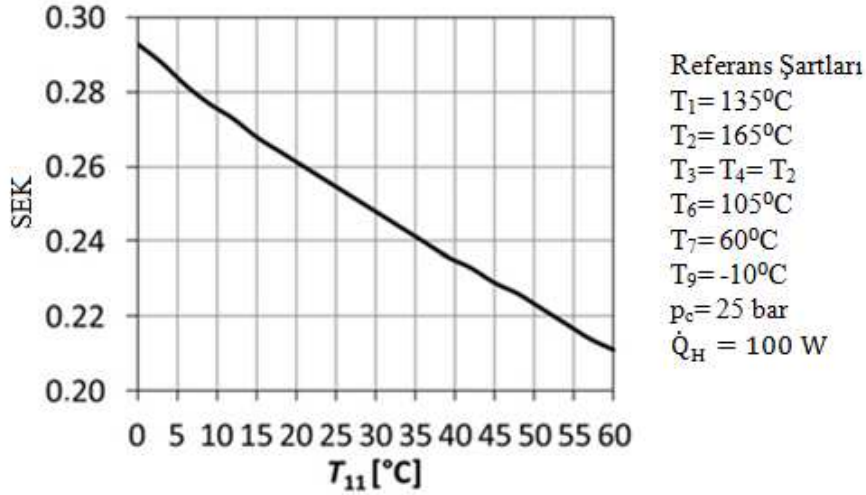
Sistem performansını etkileyen diğer bir parametrenin ise, saflaştırıcıdan çıkış sıcaklığının artmasıyla sisteme ilerleyen amonyak saflığı azalmaktadır, böylece saflığın azalmasına bağlı olarak SEK artmaktadır. Sonuç olarak Şekil 3.16 saflaştırıcı çıkış sıcaklığı (T_6), sisteme ilerleyen amonyak safsızlığının (y_{refr}) değişimiyle kaynatıcı sıcaklığının (T_2) artmasına bağlı olarak SEK değişimini göstermektedir. Saflığın azalmasının SEK üzerindeki etkisi suyun gizli ısısının yüksek olmasından ileri gelmektedir. Fakat, bu durum düşük sıcaklıklarda buharlaştırıcıda suyun donma problemini ortaya çıkarmaktadır.



Şekil 3.16 : Kaynatıcı sıcaklığının artmasına bağlı olarak SEK değişimi [12].

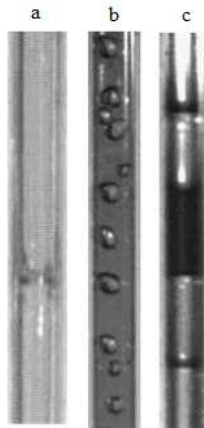
SEK etkileyen bir diğer parametre ise çevre sıcaklığıdır. Zengin karışım soğurucu tankından çevre sıcaklığında çıkarak kaynatıcı kısmına doğru ilerler. Çevre sıcaklığı aynı zamanda absorpsiyon sıcaklığını (T_{11}) da belirler. Dolayısıyla çevre sıcaklığının

yüksek olması ile beraber absorpsiyon sıcaklığı da yükselir. Yüksek sıcaklıklarda amonyak buharının fakir karışım içinde çözünürlüğü azaldığından dolayı zengin karışım oluşamayacak, dolayısıyla absorpsiyon sıcaklığının artması ile Şekil 3.17'de görüldüğü gibi SEK azalacaktır.



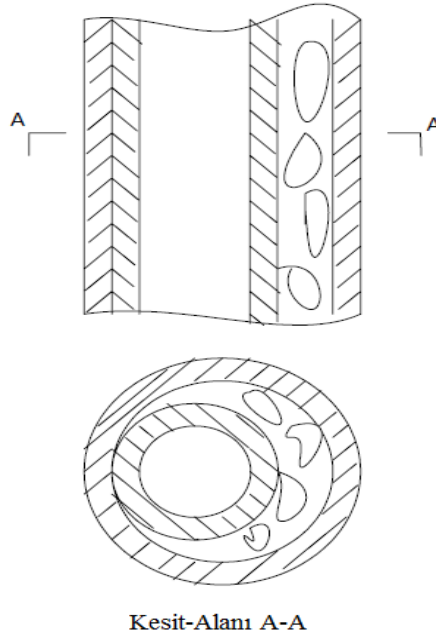
Şekil 3.17 : Absorpsiyon sıcaklığına bağlı olarak SEK'nın değişimi [12].

Pfaff ve diğ. (1998) yaptıkları çalışmada, habbecik pompası performansı üzerine çalışarak , parçayı analitik ve deneysel olarak modellemişlerdir. Habbecik pompası modelini Şekil 3.18'de görülen akış tiplerinden kesikli tıkaç akış (intermittent slug flow) için gerçekleştirmişlerdir. Kurulan test düzeneği ise camdan yapılarak akış gözlenmiştir. Bu çalışma sonucunda pompalama frekansı; habbecik pompasına verilen ısı girişinin artırılması, sürüş yüksekliğinin artırılması, boru çapının ve kaldırma yüksekliğinin azaltılması ile arttığı görülmüştür [13].



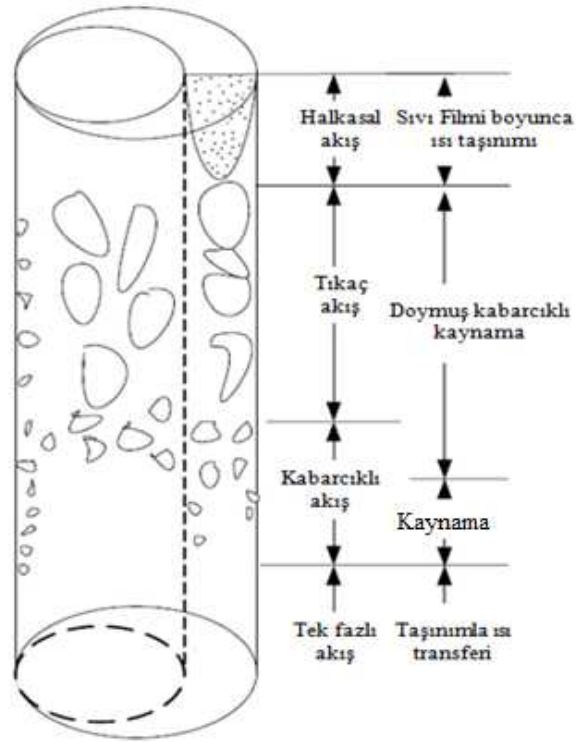
Şekil 3.18 : a) Tıkaç akış (slug flow) b) Kabarcıklı akış (bubbly flow) c) Kesintili tıkaç akış (intermittent slug flow) [14].

Zhang ve diğ. (2006) yaptıkları çalışmada, habbecik pompası dizayn parametrelerinin pompa performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Şekil 3.19'de görülen yarımay şeklinde kanala sahip habbecik pompası, pompa boyunca ısıtılarak deney yapılmıştır. İş yapan akışkanlar olarak su-lityumbromür kullanılmıştır. Bu yarımay şeklindeki kanal bir borunun daha büyük bir boru içerisine eksantrik bir şekilde yerleştirilmesiyle oluşturulmuştur. İç içe sokulan borular bir çizgi üzerinde temas ettirilerek lehimlenmiştir. Yarımay şekli verilen bu kanalın avantajı: (1) İşlem için kolaylık sağlamaktadır. (2) Yarımay şeklindeki kanalın sivri köşeleri yapay kabarcık alanı oluşturmaktadır ve habbeciklerin üretimi kolaylaşmaktadır. (3) Kanalın geniş kısmı sıvı filmi olarak çalışmakta ve kanal duvarının kurumasını engellemektedir [15].



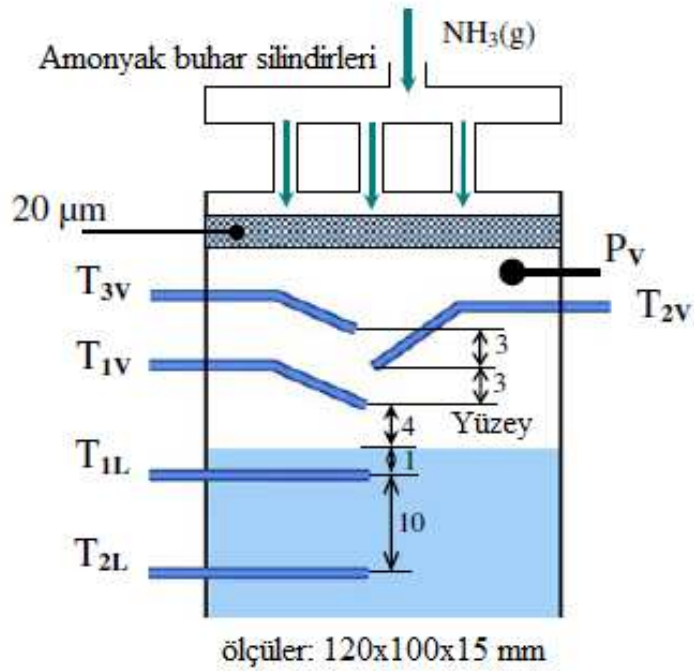
Şekil 3.19 : Yarımay şeklindeki habbecik pompası kanal yapısı [15].

Akış rejimi ısıtılan test düzeneği Şekil 3.20'da görülmektedir. Soğutulmuş su tüpe girip ısıtılarak yukarıya doğru ilerlemektedir. Yükselme boyunca akış kabarcıklı akış (bubbly flow) ve tıkaç akış (slug flow) yapısına geçmektedir. Tıkaç akış rejimi akışın pompa boyunca yükselmesini sağlamaktadır. Tıkaç akış rejiminin oluşması için kanalın kesit seçimi önemlidir. Eğer kanal çok dar ise iki fazlı akışın direnci artmakta, bu durum da pompa içinde güçsüz bir yükselme meydana getirmektedir. Eğer kanal çok geniş ise, kaynamaya gerekli ısı akısı artmaktadır. Akış sirkülasyonu kararsız olmaktadır.



Şekil 3.20 : Habbecik pompası boyunca akış çiftleri ve kaynama rejimleri [15].

Mustafa ve Monde (2007) yaptıkları çalışmada basıncın amonyak-su karışımı içerisine absorbe edilen kütle üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Şekil 3.21'de görülen test düzeneği üzerine termokupl ve transdüser yerleştirmişlerdir [16].



Şekil 3.21 : Test düzeneğinin görünüşü [15].

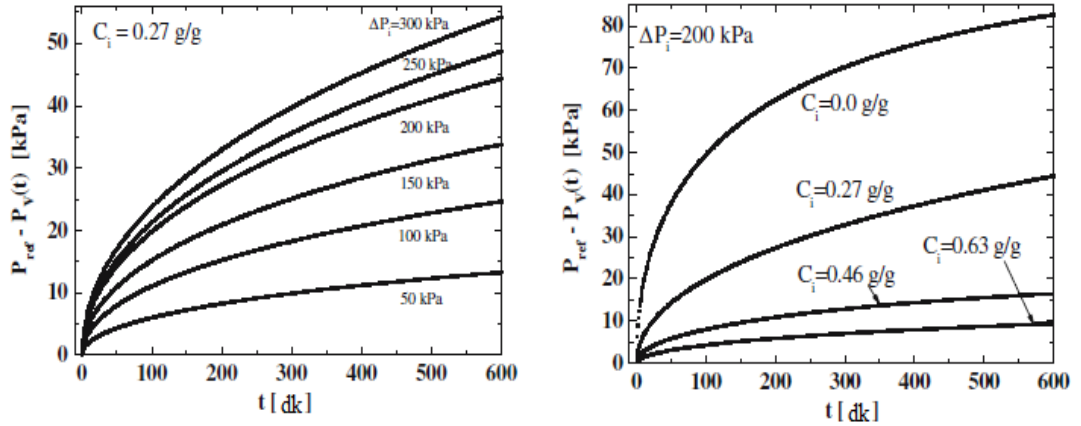
Silindirden gelen amonyağın basıncı (P_{2i}) ve valfler açılmadan önce test düzeneği içindeki karışımın doyma basıncı (P_{1i}) arasındaki fark (3.1) eşitliğindeki gibi kPa cinsinden ifade edilmektedir.

$$P_{2i} = P_{1i} + \Delta P_i \quad (3.1)$$

Silindirlere gelen amonyak buharının test düzeneği içinde bulunan karışımla etkileşimi reaksiyon sebebiyle ani bir şekilde artan sıcaklık buharın karışım içerisine soğurulmasıyla beraber zamanla düşüş göstermektedir. Test düzeneği içerisindeki basınç transduserinin boyunca ölçtüğü buhar basıncı $P_v(t)$ olarak ifade edilmektedir. Amonyak buharının silindirlere gelmesi ile ölçülen ilk basınç P_{ref} olarak ifade edilmektedir. Böylece işleminde meydana gelen ilk basınç farkı (3.2) eşitliğinde kPa cinsinden ifade edilmektedir.

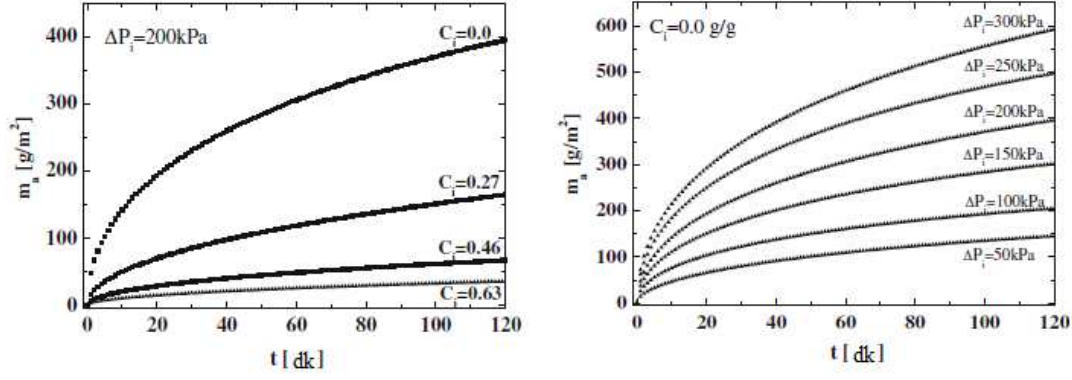
$$P_d(t) = [P_{ref} - P_v(t)] \quad (3.2)$$

(3.1) eşitliğinde belirtilen basınç düşüşü ΔP_i 'nin (3.2) eşitliğinde verilen basınç farkı $P_d(t)$ üzerindeki etkisi; konsantrasyonun 0.27 g/g olduğu durumda Şekil 3.1'de görülmektedir. ΔP_i 'nin sabit tutulması ile konsantrasyon ve $P_d(t)$ arasındaki ilişki Şekil 3.22'deki gibidir.



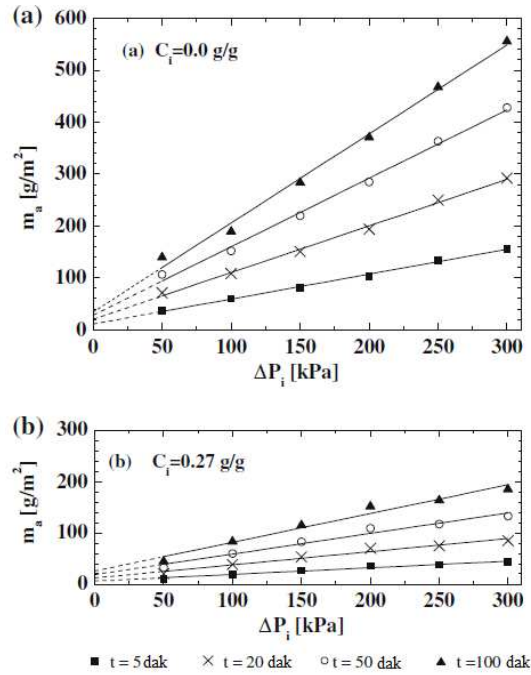
Şekil 3.22 : Sırasıyla basınç düşüşünün ve konsantrasyonunun basınç farklı üzerinde zamana bağımlılığı [16].

Bütün bunlara bağlı olarak; Şekil 3.23'de basınç düşüşünün artması ve konsantrasyonun azalması ile beraber karışım içerisine absorbe olan miktarın arttığı görülmektedir.



Şekil 3.23 : Test düzeneğindeki ilk karışım konsantrasyonunun ve basınç düşüşünün absorbe kütle üzerindeki etkisi [16].

Test düzeneği içerisinde bulunan karışımın konsantrasyonunun düşük olmasıyla beraber o karışımın taşıyabileceği amonyak miktarında artış görülmektedir. Bu Şekil 3.24'te karışımın amonyak konsantrasyonunun sırasıyla (a) $C_i=0.0$ g/g (b) $C_i=0.27$ g/g olması halinde açıkça görülmektedir.



Şekil 3.24 : Basınç düşüşüne bağlı olarak absorbe olan kütle miktarı [16].

3.2 Amonyak-Su Çiftinin Termodinamik Özellikleri İlgili Çalışmalar

3.2.1 Kaynama ve yoğuşma sıcaklık bağıntıları

Ganesh ve Srinivas (2011) yaptıkları çalışmada, amonyak-su çiftinin termodinamik özellikleri için çeşitli korelasyonlar üzerinde çalışarak, bu korelasyonları kaynama ve

yoğuşma noktaları, özgül entalpi, özgül hacim, özgül entropi ve özgül ekserji için çözümlenmişlerdir [17].

Amonyak-su kaynama noktaları aynı olmayan akışkanlardır. Amonyak düşük kaynama noktasına sahiptir. Kaynama boyunca sıcaklık ve karışım konsantrasyonu sürekli olarak değişmektedir. Bu nedenle bu çalışmada termodinamik özellikler bulunurken Gibbs Serbest Enerji denkleminde yararlanılmaktadır. Bu termodinamik özellikler bulunurken basınç 50 bar, sıcaklık 500K olarak sınırlandırılmıştır. Farklı basınç ve derişikliklerde amonyak-su karışımının termodinamik özelliklerinin hesaplanabilmesi için öncelikli olarak (3.3) ve (3.4) eşitliğinde gösterilen sırasıyla kaynama ve yoğuşma sıcaklıklarının hesaplanması gerekmektedir.

$$T_b(p, x) = T_0 \sum_i a_i (1 - \xi)^{m_i} \left[\ln \left(\frac{p_0}{p} \right) \right]^{n_i} \quad (3.3)$$

$$T_d(p, y) = T_0 \sum_i a_i (1 - \Psi)^{\frac{m_i}{4}} \left[\ln \left(\frac{p_0}{p} \right) \right]^{n_i} \quad (3.4)$$

Söz konusu yukarıdaki eşitliklerde kullanılan katsayılar Patek ve Klomfar [1995] yaptıkları çalışmada verilmiştir ve (3.3) eşitliği referans 12 nokta için, (3.4) eşitliği ise referans 17 nokta için katsayıları sırasıyla Çizelge 3.2 ve Çizelge 3.3'te gösterilmiştir. Kaynama sıcaklığı sıvı fazdaki karışım derişikliğine bağlı iken, yoğuşma sıcaklığı buhar fazdaki karışımın derişikliğine bağlıdır. Eşitliklerde kullanılan basınç değeri ise, belirlenen noktadaki kısmi basıncı ifade etmektedir. Bu katsayılar için kullanılacak sıcaklık değeri 100 K, basınç değeri ise 2 MPa olarak belirlenmiştir. Hesaplanan kaynama ve yoğuşma sıcaklıkları ile karışımın termodinamik açıdan hangi bölgede olduğu bilgisine karışımın ölçülen sıcaklığı ile kaynama ve yoğuşma sıcaklıklarının kıyaslanmasıyla ulaşılmıştır [18].

Çizelge 3.2 : (3.3) eşitliğindeki katsayılar [18].

i	m_i	n_i	a_i
1	0	0	$0.322302.10^1$
2	0	1	-0.384206
3	0	2	$0.460965.10^{-1}$
4	0	3	$-0.378945.10^{-2}$
5	0	4	$0.135610.10^{-3}$
6	1	0	0.487755
7	1	1	-0.120108
8	1	2	$0.106154.10^{-1}$
9	2	3	$-0.533589.10^{-3}$
10	4	0	$0.785041.10^1$
11	5	0	$-0.115941.10^2$
12	5	1	$-0.523150.10^{-1}$
13	6	0	$0.489596.10^1$
14	13	1	$0.421059.10^{-1}$
$T_0=100\text{ K}$		$p_0=2\text{ MPa}$	

Çizelge 3.3 : (3.4) eşitliğindeki katsayılar [18].

i	m _i	n _i	a _i
1	0	0	0.324004.10 ¹
2	0	1	-0.395920
3	0	2	0.435624.10 ⁻¹
4	0	3	-0.218943.10 ⁻²
5	1	0	-0.143526.10 ¹
6	1	1	0.105256.10 ¹
7	1	2	-0.719281.10 ⁻¹
8	2	0	0.122362.10 ²
9	2	1	-0.224368.10 ¹
10	3	0	-0.201780.10 ²
11	3	1	0.110834.10 ¹
12	4	0	0.145399.10 ²
13	4	2	0.644312
14	5	0	-0.221246.10 ¹
15	5	2	-0.756266
16	6	0	-0.135529.10 ¹
17	7	2	0.183541
T ₀ =100 K		p ₀ =2 MPa	

3.2.2 Entalpi bağıntıları

a. Sıvı faz için entalpi bağıntıları

İdeal sıvı karışımları için Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu (3.5) eşitliğindeki gibi ifade edilmektedir [17]

$$\begin{aligned} g_{(T,p,\xi)}^l = & \{(1 - \xi)g_{H_2O(T,p)}^l + \xi g_{NH_3(T,p)}^l \\ & + RT[(1 - \xi) \log_e(1 - \xi) + \xi \log_e \xi] \\ & + g_{E(T,p,\xi)}\} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Entalpi ve özgül hacim bağıntılarının bulunmasında çalışmada sıvı ve gaz fazındaki saf amonyak ve saf suyun sabit basınçtaki özgül ısı denklemleri kullanılarak, bu iki maddenin her iki fazı için Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu hesaplanmış ve Maxwell bağıntıları yardımıyla bu maddelerin saf haldeki özgül entalpileri bulunmuştur. Bu Entalpi değerleri kullanılarak karışıma ait entalpi değerleri de bulunmuştur. Çalışmada, Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonunun saf sıvı A maddesi için belirtilen hali (3.6) eşitliğindeki gibidir.

$$g_{A(T,p)}^l = \left[h^l(T_0, p_0) - Ts^l(T_0, p_0) + \int c_p^l dT - T \int \frac{c_p^l}{T} dT + (a_1 + a_3 T + a_4 T^2)(p - p_0) + a_2 \frac{(p^2 - p_0^2)}{2} \right]_A \quad (3.6)$$

(3.6) eşitliğinde kullanılacak sabit basınçtaki özgül ısı eşitliği, (3.7) eşitliğinde gösterilmiştir.

$$c_{p(T,p_0)}^l = b_1 + b_2 T + b_3 T^2 \quad (3.7)$$

(3.7) eşitliği (3.6) eşitliğinde yerine yazılarak, saf amonyak ve saf suyun sıvı fazı için Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu (3.8) ve (3.9) eşitliğinde verilmiştir

$$g_{H_2O(T,p)}^l = \left[h^l(T_0, p_0) - Ts^l(T_0, p_0) + [b_1(T - T_0) + \frac{b_2}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{b_3}{3}(T^3 - T_0^3)] + (a_1 + a_3 T + a_4 T^2)(p - p_0) + a_2 \frac{(p^2 - p_0^2)}{2} \right]_{H_2O} \quad (3.8)$$

$$\begin{aligned}
g_{\text{NH}_3(T,p)}^l = & \left[h^l(T_0, p_0) - T s^l(T_0, p_0) + [b_1(T - T_0) \right. \\
& + \frac{b_2}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{b_3}{3}(T^3 - T_0^3)] \\
& + (a_1 + a_3 T + a_4 T^2)(p - p_0) \\
& \left. + a_2 \frac{(p^2 - p_0^2)}{2} \right]_{\text{NH}_3}
\end{aligned} \tag{3.9}$$

Amonyak-su karışımının sıvı fazı için özgül entalpi ve özgül hacim değerlerinin bulunmasında saf amonyak ve saf su için bulunan entalpi ve özgül hacim değerlerinin yanı sıra Gibbs Fazla Enerji Fonksiyonundan elde edilen entalpi ve özgül hacim değerleri de kullanılmalıdır. Gibbs Fazla Enerji Fonksiyonu'nun hesaplanmasının nedeni ise sıvı fazdaki karışımın, mükemmel çözelti halinden sapmasının bulunması içindir. Sıvı karışımlar için Gibbs Fazla Enerji Fonksiyonu (3.10) eşitliğinde gösterildiği gibidir.

$$\begin{aligned}
g_{E(T,p,\xi)} = & \left\{ (e_1 + e_2 p + (e_3 + e_4 p)T + \frac{e_5}{T} + \frac{e_6}{T^2}) \right. \\
& + (2\xi - 1) \left(e_7 + e_8 + (e_9 + e_{10} p)T + \frac{e_{11}}{T} \right. \\
& + 3 \frac{e_{12}}{T^2} \left. \right) + (2\xi - 1)^2 (e_{13} + e_{14} p + \frac{e_{15}}{T} \\
& \left. + \frac{e_{16}}{T^2}) \right\}
\end{aligned} \tag{3.10}$$

Sıvı fazdaki karışımların özgül entalpisi (3.11) eşitliğinde verilmiştir.

$$h^l = -RT_B T^2 \left(\frac{\partial \left(\frac{g^l(T, p, \xi)}{T} \right)}{\partial T} \right)_{p, \xi} \tag{3.11}$$

İdeal sıvı karışımları için Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu olan (3.5) eşitliği, (3.11) eşitliğinde yerine yazılınca, (3.12) eşitliği elde edilmektedir.

Saf amonyak ve suyun sıvı fazı için Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu olan (3.8) ve (3.9) eşitliği, aynı zamanda mükemmel sıvı çözeltiler için kullanılan Gibbs Fazla

Enerji Fonksiyonu olan **(3.10)** eşitliği, **(3.12)** eşitliğinde yerine yazıldığında, sıvı haldeki karışımlar için özgül entalpi **(3.13)** eşitliğinde ortaya çıkmıştır.

$$h^l = -RT_B T^2 \left\{ (1 - \xi) \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{g^l_{H_2O_{T,p}}}{T} \right) + \xi \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{g^l_{NH_3_{T,p}}}{T} \right) \right. \quad (3.12)$$

$$+ \frac{\partial}{\partial T} R[(1 - \xi) \log_e(1 - \xi) + \xi \log_e \xi]$$

$$\left. + \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{g_{E(T,p,\xi)}}{T} \right) \right\}_{p,\xi}$$

$$h^l = \left[\left(\frac{R}{18} T_B \right) \cdot (1 \right. \quad (3.13)$$

$$- \xi) \cdot \left[h^l(T_0, p_0) + b_1(T - T_0) + \frac{b_2}{2}(T^2 - T_0^2) \right.$$

$$+ \frac{b_3}{3}(T^3 - T_0^3) + (a_1 - a_4 T^2)(p - p_0)$$

$$\left. + \frac{a_2}{2}(p^2 - p_0^2) \right]_{H_2O}$$

$$+ \left(\frac{R}{17} T_B \right) \cdot (\xi) \left[h^l(T_0, p_0) + b_1(T - T_0) \right.$$

$$+ \frac{b_2}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{b_3}{3}(T^3 - T_0^3)$$

$$\left. + (a_1 - a_4 T^2)(p - p_0) + \frac{a_2}{2}(p^2 - p_0^2) \right]_{NH_3}$$

$$+ \left[\frac{R}{\xi \cdot 17 + (1 - \xi) \cdot 18} T_B \cdot \xi \cdot (1 \right.$$

$$- \xi) \cdot \left(\left(e_1 + e_2 + 2 \frac{e_5}{T} + 3 \frac{e_6}{T^2} \right) + (2\xi - 1)(e_7 \right.$$

$$+ e_8 + 2 \frac{e_{11}}{T} + 3 \frac{e_{12}}{T^2}) + (2\xi - 1)^2(e_{13} + e_{14}p$$

$$\left. \left. + 2 \frac{e_{15}}{T} + 3 \frac{e_{16}}{T^2} \right) \right) \right]$$

b. Gaz faz için entalpi bağıntıları

Çalışmada aynı zamanda mükemmel gaz karışımları için Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu **(3.14)** eşitliğinde verilmiştir [17].

$$g_{(T,p,\Psi)}^g = \{(1 - \Psi)g_{H_2O(T,p)}^g + \Psi g_{NH_3(T,p)}^g + RT[(1 - \Psi) \log_e(1 - \Psi) + \Psi \log_e \Psi]\} \quad (3.14)$$

Gaz fazındaki saf A maddesi için belirtilen Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu **(3.15)** eşitliğindeki gibidir.

$$g_{A(T,p)}^g = \left\{ h^g(T_0, p_0) - Ts^g(T_0, p_0) + \int c_p^g dT - T \int \frac{c_p^g}{T} dT + RT \ln \frac{p}{p_0} + c_1(p - p_0) + c_2 \left(\frac{p}{T^3} - 4 \frac{p_0}{T_0^3} + 3 \frac{p_0 T}{T_0^3} \right) + 2c_3 \left(\frac{p}{T^{11}} - 12 \frac{p_0}{T_0^{11}} + 11 \frac{p_0 T}{T_0^{12}} \right) + \frac{c_4}{3} \left(\frac{p^3}{T^{11}} - 12 \frac{p_0^3}{T_0^{11}} + 11 \frac{p_0^3 T}{T_0^{12}} \right) \right\}_A \quad (3.15)$$

(3.15) eşitliğinde kullanılacak sabit basınçta özgül ısı denklemi, **(3.16)** eşitliği ile gösterilmiştir.

$$c_{p(T)}^g = d_1 + d_2 T + d_3 T^2 \quad (3.16)$$

(3.16) eşitliği **(3.15)** eşitliğinde yerine yazılmasıyla gaz fazındaki saf amonyak ve su için Gibbs Serbest Fonksiyonu **(3.17)** ve **(3.18)** eşitliğinde gösterilmiştir.

$$\begin{aligned}
g_{\text{H}_2\text{O}(T,p)}^g = & \left\{ h^g(T_0, p_0) - Ts^g(T_0, p_0) + d_1(T_0 - T) \right. \\
& + \frac{d_2}{2}(T_0^2 - T^2) + \frac{d_3}{3}(T_0^3 - T^3) \\
& + RT \log_e \frac{p}{p_0} + c_1(p - p_0) \\
& + c_2 \left(\frac{p}{T^3} - 4 \frac{p_0}{T_0^3} + 3 \frac{p_0 T}{T_0^4} \right) \\
& + c_3 \left(\frac{p}{T^{11}} - 12 \frac{p_0}{T_0^{11}} + 11 \frac{p_0 T}{T_0^{12}} \right) \\
& \left. + \frac{c_4}{3} \left(\frac{p^3}{T^{11}} - 12 \frac{p_0^3}{T_0^{11}} + 11 \frac{p_0^3 T}{T_0^{12}} \right) \right\}_{\text{H}_2\text{O}}
\end{aligned} \tag{3.17}$$

$$\begin{aligned}
g_{\text{NH}_3(T,p)}^g = & \left\{ h^g(T_0, p_0) - Ts^g(T_0, p_0) + d_1(T_0 - T) \right. \\
& + \frac{d_2}{2}(T_0^2 - T^2) + \frac{d_3}{3}(T_0^3 - T^3) \\
& + RT \log_e \frac{p}{p_0} \\
& + c_1(p - p_0) + c_2 \left(\frac{p}{T^3} - 4 \frac{p_0}{T_0^3} + 3 \frac{p_0 T}{T_0^4} \right) \\
& + c_3 \left(\frac{p}{T^{11}} - 12 \frac{p_0}{T_0^{11}} + 11 \frac{p_0 T}{T_0^{12}} \right) \\
& \left. + \frac{c_4}{3} \left(\frac{p^3}{T^{11}} - 12 \frac{p_0^3}{T_0^{11}} + 11 \frac{p_0^3 T}{T_0^{12}} \right) \right\}_{\text{NH}_3}
\end{aligned} \tag{3.18}$$

Gaz halindeki karışımların özgül entalpisi (3.19) eşitliğinde belirtilmiştir.

$$h^g = -RT_B T^2 \left(\frac{\partial \left(\frac{g^g(T, p, \Psi)}{T} \right)}{\partial T} \right)_{p, \Psi} \tag{3.19}$$

İdeal gaz karışımları için Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu olan (3.14) eşitliği, (3.19) eşitliğinde yerine yazıldığında, (3.20) eşitliği elde edilmektedir.

$$\begin{aligned}
h^g = -RT_B T^2 \left\{ (1 - \Psi) \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{g^g H_2 O_{T,p}}{T} \right) \right. \\
+ \Psi \frac{\partial}{\partial T} \left(\frac{g^g NH_3_{T,p}}{T} \right) \\
+ \frac{\partial}{\partial T} R[(1 - \Psi) \log_e(1 - \Psi) \\
+ \Psi \log_e \Psi] \left. \right\}_{p,\Psi}
\end{aligned} \quad (3.20)$$

Saf amonyak ve suyun gaz fazı için Gibbs Serbest enerji Fonksiyonu olan (3.17) ve (3.18) eşitliği, aynı zamanda ideal gaz karışımı (3.20) eşitliğinde yerine yazıldığında, gaz haldeki karışımlar için özgül entalpi (3.21) eşitliği ortaya çıkmıştır.

$$\begin{aligned}
h^g = \left\{ - \left(\frac{R}{18} T_B \right) \cdot (1 \right. \\
- \Psi) \cdot \left[h^g(T_0, p_0) + d_1(T - T_0) \right. \\
+ \frac{d_2}{2} (T^2 - T_0^2) + \frac{d_3}{3} (T^3 - T_0^3) \\
+ c_1(p - p_0) + 4c_2 \left(\frac{p}{T^3} - \frac{p_0}{T_0^3} \right) \\
+ 12c_3 \left(\frac{p}{T^{11}} - \frac{p_0}{T_0^{11}} \right) + 4c_4 \left(\frac{p^3}{T^{11}} - \frac{p_0^3}{T_0^{11}} \right) \left. \right]_{H_2O} \\
- \left(\frac{R}{17} T_B \right) \cdot (\Psi) \cdot \left[h^g(T_0, p_0) + d_1(T - T_0) \right. \\
+ \frac{d_2}{2} (T^2 - T_0^2) + \frac{d_3}{3} (T^3 - T_0^3) \\
+ c_1(p - p_0) + 4c_2 \left(\frac{p}{T^3} - \frac{p_0}{T_0^3} \right) \\
+ 12c_3 \left(\frac{p}{T^{11}} - \frac{p_0}{T_0^{11}} \right) + 4c_4 \left(\frac{p^3}{T^{11}} - \frac{p_0^3}{T_0^{11}} \right) \left. \right]_{NH_3} \left. \right\}
\end{aligned} \quad (3.21)$$

3.2.3 Özgöl hacim bağıntıları

a. Sıvı faz için özgöl hacim bağıntıları

Sıvı fazdaki karışımlar için özgöl hacim ifadesi (3.22) eşitliğinde verilmiştir [17].

$$v^l = \frac{RT_B}{P_B} \left(\frac{\partial}{\partial p} g_{(T,p,\xi)}^l \right)_{T,\xi} \quad (3.22)$$

Sıvı fazdaki karışımlar için (3.5) eşitliğinde gösterilen Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu eşitlik (3.22) yerine yazıldığında (3.23) eşitliği elde edilmiştir.

$$\begin{aligned} v^l = \frac{RT_B}{P_B} \left\{ (1 - \xi) \left(\frac{\partial}{\partial p} g_{H_2O(T,p,\xi)}^l \right) + \xi \left(\frac{\partial}{\partial p} g_{NH_3(T,p,\xi)}^l \right) \right. \\ \left. + \frac{\partial}{\partial p} RT[(1 - \xi) \log_e(1 - \xi) + \xi \log_e \xi] \right. \\ \left. + \frac{\partial}{\partial p} g_{E,T,p,\xi} \right\}_{T,\xi} \quad (3.23) \end{aligned}$$

Sıvı fazındaki saf maddeler için Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu (3.8), (3.9) eşitliği ve Gibbs Fazla Enerji Fonksiyonu (3.23) eşitliğinde yerine yazıldığında, karışımın sıvı fazdaki özgöl hacim (3.24) eşitliği oluşmaktadır.

$$\begin{aligned} v^l = \left\{ \left(\frac{R}{18} \cdot \frac{T_B}{100P_B} \cdot (1 - \xi) \cdot (a_1 + a_2p + a_3T + a_4T^2)_{H_2O} \right. \right. \\ \left. + \frac{R}{17} \cdot \frac{T_B}{100P_B} \cdot \xi \cdot (a_1 + a_2p + a_3T + a_4T^2)_{NH_3} \right) \\ \left. + \frac{R}{\xi \cdot 17 + (1 - \xi) \cdot 18} \cdot \frac{T_B}{100P_B} \cdot \xi \cdot (1 - \xi) \cdot (e_2 \right. \\ \left. + e_4T + (2\xi - 1)e_8 + e_{10}T + (2\xi - 1)^2e_{14}) \right\} \quad (3.24) \end{aligned}$$

b. Gaz faz için özgöl hacim bağıntıları

Gaz fazdaki karışımlar için özgöl hacim (3.25) eşitliğinde verilmiştir [17].

$$v^g = \frac{RT_B}{P_B} \left(\frac{\partial}{\partial p} g_{(T,p,\Psi)}^g \right)_{T,\Psi} \quad (3.25)$$

Gaz fazdaki karışımlar için (3.14) eşitliğinde gösterilen Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu (3.25) eşitliğinde yerine yazıldığında eşitlik (3.26) elde edilmiştir.

$$v^g = \frac{RT_B}{P_B} \left\{ (1 - \Psi) \left(\frac{\partial}{\partial p} g_{H_2O(T,p,\Psi)}^g \right) + \Psi \left(\frac{\partial}{\partial p} g_{NH_3(T,p,\Psi)}^g \right) + \frac{\partial}{\partial p} RT \left[(1 - \Psi) \log_e(1 - \Psi) + \Psi \log_e \Psi \right] \right\}_{T,\Psi} \quad (3.26)$$

Gaz fazındaki saf maddeler için Gibbs Enerji Fonksiyonları (3.17) ve (3.18) eşitlikleri, (3.26) eşitliğinde yerine yazıldığında, gaz faz için özgül hacim bağıntısı (3.27) eşitliğinde gösterildiği gibi çıkmaktadır.

$$v^g = \left\{ \left(\frac{R}{18} \cdot \frac{T_B}{100P_B} \cdot (1 - \Psi) \left(\frac{R}{18} \cdot \frac{T}{p} \right) + c_1 + \frac{c_2}{T^3} + \frac{c_3}{T^{11}} + \frac{c_4 p^2}{T^{11}} \right)_{H_2O} + \left(\frac{R}{17} \cdot \frac{T_B}{100P_B} \cdot \Psi \left(\frac{R}{18} \cdot \frac{T}{p} \right) + c_1 + \frac{c_2}{T^3} + \frac{c_3}{T^{11}} + \frac{c_4 p^2}{T^{11}} \right)_{NH_3} \right\} \quad (3.27)$$

Özgül entalpi ve özgül hacim eşitliklerinde kullanılan katsayılar Çizelge 3.4'te gösterilmiştir. Aynı zamanda bu eşitliklerde kullanılan Gibbs Serbest enerji Fonksiyonu katsayıları Çizelge 3.5'te verilmiştir. [17].

Çizelge 3.4 : Özgöl entalpi ve özgül hacim eşitliklerindeki katsayılar [17].

Katsayılar	Amonyak	Su
a_1	3.971423×10^{-2}	2.748796×10^{-2}
a_2	-1.790557×10^{-5}	-1.016665×10^{-5}
a_3	-1.308905×10^{-2}	-4.452025×10^{-3}
a_4	3.752836×10^{-3}	8.389246×10^{-4}
b_1	1.634519×10^1	1.214557×10^1
b_2	-6.508119	-1.898065
b_3	1.448937	2.911966×10^{-1}
c_1	-1.049377×10^{-2}	2.136131×10^{-2}
c_2	-1.049377×10^{-2}	-3.169291×10^1
c_3	-6.647257×10^2	-4.634611×10^4
c_4	-3.045352×10^3	0.0
d_1	3.673647	4.019170
d_2	9.989629×10^{-2}	-5.175550×10^{-2}
d_3	3.617622×10^{-2}	1.951939×10^{-2}
h_l	4.878573	21.821141
h_g	26.468879	60.965058
s_l	1.644773	5.733498
s_g	8.339026	13.453430
T_0	3.2252	5.0705
p_0	2.0000	3.0000

Çizelge 3.5 : Gibbs Serbest Enerji Fonksiyonu katsayıları [17].

e_1	-4.626129×10^1
e_2	2.060225×10^{-2}
e_3	7.292369
e_4	-1.032613×10^{-2}
e_5	8.074824×10^1
e_6	-8.461214×10^1
e_7	2.452882×10^1
e_8	9.598767×10^{-3}
e_9	-1.475383
e_{10}	-5.038107×10^{-3}
e_{11}	-9.640398×10^1
e_{12}	1.226973×10^2
e_{13}	-7.582637
e_{14}	6.012445×10^{-4}
e_{15}	5.487018×10^1
e_{16}	-7.667596×10^1

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

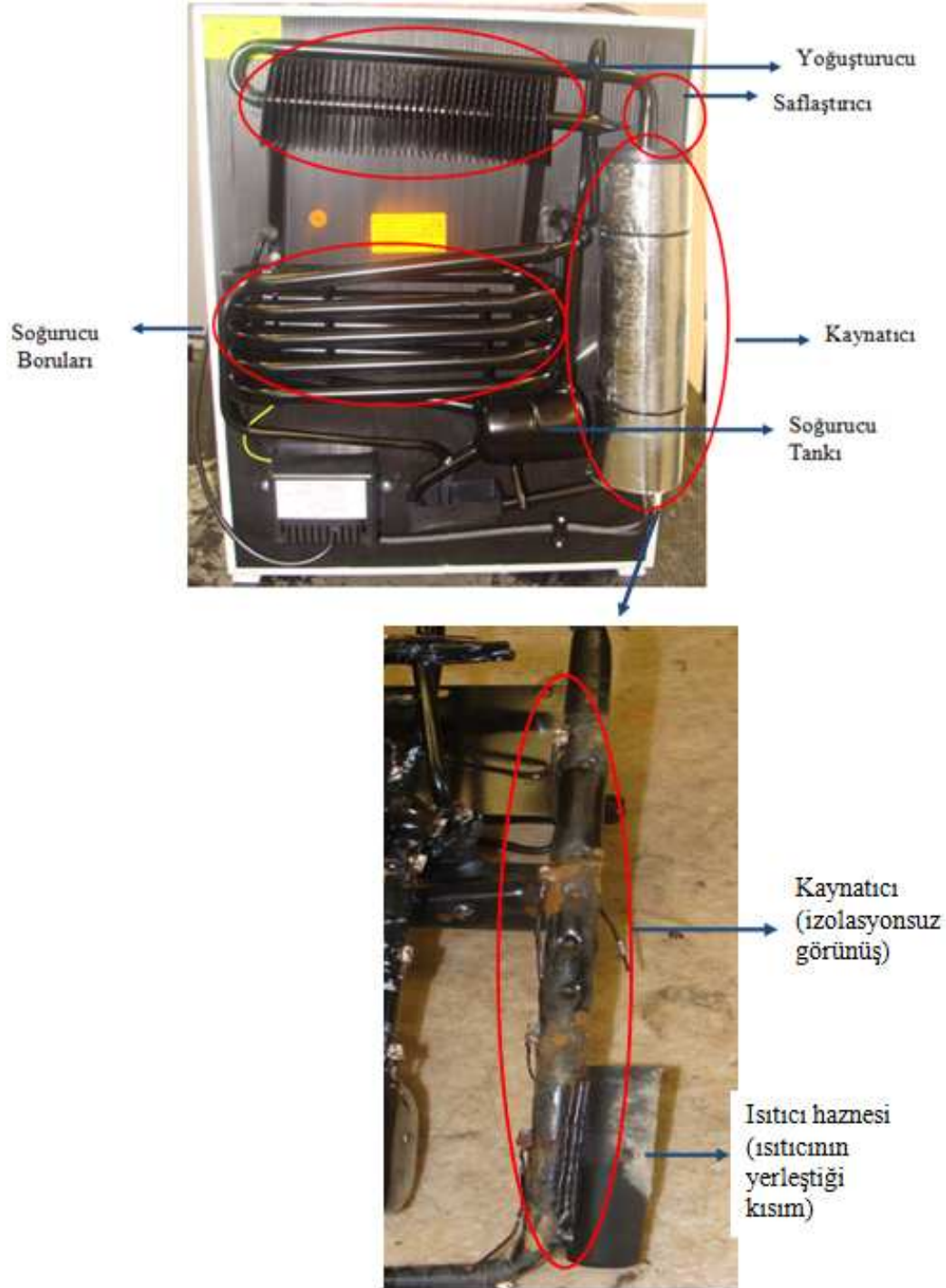
Bu bölümde absorbsiyonlu sistemlerin deneysel olarak incelenmesi amacıyla gerçekleştirilen çalışmalar sunulmuştur. Buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinin 1.6-1.9 olan etkinlik katsayıları, absorbsiyonlu sistemlerde 0.1-0.3 arasındadır. Absorbsiyonlu sistemlerin soğutma performansının düşük olması sebebiyle literatür araştırması çalışmalarının soğutma performansını arttırmaya yönelik olduğu görülmektedir. Yapılan çalışmaların büyük çoğunluğu kaynatıcı bölgesinde yapılabilecek farklı tasarımlar üzerine iken, bir kısmı ise sistem içerisinde bulunan amonyak-su karışımı üzerinedir.

Yapılan deneysel çalışmalarda sistem performansının irdelenmesi için karışımın amonyak bakımından kütleli derişikliği ve sistem basıncı üzerinde durulmuştur.

Tez konusu kapsamında planlanmış olan deneysel çalışmalar, otellerde kullanılan 40 lt saklama hacmine sahip absorbsiyon sistemi ile çalışan mini bar üzerinde gerçekleştirilmiştir.

4.1 Deneysel Çalışmaların Üzerinde Gerçekleştirgi Mini Bar Sistemi

Absorbsiyonlu sistemle çalışan mini bar düzeneklerinin oluştğı elemanlar ve çalışma sistemi sistem tanıtımı kısmında ayrıntılı olarak anlatılmıştır. Absorbsiyonlu sistem temelde kaynatıcı, saflaştırıcı, yoğusturucu, buharlaştırıcı, soğurucu ve ısı değıştiricisi kısmından oluşmaktadır. Kaynatıcı kısmı, iç içe geçmiş iki borudan oluşurken, içteki boru habbecik pompası (bubble pump) olarak adlandırılmakta ve sistemde sirkülasyonu sağlamaktadır. Buharlaştırıcı kısmı içinde gaz ısı değıştiricisi bulundurmaktadır. Soğurucu kısmı ise, soğurucu boruları ve soğurucu tankından oluşmaktadır. Mini bar sisteminin genel dış görünüşü ve sistem parçaları Şekil 4.1'de ayrıntılı olarak görülmektedir.



Şekil 4.1 : Mini bar soğutucunun sistemi dış görünüşü.

Mini bar sisteminin kabin içi incelendiğinde; buharlaştırıcıdaki ısı geçişinin artırılmasını sağlayan ısı iletim katsayısı yüksek alüminyum levha görülmektedir. Bu levha buharlaştırıcı borusuna geçirilmiş vaziyettedir. Levha üzerinden sıcaklığın algılanarak sistemin durma ve çalışma zamanının belirlenmesi için sıcaklık

sensörünün içine yerleştiği delik bulunmaktadır. Mini bar soğutucunun iç görünüşü ve elemanları Şekil 4.2'de görülmektedir.



Şekil 4.2 : Mini bar soğutucunun iç görünüşü ve elemanları.

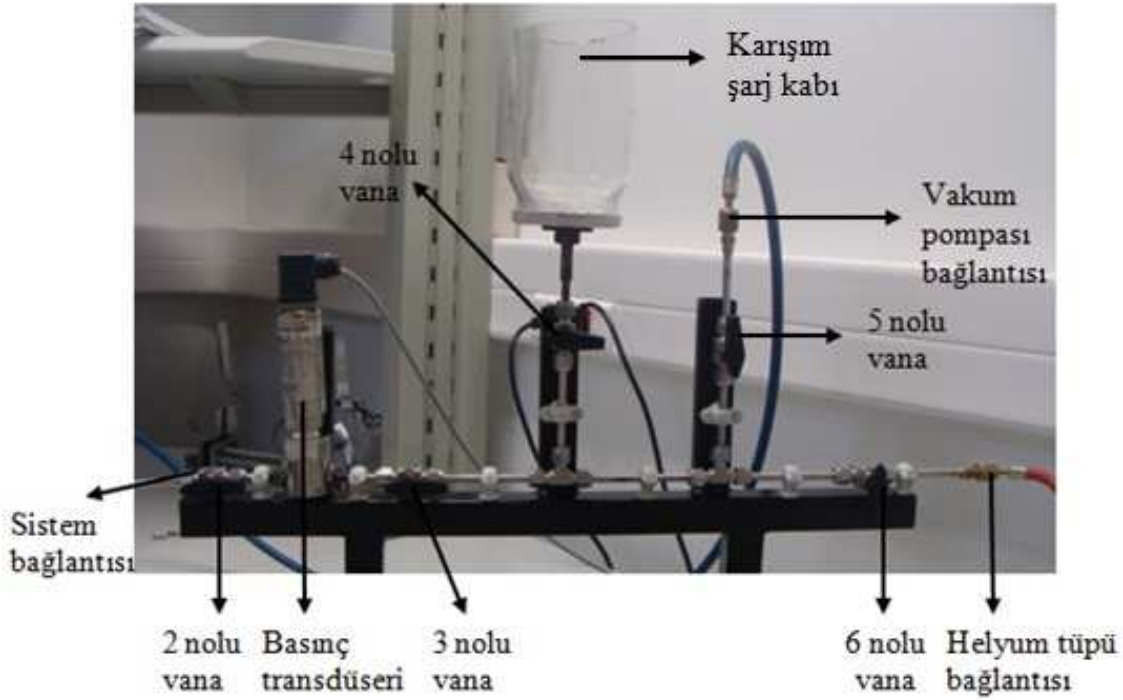
4.2 Deney Düzeneği

Deney düzeneği, mini bar buzdolapları için üretilen bir sistem ve bu sisteme şarj vermek amacıyla kullanılan şarj düzeneğinden oluşmaktadır. Şarj verme işlemi tamamlandıktan sonra deneye hazır hale getirilen sistem Şekil 4.3'te gösterilmektedir.



Şekil 4.3 : Deneye hazır hale getirilen sistemin görünüşü.

Soğutucu akışkan olarak kullanılan amonyakın sistemi aşındırma tehlikelerine karşı, sistem tamamen demir ve çelik malzemeden oluşması gerekirken, üretim maliyetleri nedeniyle genellikle sistemler Karbon Çeliği'nden yapılmaktadır, aşınma tehlikesi için ise, belirli oranda sodyum kromat (Na_2CrO_4) karıştırılmaktadır. Bu çalışmada yapılan deneyler kısa süreli çalışmalar olduğundan sodyum kromata ihtiyaç duyulmamıştır. Şekil 4.4'te sisteme şarj vermek amacıyla kullanılan şarj düzeneği görülmektedir.

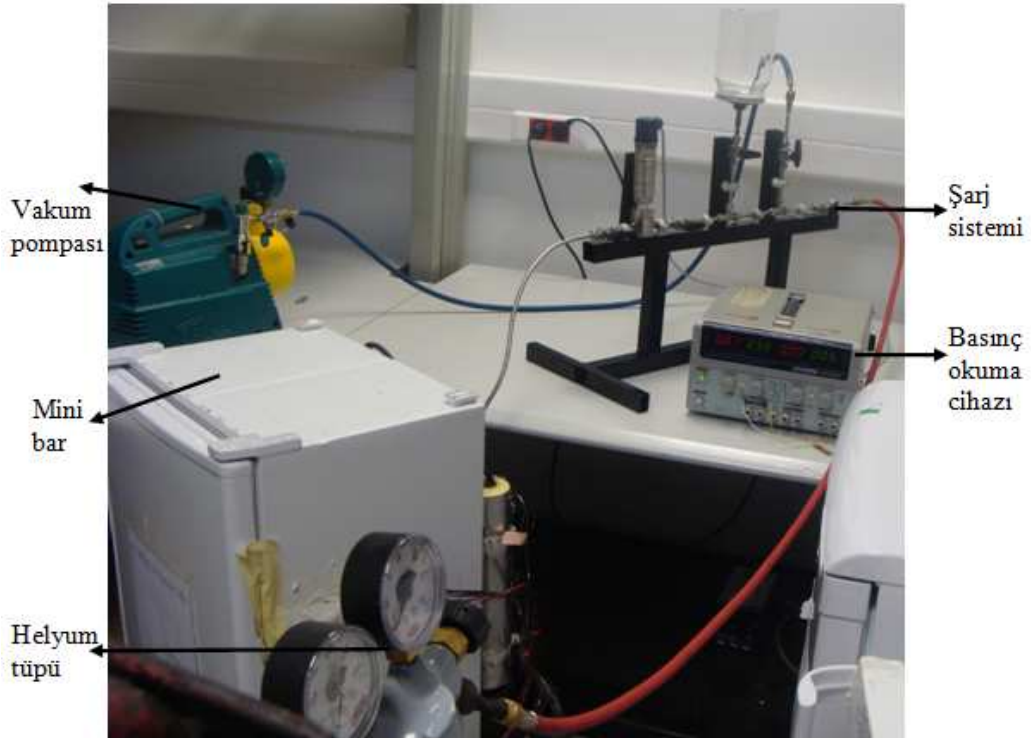


Şekil 4.4 : Sisteme şarj vermek için kullanılan şarj düzeneği

Sisteme şarj vermek için kullanılan şarj düzeneği; 6 adet vana, basınç transdüseri, karışım şarj kabı, vakum pompası ve bağlantısı, helyum gazı tüpü ve regülatörden oluşmaktadır. Şarj verme düzeneği üzerinde görülemeyen 1 numaralı vana sistemin soğurucu tankı girişinde bulunmaktadır. Düzenekte kullanılan borular 1/4" çapında paslanmaz çelik iken, vanalar da küresel vana olup yine paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Aynı şekilde çözelti şarj kabı, vakum pompası ve diğer boru kısımlarını birbirine bağlayan T bağlantı elemanları da paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Bu bağlantı elemanları ve vanalar kendi içerisinde sızdırmazlık elemanı bulundurmaktadır. Basınç transdüserinin şarj sistemine bağlanmasında kullanılan sızdırmazlık elemanı contalar % 40 derişikliğinde amonyak ile uyumlu 6 mm iç çap, 16 mm dış çap ve 2,5 mm et kalınlığındadır. Şarj kabı olarak kullanılan eleman ise

amonyak-su şarjını sisteme verme imkanı sağlamaktadır. Bu kısımdan sisteme 400 g kadar şarj verme imkanı bulunmaktadır. Karışım miktarının görülmesi ve amonyağın oluşturduğu aşındırma tehlikesi sebebiyle cam tercih edilmiştir. Helyum tüpünün sisteme bağlanmasını ve istenilen basınç aralığında helyumun sisteme şarj edilmesi amacıyla kullanılan helyum regülatörü ise 230 bar girişli/50 bar çıkışlıdır.

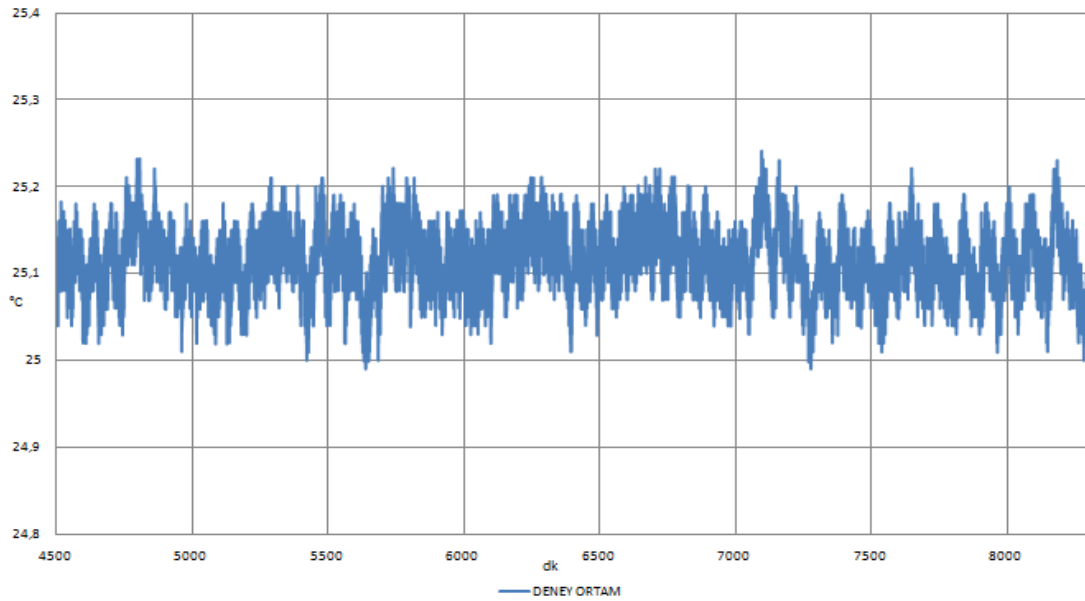
Şarj verme işlemi ilk olarak sistemin tamamen vakumlanması ile başlamaktadır. Vakum tamamlandıktan sonra 5 no'lu vana kapatılarak 4 no'lu vana açılmaktadır ve çözelti şarj kabı içinde bulunan amonyak-su karışımı istenilen miktarda sisteme şarj edilmektedir. Karışım sisteme şarj edildikten sonra 4 no'lu vana tekrar kapatılmaktadır. Son olarak 6 no'lu vana açılarak istenilen basınçta helyum gazı sisteme şarj edilmektedir. Aynı zamanda şarj verme düzeneği ve sistem üzerinde bulunan basınç transduserinden okunan değer ile sisteme verilen basınç kontrol edilmektedir. Bu sayede sisteme istenilen basınç yüksek hassasiyette verilebilmektedir. Helyum gazı şarj işlemi tamamlandıktan sonra 1 ve 2 no'lu vanalar kapatılmaktadır ve şarj düzeneği 1 no'lu vanadan ayrılarak sistem deneye hazır hale getirilmektedir. Şarj sistemi, helyum tüpünün sisteme bağlantısı ve şarj verme işlemi Şekil 4.5'te görülmektedir.



Şekil 4.5 : Şarj verme işlemi.

4.3 Deneyin Uygulanmasındaki Aşamalar

Tez kapsamında yapılması planlanan deneyler 25°C dış ortam sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Deneylerde kabul edilen başlangıç şartlarının deney sonuçlarını etkilememesi için tüm deneylerin aynı ortam sıcaklığı ve bağıl nem değerlerinde yapılması gerekmektedir. Bu nedenden ötürü deneyler şartlandırılmış oda koşullarında gerçekleştirilmiştir. Isı odası (dış ortam şartlandırma ünitesi) sıcaklık ve bağıl nemi sabit oranlarda değiştirme özelliğine sahiptir. Deneylerin bir kısmı boyunca oda sıcaklığındaki değişim grafiği Şekil 4.6'da görülebilmektedir.

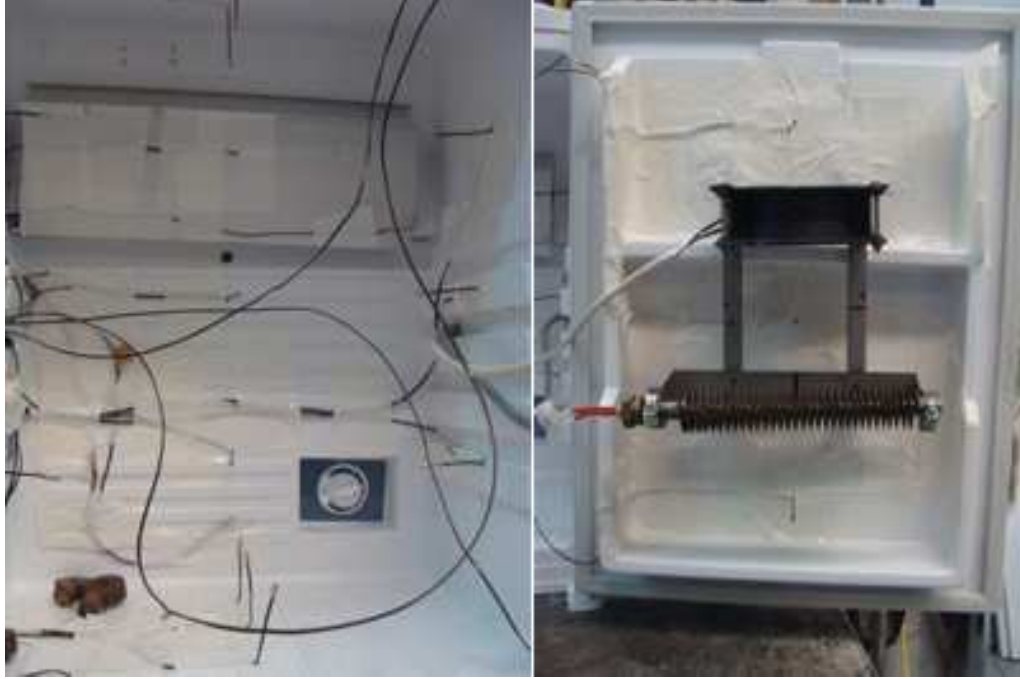


Şekil 4.6 : Isı odası deneylerinde gözlemlenen tipik bir sıcaklık-zaman grafiği.

Sistem üzerinden sıcaklık ve basınç ölçümleri alınmış, sıcaklık ölçümü için termokupl, basınç ölçümü için ise basınç transduseri kullanılmıştır. Sistem basıncının sistemin bütün bölümünde hemen hemen aynı olması nedeniyle bir noktadan alınan basınç değeri, basınç ölçümü için yeterli olmuştur.

Deneyler iki bölüm olarak yapılmıştır. İlk bölümde mini bar kabinin toplam ısı geçiş katsayısının için ters ısı kazancı deneyi (RHL) yapılmıştır. Bu deney sonucunda kabinin UA (toplam ısı geçiş katsayısı) değeri bulunmuştur. Bu deneyde sistemi çalıştırılmayıp kabin içi soğutulmayarak, tam tersi kabin içine Şekil 4.7'de görüldüğü gibi ısıtıcı ve fan bağlanarak, düzgün dağılımlı bir şekilde ısıtılmıştır. Isı odası ortamı ise, mini bar kabininde soğutma gerçekleştiği zaman kabin içinin olması gereken sıcaklığına ayarlanmıştır. Böylece kabin içi ortam sıcaklığına (25°C) , ısı odası ortamı ise kabin içinin standartlarda belirtilen sıcaklığına (5°C) getirilmiştir. Kabin

içinden ortama olan ısı geçiş miktarı belirlenerek, soğutma sağlanırken buharlaştırıcı tarafından çekilmesi gereken ısı miktarı bulunmaktadır. Termokupllar bu deneyde sadece kabin içine bağlanarak, kabin içinin istenilen sıcaklığı gelip gelmediğı kontrol edilmektedir.



Şekil 4.7 : Kabin ters ısı kazancı deneyinde sırasıyla kabin içine yerleştirilen termokupllar ve iç kapı kısmına yerleştirilen ısıtıcı, fan görünüşü.

Deneylerin ikinci kısmında absorpsiyon sistemi şarj edilip, ısı odasına konulan mini bar çalıştırılarak sıcaklık, basınç ve enerji tüketim ölçümleri yapılmıştır. Deneyler boyunca buzdolabı üzerinden sıcaklıklar termokupl (ısı çift) ile yaklaşık 45 noktadan ölçülmüştür. Termokupllar iki farklı metal alaşımının uçlarının kaynaklanması ile elde edilen bir sıcaklık ölçü elemanıdır. İki uç arasındaki sıcaklık farkı termokupl üzerinde gerilim (EMF) yaratır. Yapılan deneylerde T tipi termokupl kullanılmıştır. T tipi termokupl -200°C ila $+300^{\circ}\text{C}$ sıcaklık aralığında görev yapabilmektedir. T tipi termokupl bakır ve konstant malzemelerinden oluşturulmuştur. Kullanılan termokupllar 0.5 mm kalınlığındadır. Mini bar üzerinden sıcaklık ve basınç ölçümü alınan ısı odası Şekil 4.8’de görülmektedir.



Şekil 4.8 : Sıcaklık ve basınç ölçümü alınan ısı odası.

Termokupl aracılığıyla sistem üzerinden alınan sıcaklık ölçümleri performansın irdelenmesinde etkili olmuştur. Sistem performansı kabin içi raflarından alınan sıcaklık değerleri ile ölçülmektedir. Üst raf, orta raf ve alt raf sıcaklıklarının ortalaması alınarak belirlenen kabin içi sıcaklık kullanılmaktadır. Kabin içi raf sıcaklıklarının düşük seviyede, düzgün ve salınımdan uzak olması, performansın iyi seviyede olduğunun göstergesidir. Aynı zamanda sıcaklık ölçümleri sırasında dolabın 24 saatlik enerji tüketimleri de ölçülmüştür. Sistem etkinliğinin belirlenmesi için deneysel çalışmalarda ölçülen enerji tüketimi, sistemi oluşturan elemanların sıcaklıkları sistemin SEK'sinin belirlenmesi amacıyla kullanılmıştır. Şekil 4.9'da mini bar üzerinde sıcaklık ölçümlerinin alındığı 45 termokupl bağlantısı görülmektedir.



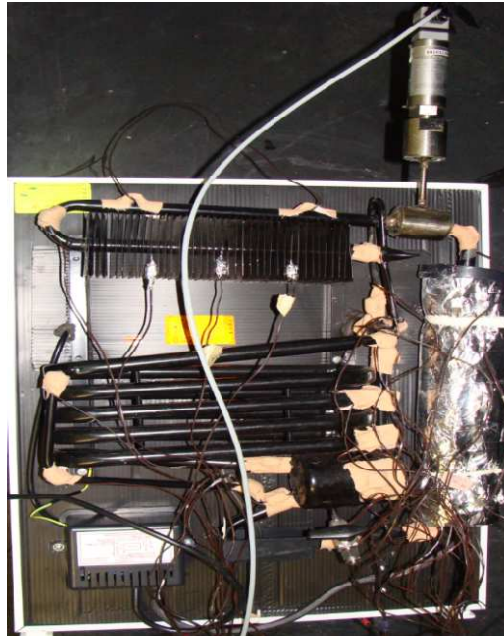
Şekil 4.9 : a) Arka kısım bağlantıları b) Kaynatıcı bölgesi izolasyon kısmı bağlantıları c) Kabin içi bağlantıları d) Buharlaştırıcı bağlantıları.

Bu kısımda yapılan deneysel çalışmaların esasını sistem performansında etkili olan belirli parametrelerin incelenmesi oluşturmaktadır. 2003 yılında Arslan ve diğ. [7] tarafından yapılan çalışmada, performansı etkileyen parametreler; sistem şarj miktarı, şarj miktarının amonyak içeriği, sistem basıncı ve ısıtıcı güç olarak belirlenmiştir. Literatür çalışmaları bir kısmından da yola çıkarak belirlenen bu parametrelerin incelenmesi sistem basıncı ve karışımın kütleli amonyak derişikliği üzerine olmuştur. Bu nedenle bu çalışmada sistemin basınç ve derişiklik parametreleri değıştirilmiş, ısıtıcı gücü 60 W olarak sabit tutulmuştur. Yine sisteme verilen karışım miktarı ise helyumun dönüşü için gerekli boşluk hesaba katılarak, soğurucu tankının dolu olduğu düşünülerek 245 gram olarak belirlenmiştir. Deneyler boyunca da ısıtıcı gücü ile beraber sabit tutulmuştur. Sistem basıncı yoğuşurucu ve kaynatıcı sıcaklıklarını belirlediğinden önemli bir parametredir. Yine aynı şekilde derişiklik faktöründe sistem üzerindeki bölge sıcaklıklarını etkileyen bir diğ er parametredir. Aynı zamanda bu parametrelerin performanstaki etkileri literatür çalışmaları göz önüne alınarak incelenmiştir. Deneylerde mevcut soğutma sistemine farklı derişiklik

ve basınçlarda şarjlar verilerek, performansın iyi seviye olması için gereken optimum değer bulunmuştur.

4.3.1 Sistem basıncı

Sistem performansında etkili olan bir parametre de sistem basıncıdır. Habbecik pompalı sistemlerin klasik absorpsiyonlu sistemlerden farkı, sistem içinde herhangi bir pompa elemanının bulunmaması ve habbecik pompasının sistem içerisindeki basınç sabittir. Bu nedenle şarj verme esnasında şarj sistemi üzerinden aynı zamanda, sistemde yoğuşturucuya giriş öncesinde basınç değerinin alınması basıncın izlenmesi açısından yeterli olmuştur. Basınç, Şekil 4.10'da görülen sistem üzerinden okunmuştur.



Şekil 4.10 : Basıncın sistem üzerinden okunduğu yerin görünüşü.

Yukarıda da bahsedildiği gibi sistem basıncı sistem üzerinde iki noktada önemlidir. Bunlardan biri yoğuşturucu, diğeri ise buharlaştırıcı kısımlarıdır. Saflık derecesinde yoğuşturucuya giren amonyak buharı, burada sistem basıncına karşılık gelen sıcaklıkta yoğuşmaktadır. Örneğin, 18 bar sistem basıncında yoğuşturucuya giren amonyak buharı yaklaşık 45°C yoğuşmaktadır. Sistemin 25°C ortamda çalıştığı düşünülürse, yoğuşturucu sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki farkta yoğuşma gerçekleşmektedir. Isı geçişinin daha iyi seviyelere çıkması için bu farkın yüksek olması gerekmektedir. Yoğuşturucuya giren amonyak buharının tamamen sıvı hale geçmesi, buharlaştırıcıda da buharlaşma esnasında çekilen ısıyı arttıracaktır. Basıncın

sistem üzerinde etki gösterdiği diğer bir kısım olan buharlaştırıcı; yoğunlaştırucudan gelen sıvı amonyağın burada helyum ile karşılaşması sonucu kısmi basıncının düşmesiyle buharlaşarak helyum içerisine yayıldığı kısımdır.

Yapılan deneylerde, sisteme değişik basınçlarda şarj verilerek performans izlenmiştir. Deneylerde karşılaşılan bir diğer durum ise sistemin durgun haldeki basıncı ile çalışma anındaki basıncı arasındaki farktır. Bu durumun nedeni, sistem çalışmaya başladığı andan itibaren, habbecik pompasında amonyağın buharlaşmaya başlaması ve bu buharlaşma sonucunda amonyağın buhar basıncında meydana gelen yükselmedir. Amonyak, buhar basıncındaki yükselme sonucu Helyum gazını sürükleyerek buharlaştırıcı ve soğurucu tankı arasına hapsetmektedir. Helyum gazı bu şekilde buharlaştırıcı ve soğurucu arasında bir çevrim yapmaktadır. Basıncıdaki yükselme, sistemin ısıtıcı gücüne bağlıdır. Deneylerde elde edilen basınç farkı 3 bar seviyesindedir.

4.3.2 Şarj edilen karışımdaki amonyak derişikliği

Sistem performansında etkili olan bir diğer parametre şarj miktarının amonyak bakımından kütsel derişikliğidir. Sisteme amonyak-su karışımı şarj edilmektedir. Kaynatıcı kısmında amonyak-su birbirinden ayrışmaktadır. Isıtıcı aracılığıyla gerçekleşen bu ayrışma sonrasında, habbecik pompası çıkışında buhar fazına geçmiş olan karışım içerisinde yüksek miktarda amonyak buharı ve bir miktarda su buharı bulunmaktadır. Şaflaştırıcı kısmında ise içinde bulunan su buharı yoğunlaşmaktadır. Buharlaşmadan önce zengin karışım olarak nitelendirilen amonyak-su karışımından habbecik pompası çıkışından sıvı fazın ayrılması ile ayrılan bu faz da fakir karışım olarak nitelendirilmektedir. Zengin karışım amonyak bakımından yüksek derişikliğe sahip iken, fakir karışım ise amonyak bakımından çok daha düşük derişikliğe sahiptir.

Karışım derişikliği literatür kısmından da edinilen bilgiye göre kaynatıcı sıcaklığını etkilemektedir. Literatür kısmında bulunan (3.3) ve (3.4) eşitliklerinden anlaşılacağı üzere derişiklik azaldıkça amonyağın karışımdan ayrışma sıcaklığı yüksek, derişiklik arttığında ise sıcaklık düşüktür. Bu durumda derişikliğin ısıtıcı gücünü etkilediğini söylemek mümkündür. Bir taraftan, şarj miktarının amonyak bakımından kütsel derişikliği yüksek ise habbecik pompasında meydana gelen iki fazlı akış rejimi etkilenmektedir, dolayısıyla sistem performansı düşmektedir.

Amonyagın, atmosfer basıncı ve oda şartlarında kütleli derişikliği % 28'i aşamamaktadır. Yapılan deneysel çalışmalarda sisteme % 20, % 25 ve % 30 kütleli derişikliğinde amonyak-su karışımı verilmiştir. Her ne kadar oda şartlarında karışımın amonyak bakımından derişikliği % 28'i aşamasa da, hazırlatılan % 30 derişiklikteki karışım, derişiklik değerini kaybetmeden kısa süre içerisinde sisteme şarj edilmiştir.

4.4 Belirsizlik Analizi

Deneysel alışmalar sırasında ölçülen sıcaklık ve enerji değerleri için belirsizlik analizi yapılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalarla ilgili ölçüm belirsizliklerinin belirlenmesi, ölçüm sistemi ve sonuçlarının güvenilirliği açısından önem taşımaktadır.

Ölçüm belirsizliği hesabında Kline ve McClintock [19] tarafından ileri sürülen ve daha hassas olan yöntem kullanılmıştır. Bu yöntemde ölçülmesi gereken büyüklük R , ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olsun. Bu durumda R büyüklüğü (4.1) eşitliği ile ifade edilmektedir. Her bir bağımsız değişkene ait belirsizlik değerleri $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve R büyüklüğünün toplam belirsizliği w_R ise R büyüklüğünün belirsizliği (4.2) eşitliği ile hesaplanmaktadır.

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (4.1)$$

$$w_R = \pm \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.2)$$

Sıcaklık ölçümü için üç adet belirsizlik bulunmaktadır. Bunlar;

- Kalibrasyondan gelen belirsizlik: ± 0.19 °C
- Ölçümden gelen belirsizlik: ± 0.1 °C
- Termoelemanların bağlantısından gelen belirsizlik: ± 0.2 °C

Sıcaklık ölçümünde meydana gelen belirsizlik (4.3) eşitliği ile hesaplanmaktadır.

$$w_R = \pm [(w_1)^2 + (w_2)^2 + (w_3)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (4.3)$$

Bunlara göre sıcaklık ölçümü için belirsizlik değeri **(4.4)** eşitliğinde elde edilmektedir.

$$w_T = \pm 0.29^{\circ}\text{C} \quad (4.4)$$

Basınç ölçümünde iki adet belirsizlik bulunmaktadır. Bunlar;

- Ölçümden gelen belirsizlik: ± 0.05 bar
- Basınç transdüserinin bağlantısından gelen belirsizlik: ± 0.2 bar

(4.3) eşitliği kullanılarak yapılan hesap sonucu **(4.5)** eşitliği elde edilmektedir.

$$w_p = \pm 0.21 \text{ bar} \quad (4.5)$$

Sıcaklık ve basınç değerlerinin sistem üzerinden ölçülüp, termodinamik analiz kısmına girdi olarak verilmesi nedeniyle, entalpi denklemlerinde bu elemanlardan gelen bir belirsizlik mevcuttur.

Sıcaklık ve basınç ölçümünden oluşan belirsizliğin analiz denkleminde ne kadar bir fark yarattığını bulabilmek için; **(4.6)** eşitliğinde görülen sıvı fazdaki karışımın özgül entalpi denkleminin sıcaklığa göre türevinin alınması ile çıkan sonucun ve **(4.4)** eşitliğinin, **(4.7)** eşitliğinde görülen yine sıvı fazdaki karışımın özgül entalpi denkleminin basınca göre türevinin alınması ile çıkan sonucun ve **(4.5)** eşitliğinin, **(4.2)** eşitliğinde yerine yazılması gerekmektedir. Yapılan hesap sonucunda ölçüm elemanlarından gelen belirsizliğin işlem sonuçlarında yarattığı yüzde sapma **(4.6)** eşitliğinde görülmektedir.

$$w_R = \% 9.3 \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned}
h^1 = \frac{\partial}{\partial T} \left[\left(\frac{R}{18} T_B \right) \cdot (1 \right. & \quad (4.7) \\
& - x) \cdot \left[h^1(T_0, p_0) + b_1(T - T_0) \right. \\
& + \frac{b_2}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{b_3}{3}(T^3 - T_0^3) \\
& + (a_1 - a_4 T^2)(p - p_0) + \frac{a_2}{2}(p^2 - p_0^2) \Big]_{H_2O} \\
& + \left(\frac{R}{17} T_B \right) \cdot (x) \left[h^1(T_0, p_0) + b_1(T - T_0) \right. \\
& + \frac{b_2}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{b_3}{3}(T^3 - T_0^3) \\
& + (a_1 - a_4 T^2)(p - p_0) + \frac{a_2}{2}(p^2 - p_0^2) \Big]_{NH_3} \\
& + \left[\frac{R}{x \cdot 17 + (1 - x) \cdot 18} T_B \cdot x \cdot (1 \right. \\
& - x) \cdot \left(\left(e_1 + e_2 p + 2 \frac{e_5}{T} + 3 \frac{e_6}{T^2} \right) \right. \\
& + (2x - 1)(e_7 + e_8 p + 2 \frac{e_{11}}{T} + 3 \frac{e_{12}}{T^2}) \\
& + (2x - 1)^2(e_{13} + e_{14} p + 2 \frac{e_{15}}{T} + 3 \frac{e_{16}}{T^2}) \Big) \Big] \Big]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
h^1 = \frac{\partial}{\partial p} \left[\left(\frac{R}{18} T_B \right) \cdot (1 \right. & \quad (4.8) \\
& - x) \cdot \left[h^1(T_0, p_0) + b_1(T - T_0) \right. \\
& + \frac{b_2}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{b_3}{3}(T^3 - T_0^3) \\
& + (a_1 - a_4 T^2)(p - p_0) + \frac{a_2}{2}(p^2 - p_0^2) \Big]_{H_2O} \\
& + \left(\frac{R}{17} T_B \right) \cdot (x) \left[h^1(T_0, p_0) + b_1(T - T_0) \right. \\
& + \frac{b_2}{2}(T^2 - T_0^2) + \frac{b_3}{3}(T^3 - T_0^3) \\
& + (a_1 - a_4 T^2)(p - p_0) + \frac{a_2}{2}(p^2 - p_0^2) \Big]_{NH_3} \\
& + \left[\frac{R}{x \cdot 17 + (1 - x) \cdot 18} T_B \cdot x \cdot (1 \right. \\
& - x) \cdot \left(\left(e_1 + e_2 p + 2 \frac{e_5}{T} + 3 \frac{e_6}{T^2} \right) \right. \\
& + (2x - 1)(e_7 + e_8 p + 2 \frac{e_{11}}{T} + 3 \frac{e_{12}}{T^2}) \\
& + (2x - 1)^2(e_{13} + e_{14} p + 2 \frac{e_{15}}{T} + 3 \frac{e_{16}}{T^2}) \Big) \Big] \Big]
\end{aligned}$$

4.5 Deneysel Çalışma Sonuçları

Önceki kısımda anlatıldığı gibi, deneysel çalışmalar iki kısma ayrılmaktadır. Birinci kısımdan alınan sonuç ikinci kısım sonuçları ile işlenerek sistemin SEK'sı bulunmaktadır.

Birinci kısım deneyi olarak yapılan kabin ters ısı kazancının bulunması deneyi ile kabinin toplam ısı geçiş katsayısının dirençle ilişki değeri belirlenip (UA), kabinden olan ısı geçişi bulunmaktadır. Yapılan deney girdileri, Çizelge 4.1'de yer almaktadır.

Çizelge 4.1 : RHL deney girdileri.

Ters Isı Kazancı Deneyi	
Kabin içi ortalama sıcaklığı (°C)	25
Isı odası ortalama sıcaklığı (°C)	4.9
Isıtıcı gücü (W)	3.3
Fan gücü (W)	10.3

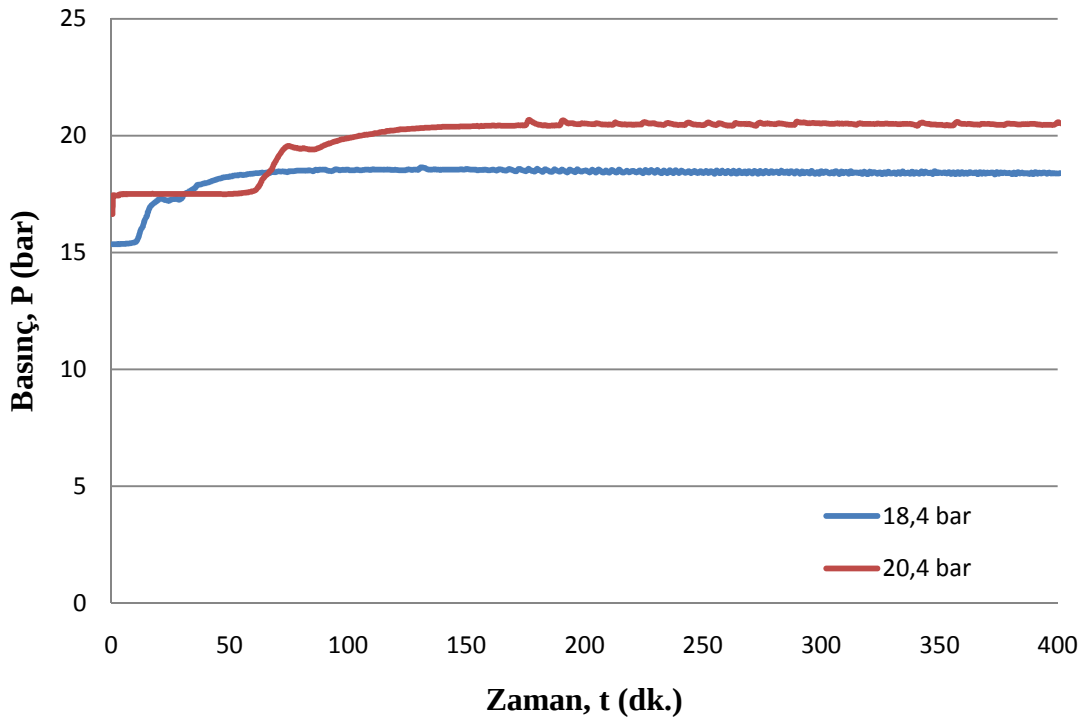
Kabin ile ısı odası arasındaki sıcaklık farkı ($\Delta T_{o-k,RHL}$) 20.1°C'dir. Kabin içini 25°C yapmak için kullanılan ısıtıcı ve fan gücü toplamı 13.6 W'dır. Belirlenen toplam güç (4.9) eşitliğinde $\dot{Q}_{\text{ısıtıcı+fan gücü}}$ değerini temsil etmektedir. Buradan yola çıkarak (4.9) eşitliği ile kabin UA değeri 0.67 W/K bulunmaktadır. Bulunan UA değeri kabinin yalıtım malzemesinin özelliğidir. Kabini 25°C yapmak için verilen toplam güç aynı zamanda kabin içinin 5°C olması için buharlaştırıcı tarafından çekilmesi gereken güçtür.

$$\dot{Q}_{\text{ısıtıcı+fan gücü}} = UA_{\text{kabin}} \Delta T_{o-k,RHL} \quad (4.9)$$

İkinci kısım deneylerinde sistem performansını etkileyen parametrelerin değiştirilmesiyle istenilen kabin içi sıcaklık değeri için enerji tüketimleri ve mini bar kabin içi ortalama sıcaklıkları belirlenmiştir. Deneylerde, şarj miktarının kütleli derişikliği parametresinin incelenebilmesi için, sistem her defasında tekrar şarj edilmiştir. Sisteme % 20, % 25, % 30 olmak üzere üç farklı derişiklik, iki farklı basınç değeri olarak 15 ve 17 bar'da verilmiştir. Sistemin çalışması rejime oturunca bu basınç değerleri sırasıyla 18,4 ve 20,4 bar basıncına yükselmiştir. Basınç parametresinin izlenilmesinde, şarj edilen sistem üzerinde bu değeri değiştirmek mümkün olmuştur.

Deneye alınan sistemde ilk olarak görülen durum, sistemin durma ve çalışma anında sahip olduğu basınç değerlerinin birbirinden farklı olmasıdır. Kaynatıcıda ısı alarak buharlaşmaya başlayan amonyağın buhar basıncında bir miktar artışın meydana gelmesi sonucunda sistem basıncı çalışma anında yükselmektedir.

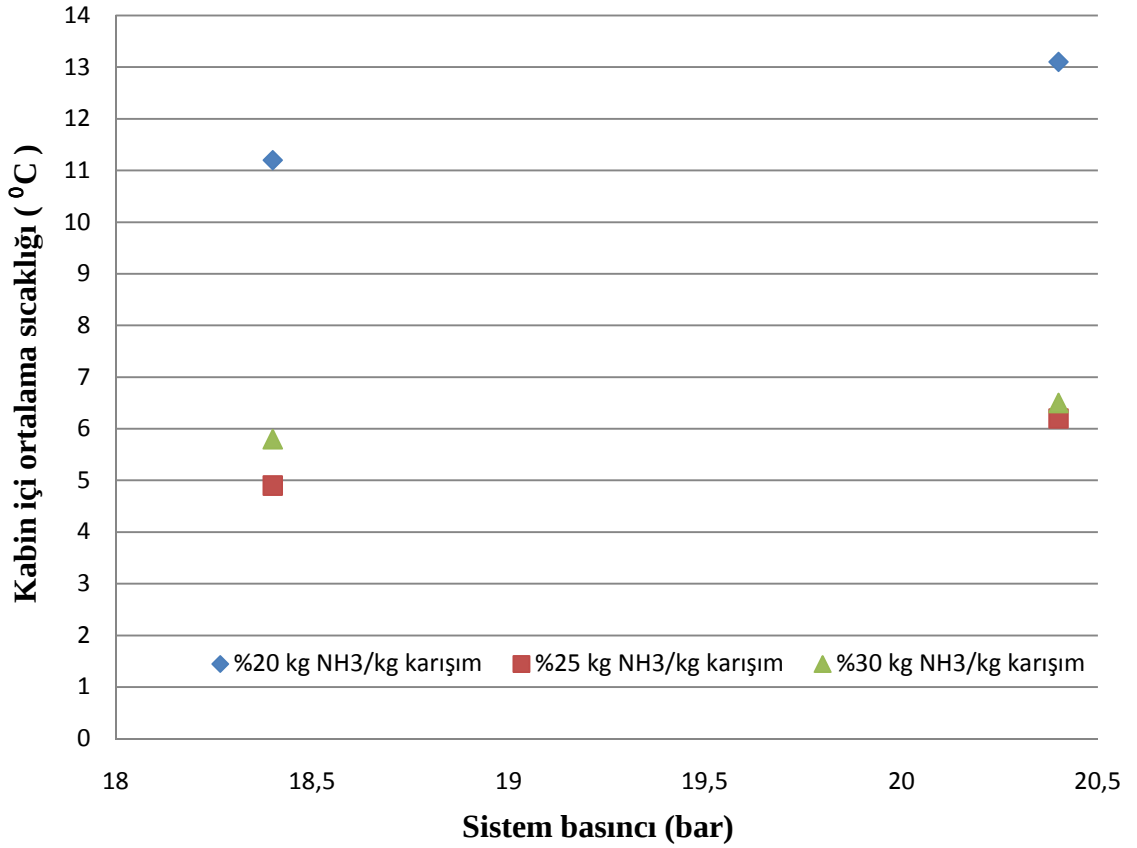
Şekil 4.11’de görüldüğü gibi basınç çalışma anında % 23.3 seviyelerinde artmıştır. Bu basınç artışı sistemin çalışmaya başlaması ile sürekli rejim haline geçmesi anına kadar sürmektedir.



Şekil 4.11 : Sistem basıncının zamanla değişimi.

Sistem basıncının düşük olması durumunda buharlaştırıcıdaki sıvı amonyağın helyum gazı içerisine yayılarak buharlaşmasının daha iyi olacağı, fakat basıncın belirli bir değerin altına düşmesi durumunda ise yoğunlaştırıcıda yoğunlaşmanın tam olarak sağlanamayacağından dolayı buharlaştırıcıya amonyak sıvı halde gönderilememektedir. Şekil 4.12’de görüldüğü üzere kabin içi ortalama sıcaklığı 18.4 bar değerinde en iyi sonucu vermektedir. Basıncın 20.4 bara gelmesi durumunda sıcaklık değerinde bir yükselme görülmektedir. Böylece sistemin çalışma basıncının bu iki basınç değeri düşünülerek 18.4 bar seviyelerinde olması gerektiği söylenebilmektedir. Sistemin performansı ortalama kabin içi sıcaklık değeri göre irdelenmektedir. Dolayısıyla farklı kütleli amonyak derişikliğinde ve farklı

sistem basınçlarında şarj edilen dolabın test edilmesi sonucu ortalama kabin içi sıcaklıkları Şekil 4.12'de verilmiştir.



Şekil 4.12 : Basınç ve derişikliğin kabin içi ortalama sıcaklığı üzerindeki etkisi.

Farklı kütlelesel amonyak derişikleri ve basınçlarda şarj edilen dolaplar test edildiğinde mini bar kabin içi ve ortam arasında meydana gelen sıcaklık farkı Çizelge 4.2'de görölmektedir. Bu sıcaklık farklarından yola çıkılarak, RHL deneyi ile belirlenen kabin UA'değeri kullanılarak, (4.10) eşitliği ile buharlaştırıcı tarafından çekilen ısı ($\dot{q}_{buh,deneysel}$) değeri deneysel yol ile bulunmaktadır.

$$\dot{q}_{buh,deneysel} = UA_{kabin} \Delta T_{o-k} \quad (4.10)$$

Çizelge 4.2 : Kabin içi ortalama sıcaklığı ve ortam arasında oluşan sıcaklık farkları (ΔT_{o-k}).

ΔT_{o-k} (°C)		Değişiklik		
		% 20	% 25	% 30
Basınç (bar)	18.4	14.31	20.03	19.22
	20.4	11.90	18.82	18.52

Bütün deneyler için buharlaştırıcı tarafından çekilen ısı miktarı bulunduğundan sonra, bu değerlerin bir günlük zaman dilimi ile çarpılması sonucu, günlük çekilen enerji miktarı (4.11) eşitliği ile hesaplanmaktadır. Aynı zamanda yapılan şarj ve basınç deneyleri sonucunda mini bar üzerinde bulunan ısıtıcı gücüne bağlı olarak kabin içinde soğutma sağlamak için bir gün boyunca dolabın günlük enerji tüketimleri ısı odası testlerinde ölçülmüştür. Bir gün boyunca buharlaştırıcı tarafından çekilen günlük enerjinin, mini barın testlerde ölçülen günlük enerji tüketimine oranlanması ile (4.12) eşitliği, SEK, deneysel yol ile bulunmaktadır.

$$E_{gün, hesaplanan} = UA_{kabin} \Delta T_{o-k} \cdot \Delta t \quad (4.11)$$

$$SEK_{deneysel} = \frac{E_{gün, hesaplanan}}{E_{gün, ölçülen}} \quad (4.12)$$

Yapılan deneyler sonucu SEK'lar Çizelge 4.3'te sunulmuştur. SEK % 25 kütleli amonyak derişikliğinde karışım için en yüksek değerini almıştır. Bunun sebebi ise, mini bar kabin içi daha düşük sıcaklıklara ulaşmış, dolayısıyla ortam ve kabin içi arasındaki sıcaklık farkı artmıştır. Bu sıcaklık farkını arttıran eleman ise buharlaştırıcı kısmıdır. Buharlaştırıcı tarafında çekilen ısı arttığından ötürü SEK % 25 karışım derişikliğinde yükselmiştir. % 30 kütleli amonyak derişikliğinde ise, kabin içinin ulaştığı sıcaklık % 25 kütleli amonyak derişikliğine kıyasla daha yüksek olduğundan SEK, % 25 kütleli amonyak derişikliğinin sahip olduğu değerden düşüktür. En düşük SEK değerine % 20 kütleli amonyak derişikliklerinde ulaşılmıştır. Deneyler sonucu görülüyor ki sisteminde test edilen kütleli amonyak derişikliği % 25 olan karışım, sistem için en iyi SEK oluşturmuştur.

Çizelge 4.3 : Farklı şarj derişiklikleri ve basınçlara bağı olarak SEK'nın değışimi.

SEK		Kütlesel amonyak derişikliğı (kg NH ₃ / kg karışım)		
		% 20	% 25	% 30
Basınç (bar)	18.4	0.1542	0.2228	0.2150
	20.4	0.1377	0.2114	0.2068

5. TERMODİNAMİK ANALİZ ÇALIŞMASI

Yüksek lisans tez çalışması kapsamında, şarj kütleli derişikliği ve sistem basıncının SEK üzerindeki etkisi, deneysel çalışmalar dışında teorik olarak da incelenmektedir. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin çalışmasının mümkün olduğunca gerçek çalışma koşullarına yakın bir şekilde modellenmesi bu analitik çalışmada hedeflenmektedir.

5.1 Analiz Modelinin Kurulma Aşaması

Literatür kısmında verildiği üzere amonyak-su karışımının sıvı ve buhar fazına ait termodinamik özellikler kaynama ve yoğuşma sıcaklıklarından elde edilmiştir. Kaynama-yoğuşma sıcaklık bağıntıları, entalpi ve özgül hacim bağıntıları bilgisayar programına işlenmiş, geliştirilen model yardımıyla grafikler halinde elde edilmiştir. Program ile girilen basınç ve derişiklik değeri için kaynama ve yoğuşma sıcaklıkları, eşitlik (3.3) ve (3.4)'ten bulunmaktadır. Daha sonra girilen sıcaklık yardımıyla, karışımın hangi bölgede olduğu bulunmaktadır. Basınç, sıcaklık ve derişiklik girdileri ile sıvı ve buhar fazları için entalpi değerleri eşitlik (3.13) ve (3.21), özgül hacim değerleri için ise eşitlik (3.24) ve (3.27) ile hesaplanmaktadır. Hesaplanan kaynama ve yoğuşma sıcaklıkları da kullanılarak doymuş sıvı ve doymuş buhar entalpileri de bulunabilmektedir. Bu kısımda yazılan model, aynı zamanda sistemin termodinamik analizi için yazılmış modelin de bir bölümünü oluşturmaktadır.

5.1.1 Sistemin termodinamik analizi

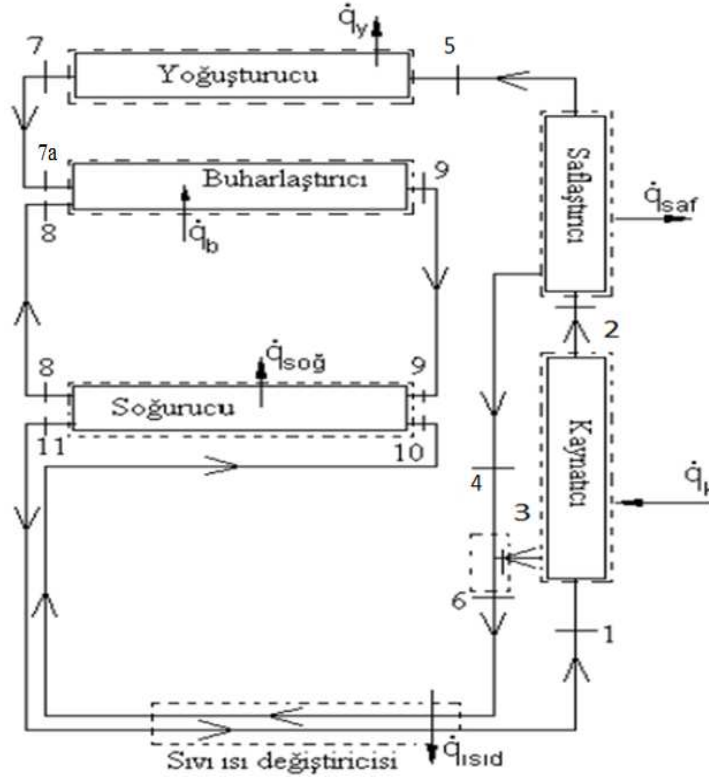
Termodinamiğin birinci kanunu kullanılarak yapılan sistemin termodinamik analizi, deneyleri yapılan sisteme matematik bir model oluşturmaktadır. Bu bağlamda deneylerden elde edilmiş sıcaklık ve basınç ölçümleri termodinamik analizin temelini oluşturmaktadır.

Yapılan termodinamik analizde imal edilmiş bir sistem üzerinden alınan sıcaklık ve basınç ölçümleri kullanılmaktadır. Sıcaklık ve basınç ölçümü alınan noktalar Şekil 5.1'de görölmektedir. Saflaştırıcı (4) ve habbecik pompası çıkışı (3) dönen fakir

Sistem toplam basıncının sabit olması nedeniyle bir noktadan alınan basınç ölçümü yeterli olmuştur. Önceden belirlenerek sisteme şarj edilen amonyak derişiklikleri ve sistem basıncını oluşturan helyum basıncı sistem sıcaklıkları üzerinde değişikliğe sebep olmaktadır. Aynı zamanda sistem basıncı olarak belirlediğimiz helyum basıncı, amonyağın yoğunlaştırıcudaki yoğunlaşma basıncına eşittir. Bu değişikliklere bağlı olarak sistemin istenilen soğutmayı sağlaması için harcayağı günlük elektrik sarfiyatı da değişmektedir. Bu durum da direk olarak SEK'yi değiştirmektedir.

64

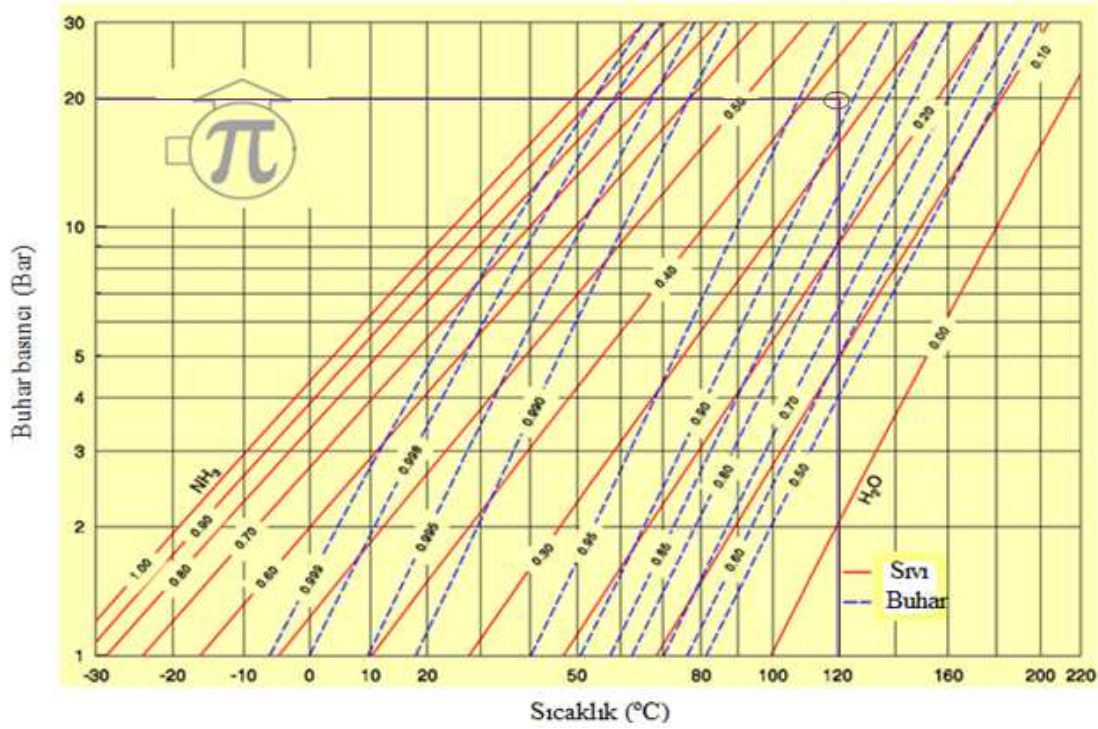
sıcaklık ölçümleri kullanılarak belirlenmiştir. Yine bu kısımda elde edilen bağıntılar geliştirilen modele aktarılarak gerekli olan sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 5.2 : Termodinamik analizi yapılan sistemin kontrol hacimlerinin görünüşü.

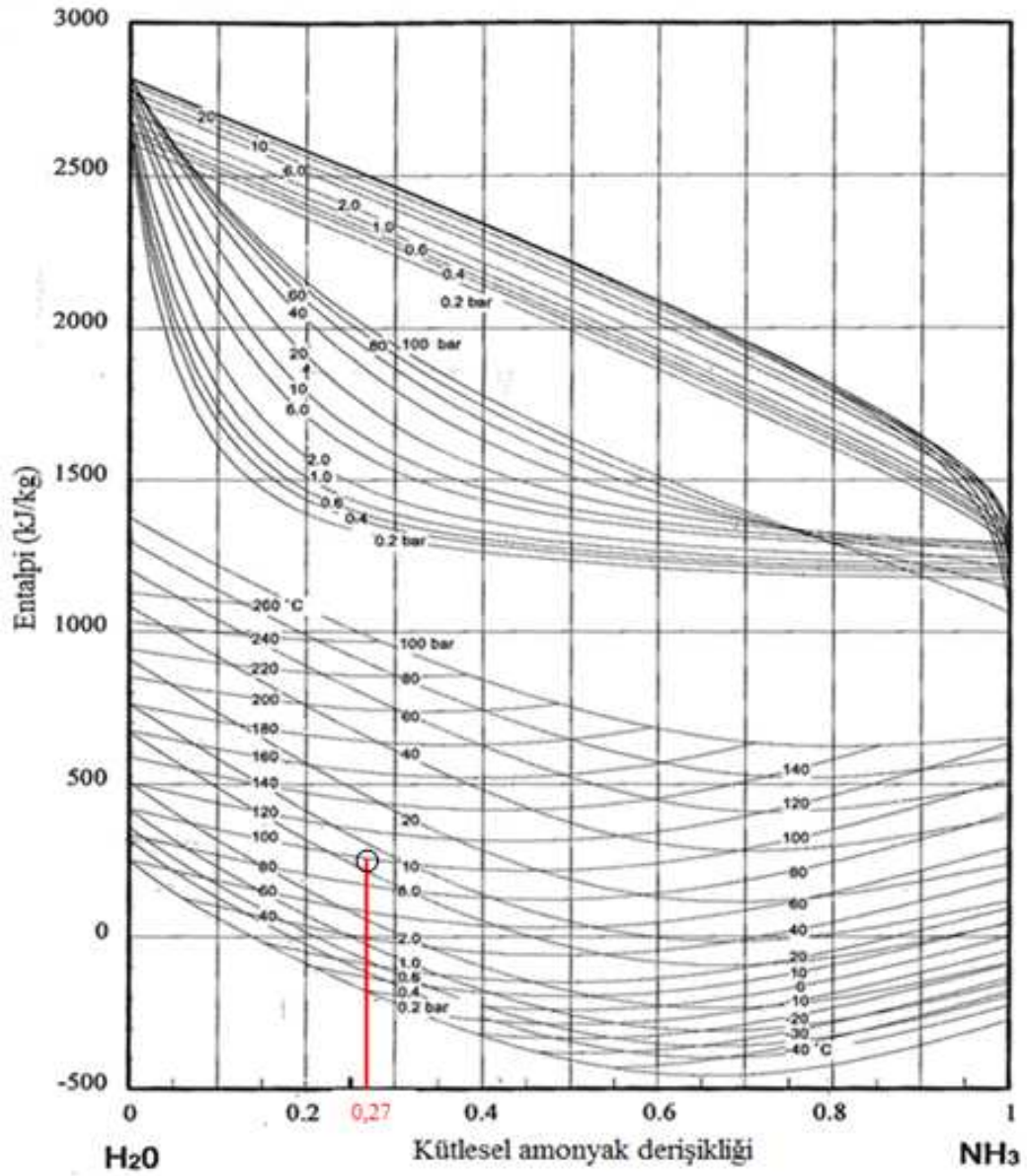
Termodinamik analiz için öncelikli olarak sistemin çevriminin oluşturulması gerekmektedir. Bu nedenle noktaların sıcaklıkları, kısmi basınçları ve derişikliklerine ihtiyaç vardır. Sıcaklıklar Şekil 5.1’de görülen noktaların deneysel çalışmalar esnasında termokupl ile ölçülen sıcaklıklarıdır. Temokuplların belirsizliği, sıcaklıkların dış boru üzerinden ölçülmesi ve sistemin içerisinde ısı değıştiricisi bulundurması sebebiyle sıcaklıklar net olarak tayin edilemiştir. Bu nedenle bazı noktalar için ölçülen sıcaklıklar alınırken bazı noktalar için ise ΔT fark kadar sıcaklıklarda kabul yapılmıştır. Çevrimin oluşturulabilmesi için zengin ve fakir karışım derişikliklerinin bilinmesi gerekmektedir. Kaynatıcıya girmeden önce karışımın zengin karışım olduğunu sistemin tanıtım kısmından bilinmektedir. Böylece kaynatıcı kısmından önce sıvı ısı değıştiricisi çıkışında (1 noktası) zengin karışımın sıcaklığı ölçülerek, o sıcaklık ve sistem basıncına denk gelen sıvı halde amonyak-su karışımının konsantrasyonu Şekil 5.3’teki PTX (Pressure-Temperature-Concentration) diyagramından okunmaktadır. Yine fakir karışım derişikliği de literatürden edinilen bilgiler ışığında Şekil 5.1’de gösterilen $T_{\text{kaynatıcı}}$ noktasının

sıcaklığı ve sistem basıncına denk gelen sıvı haldeki amonyak-su karışımının konsantrasyonundan belirlenmektedir. Örneğin; $T_{\text{kaynatıcı}}$ sıcaklığı 120°C , sistemin çalışma durumundaki basıncı 20 bar ise fakir karışım derişikliğı 0.36 kg/kg olmaktadır.



Şekil 5.3 : PTX Diyagramı [20].

Zengin ve fakir karışım derişikleri belirlendikten sonra diğer noktaların derişikliklerinin bulunması için sıcaklık ve basınçlarının bilinmesi gerekmektedir. Bu değerlerin bilinmesi ile Şekil 5.4'te görülen entalpi-derişiklik diyagramında noktanın sıcaklık ve basınç eğrisinin kesiştirilmesi sonucu derişiklik değeri belirlenmektedir. Örneğin; 100°C , 8 bar basınca sahip bir noktanın sıcaklık ve basınç eğrisinin kesiştirilmesi sonucu derişikliğı 0.27 kg/kg elde edilmektedir. Eğer sıcaklık ya da basınçtan biri bilinmiyorsa derişiklik bilinmesi gerekmektedir. Böyle bir durumda derişiklik için kabul yapılmaktadır, derişiklik ve termokupla ölçülen sıcaklık eğrisi kesiştirilerek basınç değeri bulunmaktadır. Basınç ve derişiklik bilindiğı durumda, basınç eğrisi ve derişiklik kesiştirilerek sıcaklık değeri bulunarak termokupl sıcaklıkları ile doğruluğı kesinleştirilmektedir. Dolayısıyla bütün noktalar için karışımın doymuş olduğu haller kabul alınmıştır.



Şekil 5.4 : Amonyak-su karışımının entalpi (h)-derişiklik(x) diyagramı [21].

Termodinamik analiz için kullanılacak basınç, sıcaklık ve derişiklik değerleri bütün noktalar için Çizelge 5.1’de gösterildiği şekilde tayin edilmiştir; fakat bu değerlerin modele girilmesi sonucu belirlenen noktalarda karışımın doymuş halde çıkmadığı görülmüştür. Bunun sebebi ise entalpi-derişiklik diyagramının çıkarıldığı denklemler ve modelde kullanılan entalpi denklemleri arasındaki farktan kaynaklanmaktadır. Model ile diyagramdan okunan değerler arasındaki farkı gidermek amacıyla, modele girilen sıcaklıklar üzerinde 1-7°C arasında düzeltmeler yapılmıştır.

Çizelge 5.1 : Modelde kullanılan basınç, sıcaklık ve derişiklik değeri

1 noktası	P	$P_1=P_{yoğ}$
	x	$\xi_1= \xi_{zengin}$
	T	$T_1=T_1(P_{yoğ}, \xi_1)$
2 noktası	P	$P_2=P_{yoğ}$
	x	$\Psi_2= \Psi_2(h,x)$
	T	$T_2=T_3$
3 noktası	P	$P_3=P_{yoğ}$
	x	$\xi_3= \xi_{fakir}$
	T	$T_3=T_3(P_{yoğ}, \xi_3)$
4 noktası	P	$P_4=P_4(h,x)$
	T	$T_4=T_{4,ölçülen}$
	x	$\xi_4= \xi(h,x)$
5 noktası	P	$P_3=P_{yoğ}$
	x	Saf amonyak
	T	$T_5=T_{5,ölçülen}$
6 noktası	x	$\xi_6= (\xi_3+ \xi_4)/2$
	T	$T_6=T_1+7^{\circ}C$
	P	$P_6=P_6(T_6, \xi_6)$
7 noktası	T	$T_7=T_{7,ölçülen}$
	P	$P_7=P_{yoğ}$
	x	Saf amonyak
7a noktası	x	Saf amonyak
	T	$T_{7a}=T_{7a,ölçülen}$
	P	$P_7=P_{7a,Tdoyma}$
9 noktası	x	Saf amonyak
	T	$T_9=T_{9, ölçülen}$
	P	$P_9=P_{7a}$

Çizelge 5.1 (devam): Modelde kullanılacak basınç, sıcaklık ve derişiklik değeri

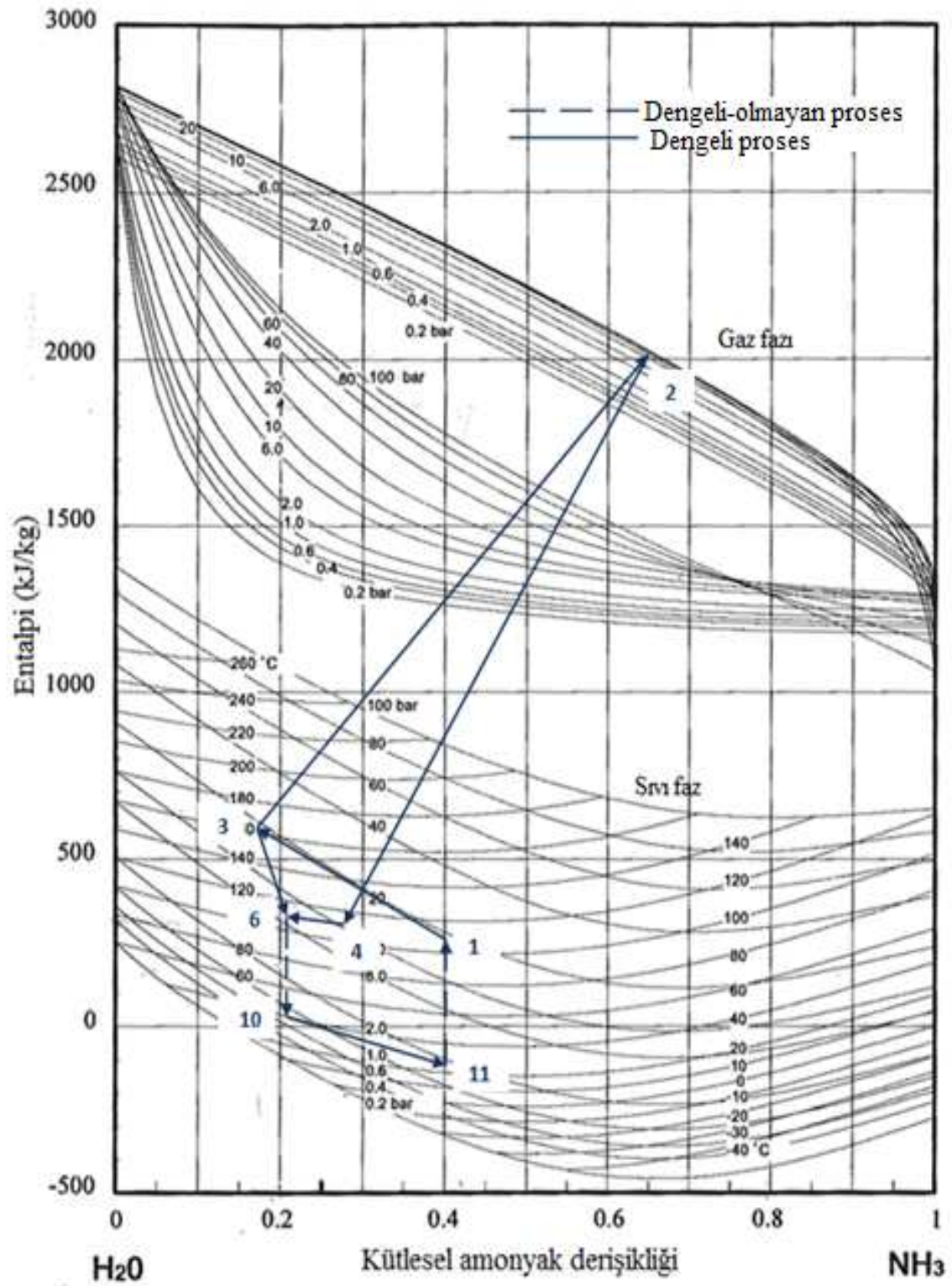
10 noktası	x	$\xi_{10} = \xi_6$
	T	$T_{10} = T_{11} + 7^\circ\text{C}$
	P	$P_{10} = P_{10}(T_{10}, \xi_{10})$
11 noktası	x	$\xi_{11} = \xi_{\text{zengin}}$
	T	$T_{11} = T_7$
	P	$P_{11} = P_{11}(T_{11}, \xi_{11})$

Sistem noktalarının kısmi basınçlarının, derişikliklerinin ve sıcaklıklarının belirlenmesi ile sistem içinde amonyak-su karışımının beraber olarak dolaştığı; kaynatıcı, saflaştırıcı, sıvı ısı değıştiricisi ve soğurucu kısmının çevrimi entalpi-derişiklik diyagramı üzerinde Şekil 5.5'te gösterilmektedir.

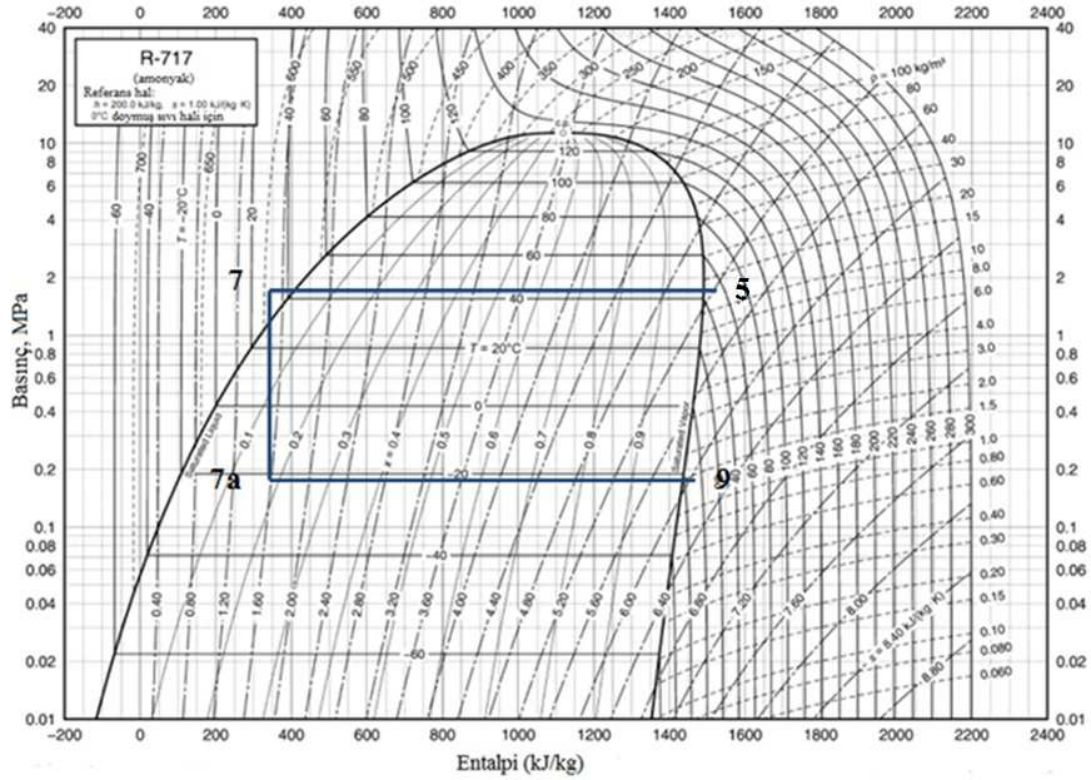
Saf amonyağın dolaştığı yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı kısımlarının çevrimi ise amonyağın entalpi-basınç diyagramı üzerinde Şekil 5.6'daki gibi oluşmaktadır.

Entalpi-derişiklik diyagramı üzerinde görülen 1 noktası kaynatıcıya girişteki karışımın sıvı fazda olduğunu gösterirken, 3 noktası habbecik pompası çıkışından dönen sıvı fazı belirtmektedir. 4 noktası yine saflaştırıcı kınmından yoğunlaşarak kaynatıcı bölgesine dönen fakir karışımı belirtmektedir. 3 ve 4 noktasından dönen fakir karışımların karıştırılması ise 6 noktası ile temsil edilmiştir. 6 noktasından gelen fakir karışım ısı değıştiricisine girmiş, çıkışı 10 noktası ile temsil edilmiştir. Bu şekilde soğurucuya giren fakir karışım zenginleşerek 11 noktasında çıkış yapıp, tekrar ısı değıştiricisine giriş yapmış ve 1 noktasından çevrime devam etmiştir. 2 noktası olarak temsil edilen buhar faz, yani saflaştırıcıya geçen buhar karışımı içinden bir miktar karışımın yoğunlaşması yukarıda bahsedildiği gibi 4 noktası ile temsil edilmiştir.

Sisteme ilerleyen buhar fazındaki karışım içerisinde yüksek miktarda amonyak barındırdığından dolayı saf amonyak olarak kabul edilmiştir. Yoğunlaştırıcıya 5 noktası ile girip, 7 noktası ile çıkmıştır. Yine buharlaştırıcıya 7a noktası ile girip, 9 noktası ile çıkmıştır.



Şekil 5.5 : Sistemdeki amonyak-su çevrimi



Şekil 5.6 : Sistemdeki saf amonyak çevrimi

Amonyak-su karışımının bulunduğu kontrol hacimlerinin termodinamik analizi yapılırken kullanılacak entalpi değerleri yukarıda da bahsedildiği gibi modelin ilk kısmında yazılan sıvı ve buhar karışımlarının entalpi denklemleri ile bulunarak hesaba katılmıştır. Amonyakın saf halde bulunduğu yoğuşturucu ve buharlaştırıcı kısımlarının analizi yapılırken Refprop 7.0'dan alınan değerler [22] modele girdi olarak verilmiştir.

Buradan yola çıkarak bütün noktaların sıcaklık, basınç ve derişiklikleri belirlenirken model için aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Kaynatıcı, saflaştırıcı ve yoğuşturucu boyunca basıncın değişmediği kabul edilmiştir.
- Sistem boyunca hidrostatik basınçlar ihmal edilmiştir.
- Habbecik pompası çıkışı buhar fazının sıcaklığı (2 noktası) ve habbecik pompası çıkışından sıvı ısı değıştircisine dönen fakir karışımın sıcaklığı (3 noktası) eşit kabul edilmiştir.
- Saflaştırıcıdan sıvı ısı değıştircisine dönen fakir karışım (4 noktası) ve habbecik pompası çıkışından sıvı ısı değıştircisine dönen fakir karışımın (3

noktası) birleştiği nokta 6 noktası olarak belirtilmiş ve bu karışan sıvının, sıvı ısı değiştiricisine ilerlerken ısıtıcının yakınında geçip ısınmasına rağmen sıcaklığının değişmediği kabulü yapılmıştır.

- Kaynatıcı bölgesinde yer alan fakir karışımın ısınmasıyla zengin karışımın ısındığı kabulü yapılmış ve fakir karışım içerisinde herhangi bir buhar fazının oluşmadığı kabulü yapılmıştır.
- Saflaştırıcıyı terk edip yoğunlaştırucuya ilerleyen soğutkanın saf amonyak olduğu kabul edilmiştir.
- Yoğuşturucu içinde helyum ve amonyak buharının karışması adyabatik olarak kabul edilmiş, helyumun soğurucu tankı ve buharlaştırıcı arasında sürekli olarak bulunması nedeniyle hareketsiz kabul edilmiş, model denklemlerinde ihmal edilmiştir.

5.1.1.1 Kaynatıcı ve saflaştırıcı analizi

Sistemin kaynatıcı ve saflaştırıcı bölümü amonyağın karışımdan ayrıştırılma işlemi görevini görmektedir. Kaynatıcıya ısıtıcı aracılığıyla verilen ısı, amonyak-su karışımı içinde amonyağın buharlaşmasını sağlamaktadır. Kaynatıcı bölgesi yalıtılmış olsa dahi, kaynatıcı kısmından çevreye bir miktar ısı kaybı olmaktadır. Isı kaybı hesabı için yalıtım malzemesi yatay levha olarak düşünülmüştür. Bu ısı kaybı, (5.1) eşitliği ile hesaplanmıştır. Eşitlikte kullanılan taşınım katsayısı (5.2) eşitliğinden yararlanarak doğal taşınım yolu ile bulunmuştur. Doğal taşınım için eşitliği için belirtilen Rayleigh sayısı (5.3) eşitliği ile hesaplanmıştır. (5.3) eşitliğinde kullanılan (5.4) eşitliği ile belirtilen Grashof sayısı hesaplanırken kullanılacak kinematik viskozite ve Prandtl sayısı atmosfer basıncında gazların termodinamik özellikleri tablosundan Çizelge 5.2’de verilen şekilde okunmuştur [23]. Yine kaynatıcı yalıtımı üzerinden alınan sıcaklıkların ortalaması alınarak film sıcaklığı bulunmuş ve karakteristik uzunluk ise yalıtım malzemesinin kaynatıcıyı çevreleyen uzunluğu alınmış, Grashof sayısı hesabında kullanılmıştır.

Eşitliklerde $\dot{m}$ kütleli debiyi, ξ sıvı fazdaki karışımın amonyak bakımından kütleli derişikliğini, Ψ buhar fazdaki karışımın amonyak bakımından kütleli derişikliğini, h özgül entalpiyi belirtmektedir.

Çizelge 5.2 : Havanın atmosfer basıncında termofiziksel özellikleri [23].

Sıcaklık (K)	$\gamma \times 10^6 \text{ (m}^2/\text{s)}$	Pr
250	11.44	0.7200
298.15	15.71	0.7075
300	15.89	0.7070

$$\dot{q}_{\text{kayıp}} = hA_{\text{kaynatıcı}}\Delta T_{\text{ko}} \quad (5.1)$$

$$\overline{Nu}_L = 0,15Ra_L^{\frac{1}{4}} = \frac{hL}{k} \quad 10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11} \quad (5.2)$$

$$Ra_L = Gr_L Pr \quad (5.3)$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\gamma^2} \quad (5.4)$$

$$\dot{q}_{\text{kayıp}} = hA_{\text{kaynatıcı}}\Delta T_{\text{ko}} \quad (5.5)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (5.6)$$

$$\dot{m}_1 \xi_1 = \dot{m}_2 \Psi_2 + \dot{m}_3 \xi_3 \quad (5.7)$$

$$\dot{q}_k - \dot{q}_{\text{kayıp}} + \dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 \quad (5.8)$$

Eşitliklerde $\dot{q}_k$ kaynatıcıya verilen ısı miktarını ve $\dot{q}_{\text{kayıp}}$ kaynatıcı yüzeyinden kaybolan ısı miktarını belirtmektedir.

Kaynatıcıdan buharlaşan amonyak buharı içerisinde bir miktar su buharı bulundurmaktadır. Saflaştırıcı kısmı çevreye açıktır, bu sebeple, su buharı saflaştırıcı kısmından ısı atılmasıyla yoğunlaşarak kaynatıcı bölgesine geri dönmektedir. Amonyak buharı yüksek saflık derecesinde yoğunlaştırucuya girdiğinden saf olarak kabul edilmektedir. Saflaştırıcı kısmı için yazılan kütle ve enerji korunum eşitlikleri aşağıda verilmiştir. $\dot{q}_{\text{saf}}$ saflaştırıcı kısmından atılan ısıyı temsil etmektedir.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 \quad (5.9)$$

$$\dot{m}_2 \Psi_2 = \dot{m}_4 \xi_4 + \dot{m}_5 \Psi_5 \quad (5.10)$$

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 + \dot{q}_{\text{saf}} \quad (5.11)$$

5.1.1.2 Yoğuşturucu analizi

Safıaştırıcı kısmında saf hale getirilen amonyak buharı yoğuşturucu kısmına girmektedir. Yoğuşturucu kısmının analizinde amonyak buharı saf olarak yoğuşturucuya girdiğı kabulü yapılarak kütle ve enerji korunumu için aşığıdaki eşitlikler yazılmıştır. $\dot{q}_{yoğ}$ yoğuşturucu kısmından atılan ısıyı ifade etmektedir.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_7 \quad (5.12)$$

$$\dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{q}_{yoğ} \quad (5.13)$$

Amonyak buharı yoğuşturucu içinde sistem basıncına karşılık gelen yoğuşma sıcaklığında yoğuşmaktadır. Amonyak yoğuşturucuya kızgın buhar halinde girip, sıkıştırılmış sıvı halinde çıkmaktadır.

5.1.1.3 Buharlaştırıcı analizi

Amonyak yoğuşturucuda sıvı hale geçtikten sonra, buharlaştırcıya girmektedir ve burada helyum gazı ile karşılaşmaktadır. Bu karşılaşmada kısmi basıncı düşen amonyak, buharlaşarak helyum içerisine yayılır. Helyum gazı ile karşılaşan amonyağın tamamı ilk anda helyum içerisine yayılarak buharlaşmaz; çünkü helyum gazının o noktada sahip olduğı sıcaklık değeri belli bir miktar amonyak buharını taşıyabilmektedir. Bu nedenle, amonyağın kısmi basıncı buharlaştırcı içinde ilerlerken daima artacaktır. Buna paralel olarak buharlaştırcı içindeki sıcaklık dağılımı da artacaktır; fakat helyum gazının soğurucu tankı ve buharlaştırcı arasında hapsolmuş durumda bulunması nedeniyle buradaki helyum gazının hareketi ihmal edilmiş olup, dolayısıyla buharlaştırcı boyunca basıncın sabit kaldığı düşünülmüştür. Modelde yapılan buharlaştırcı analizine helyum gazı katılmamıştır. Buharlaştırcı analizinde yoğuşturucu çıkışından buharlaştırcı girişine gelen amonyağın izentalpik bir şekilde genişlediğı kabulü yapılmıştır. Buharlaştırcıdan atılan ısı miktarı aşığıdaki eşitlikler yolu ile bulunmuştur. $\dot{q}_{buh}$ buharlaştırcıdan atılan ısıyı temsil etmektedir.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{7a} = \dot{m}_9 \quad (5.14)$$

$$h_7 = h_{7a} \quad (5.15)$$

$$\dot{q}_{buh} + \dot{m}_{7a}h_{7a} = \dot{m}_9h_9 \quad (5.16)$$

5.1.1.4 Sıvı ısı değıştiricisi analizi

Kaynatıcı ve saflaştııcı kısmında amonyak buharının zengin karışımından ayrışması ile birlikte fakir karışım haline gelen çözelti, sistem içinden bir sıvı ısı değıştiricisinden geçerek soğurucu kısmına giriş yapmaktadır. Fakir karışım ısı değıştiricisinden geçerken, sahip olduğu ısıнын bir miktarını kaynatıcıya giren zengin karışımına verirken diğerk kısmını ise çevreye vermektedir.

Habbecik pompası çıkışından dönen ve saflaştııcı kısmından dönen fakir karışımlar, sıvı ısı değıştiricisine girmeden önce birleşmektedirler. Birleşme kısmı ve sıvı ısı değıştiricisi için yazılan kütle ve enerji korunum eşitlikleri aşağıdaki eşitliklerdeki gibidir. $\dot{q}_{1sid}$, sıvı ısı değıştiricisinden atılan ısı miktarını belirtmektedir.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_4 + \dot{m}_3 \quad (5.17)$$

$$\dot{m}_6\xi_6 = \dot{m}_4\xi_4 + \dot{m}_3\xi_3 \quad (5.18)$$

$$\dot{m}_6h_6 = \dot{m}_4h_4 + \dot{m}_3h_3 \quad (5.19)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{10} \quad (5.20)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{11} \quad (5.21)$$

$$\dot{q}_{1sid} + \dot{m}_6(h_6 - h_{10}) = \dot{m}_{11}(h_{11} - h_1) \quad (5.22)$$

5.1.1.5 Soğurucu analizi

Buharlaştııcıdan helyum gazı ile birlikte gelen amonyak buharı, öncelikli olarak soğurucu tankına dökülmektedir. Amonyak buharının bir miktarı soğurucu tankı içinde bulunan amonyak buharı tarafından soğurulmaktadır; fakat tank içindeki karışımın zengin karışım olması, amonyak bakımından yüksek yoğunluklu olması nedeniyle, bu kısımda olan soğurma işleminin büyük bir miktarını sıvı ısı değıştiricisinden gelen fakir karışım yapmaktadır. Helyum gazı içindeki amonyak buharının tamamını soğurarak soğurucu tankına dökülmesini sağlar. Helyum gazı ise amonyak buharından kurtulduğundan dolayı yoğunluğu azalmaktadır ve buharlaştııcı girişine yükselmektedir. Bu kısmın analizinde kullanılan kütle

korunum ve enerji korunum eşitlikleri aşağıdaki gibidir. $\dot{q}_{soğ}$ soğurucu kısmından atılan ısıyı ifade etmektedir.

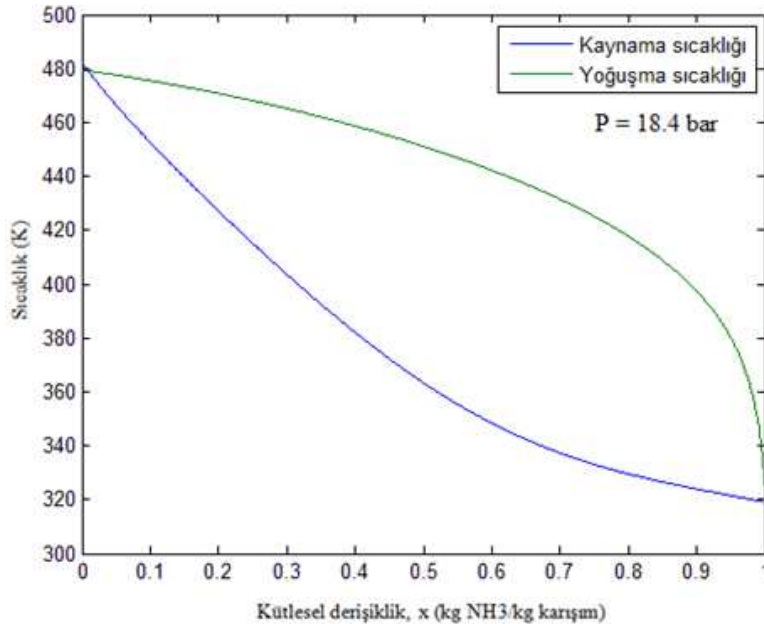
$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_9 + \dot{m}_{10} \quad (5.23)$$

$$\dot{m}_{11}h_{11} + \dot{q}_{soğ} = \dot{m}_9h_9 + \dot{m}_{10}h_{10} \quad (5.24)$$

5.1.2 Termodinamik analiz sonuçları

Sistem elemanlarının her biri için yazılan eşitlikler, Matlab 7.10.0’da yazılan analiz modelin denklemlerini oluşturmaktadır. Bu denklemlerin çözülmesi işleminde ise kullanılan entalpiler yine Matlab 7.10.0’da yazılan denklemler ile çözülmüştür. Entalpi denklemlerinden alınan sonuçlar, termodinamik analiz denklemlerinin çözülmesinde kullanılmıştır. Analiz denklemlerinde kullanılan, kütsel derişiklik ifadeleri, elemanların sıcaklıkları ve basınçları deneylerden alınan verilerle beraber yazılan modelde girdi olarak belirlenmiştir.

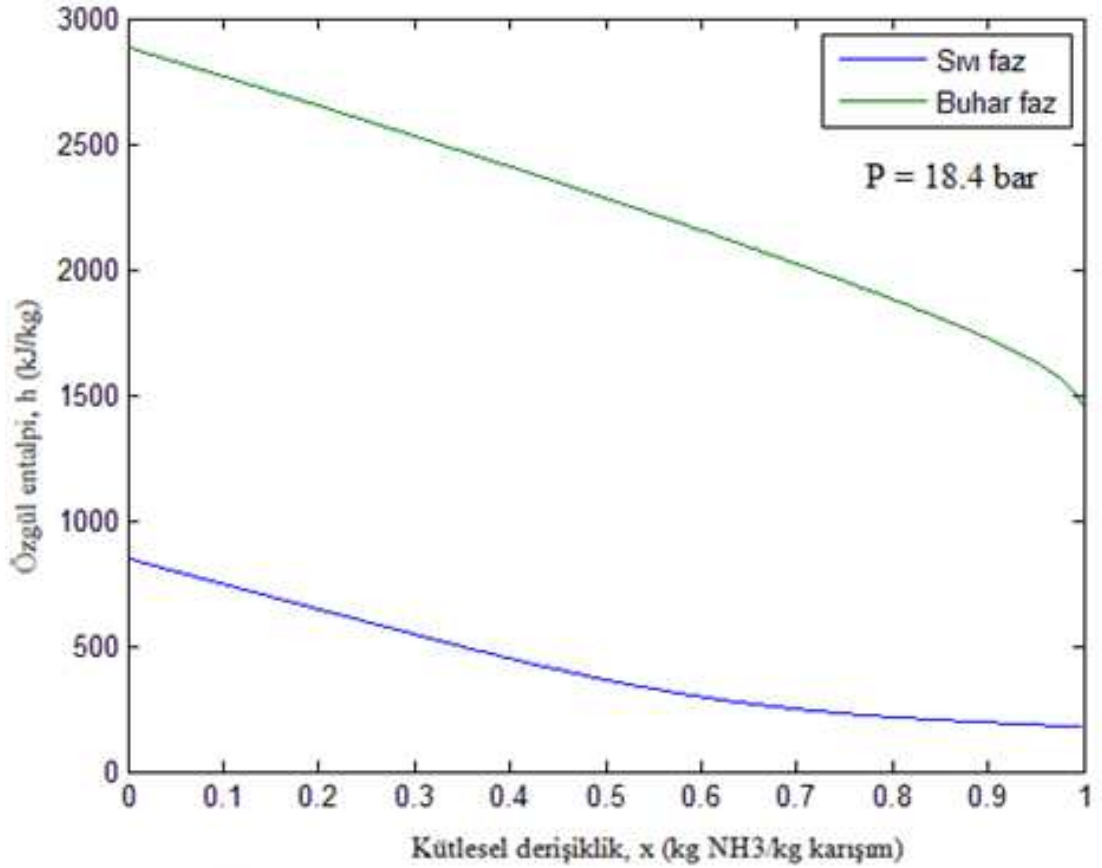
Şekil 5.7’de gösterilen amonyak-su karışımının sabit basınç altındaki kaynama ve yoğunlaşma eğrileri model yolu ile bulunmuştur.



Şekil 5.7 : Sabit basınç altında amonyak-su karışımının kaynama-yoğunlaşma değerlerinin kütsel derişiklik ile değişimi.

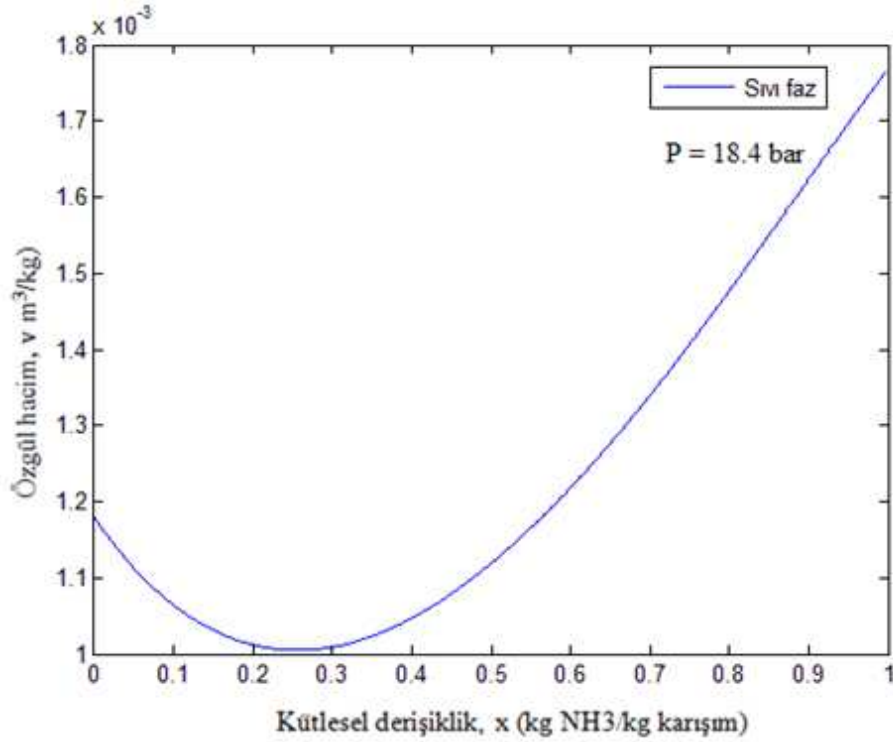
Yazılan entalpi denklemleri ile sabit basınç altında kaynama-yoğunlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak farklı derişikliklerde amonyak-su karışımının entalpi değerleri bulunmaktadır. Model yolu ile Şekil 5.8’de 18.4 bar basınç altındaki farklı kütsel

amonyak derişikliklerindeki doymuş sıvı ve doymuş buhar entalpi eğrileri görölmektedir.



Şekil 5.8 : Sabit basınçta amonyak-su karışımının doymuş haldeki entalpi değerlerinin kütesel derişiklik ile değişimi.

Şekil 5.9 da ise amonyak-su karışımının sıvı fazına ait özgül hacim değerlerinin kütesel derişiklikle değişimi gösterilmektedir. Şekillerde gösterilen değerler model yardımıyla kaynama-yoğuşma sıcaklıklarından elde edilmiştir. Bu sebeple bu değerler doymuş sıvı özgül hacimlerini belirtmektedir. Modele girilen özgül hacim denkleminde yola çıkılarak karışımın yoğunluğu hesaplanmış, kapladığı hacim ile beraber deneylerde verilmesi gereken şarj miktarı belirlenmiştir. Model içerisinde sadece sıvı fazın özgül hacim değerinin bilinmesi, sisteme verilecek karışımın kütesinin belirlenmesi açısından gereklidir. Bu nedenle buhar fazına ait özgül hacim değeri modelde hesaplatılmamış ve eğrisi çizidirmemiştir.



Şekil 5.9 : Karışımının sıvı fazındaki özgül hacminin kütlesel derişiklik ile değışimi.

Deneylerden alınan sıcaklık ölçümleri yardımıyla sistem elemanlarının her birisi için yazılan eşitlikler geliştirilen model yardımıyla çözdürülerek termodinamik analize ait sonuçlar elde edilmiştir. Modelin girdisinde, belirtilen yerlerdeki sıcaklık ölçümleri, basınçlar, derişiklikler ve ısıtıcı gücü bulunmaktadır. Analiz modelinde girdi olarak verilen zengin ve fakir karışım derişiklikleri sistemin termodinamik analizi başlığı altında anlatıldığı gibi Çizelge 5.3'te verilmiştir.

Çizelge 5.3 : Termodinamik analiz modeline girilen şarj derişiklikleri ve basınca bağılı olarak zengin ve fakir karışım derişiklikleri.

ξ		Kütlesel amonyak derişikliği (kg NH ₃ / kg karışım)					
		% 20		% 25		% 30	
		Zengin karışım derişikli	Fakir karışım derişikli	Zengin karışım derişikliğ	Fakir karışım derişikliğ	Zengin karışım derişikliğ	Fakir karışım derişikliğ
Basınç (bar)	18.4	0.33	0.1	0.40	0.17	0.39	0.18
	20.4	0.37	0.09	0.42	0.16	0.41	0.15

Analiz sonucunda; 18.4 sistem basıncı, farklı şarj derişikliklerinde elde edilen sonuçlar Çizelge 5.4'te görülmektedir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda

sistemine farklı derişiklerde şarjlar verilmesine rağmen sistem üzerinden ölçülen sıcaklıklarda çok büyük değişiklikler gözlenmemiştir. şekil 5.3'te yer alan PTX diyagramındanda görüldüğü üzere, düşük derişikliklerde amonyağın karışından ayrışması için gerekli sıcaklıkların yüksek, yüksek derişikliklerde ise düşük olması gerektiğı görülmektedir. Yapılan deneysel çalışmada ısıtıcı gücü sabit tutulduğundan ötürü kaynatıcı sıcaklıkları pek değişmemiş, haliyle her şarj derişikliği için gerekli olan amonyağın karışından ayrışma sıcaklıklarına ulaşılammıştır. Dolayısıyla % 20 derişiklik için ölçülen kaynatıcı sıcaklığı düşük olduğundan, amonyağın karışından ayrışması tam bir şekilde gerçekteşmemiştir. Analiz sonuçlarında kaynatıcı çıkışında görülen debi yüksek miktarda su buharı içermektedir. Bu su buharının büyük bir miktarının saflaştırıcı kısmında yoğuşması ile yoğuşturucuya ilerleyen saf amonyak buharı olarak kabul edilen debi azalmaktadır. 60 W ısıtıcı gücü % 25 şarj derişikliğine daha uygun olduğundan saflaştırıcı çıkışı yoğuşturucuya ilerleyen debi artmıştır. % 30 derişiklik için ölçülen kaynatıcı sıcaklığı amonyağın karışından ayrışması için düşük olması gerekirken, sıcaklığın ısıtıcı gücünün değiştirilmemesi ile yüksek olmasından ötürü yine amonyak karışından tam olarak ayrışmamıştır. Aynı zamanda Arslan ve diğ. (2003) [7] yaptığı çalışmada habbecik pompası test edilmiş, şarj edilen karışımın amonyak bakımından derişikliğinin yüksek olması durumunda sisteme verilen ısı miktarı düşük olmuş, dolayısıyla habbecik pompası içindeki iki fazlı akış etkilendiğinden ötürü sistemin performansı düşmüştür. Termodinamik analizde 18.4 sistem basıncında, % 25 kütleel amonyak derişikliğinde soğutma kapasitesi en yüksek değerini almıştır. Saflaştırıcı bölgesinde atılan ısı miktarı da soğutma kapasitenin en yüksek olduğu değerde, yani % 25 derişikliğinde minimum değerini almıştır. Soğutma performansının düşmesine bağlı olarak bu kısımdan atılan ısı artmıştır. Derişikliğı yüksek bir zengin karışım elde edebilmek için, yani amonyağın su içerisinde çözünürlüğünü artması için sıcaklığın düşmesi gerekmektedir. Bu nedenle soğutma kapasitesinin yüksek olduğu değerlere paralel olarak soğurucu kısmından atılan ısı artmıştır.

Çizelge 5.4 : Termodinamik analiz sonuçları-1.

Sistem basıncı = 18.4 bar Isıtıcı gücü=60 W			
Şarj miktarının kütleli amonyak derişikliğı	% 20	% 25	% 30
Kaynatıcı bölgesinden kaybolan ısı miktarı (W)	14.8	13.8	11.8
Safıaştırıcıdan atılan ısı miktarı (W)	32.5	24.8	26.2
Yoğuşturucudan atılan ısı miktarı (W)	9.9	14.9	14.7
Buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarı (W)	9.7	14.3	14.1
Soğurucudan atılan ısı miktarı (W)	14.6	22.6	23.0
Sıvı ısı değıştiricisinden atılan ısı miktarı (W)	25.3	32.5	40.6
Kaynatıcı çıkışındaki kütleli debi (kg/s)	2.3353×10^{-5}	2.4482×10^{-5}	2.5694×10^{-5}
Safıaştırıcı çıkışındaki kütleli debi (kg/s)	8.5052×10^{-6}	1.2903×10^{-5}	1.2847×10^{-5}

Sistem içerisindeki helyum basıncı yükseltilerek 20.4 bar çalışma basıncında elde edilen analiz sonuçları Çizelge 5.5'te yer almaktadır. Basıncın 20.4 bara yükseltilmesiyle beraber sıcaklıklarda değışimler farkedilir miktarda olmuştur. Kaynatıcı sıcaklıkları amonyağın karışımından ayrışması gereken sıcaklıklardan uzaklaştığından ötürü etkin bir ayrışma sağlanamamış, safıaştırıcı kısmına yüksek miktarda su buharının ilerleyip bu bölgede yoğuşup kaynatıcı bölgesine geri dönmesinden ötürü yoğuşturucuya ilerleyen debiler 18.4 bar sistem basıncına göre daha da azalmıştır. Sonuçlardan görüldüğü gibi, 18.4 bar sistem basıncı 20.4 bara kıyasla daha iyi sonuçlar vermiştir.

Çizelge 5.5 : Termodinamik analiz sonuçları-2.

Sistem basıncı = 20.4 bar Isıtıcı gücü=60 W			
Şarj miktarının kütleselel amonyak derişikliğı	% 20	% 25	% 30
Kaynatıcı bölgesinden kaybolan ısı miktarı (W)	15.6	15.3	12.28
Saflaştırıcıdan atılan ısı miktarı (W)	34.9	25.2	29.5
Yoğuşturucudan atılan ısı miktarı (W)	7.9	13.4	12.8
Buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarı (W)	8.3	13.0	12.3
Soğurucudan atılan ısı miktarı (W)	11.7	21.5	19.3
Sıvı ısı değıştiricisinden atılan ısı miktarı (W)	17.7	29.6	30.0
Kaynatıcı çıkışındaki kütleselel debi (kg/s)	2.2829×10^{-5}	2.3837×10^{-5}	2.5220×10^{-5}
Saflaştırıcı çıkışındaki kütleselel debi (kg/s)	7.0661×10^{-6}	1.1740×10^{-5}	1.1169×10^{-5}

Çizelge 5.6'da farklı sistem basınçlarında, farklı kütlece amonyak derişikliklerinde SEK'nın değışimi görölmektedir. % 25 kütleselel amonyak derişikliğine sahip karışımın sisteme şarj edilmesi durumunda mini bar kabini içinde daha düşük sıcaklıklara ulaşılmıştır, soğutma kapasitesi yükselmiştir. Bu durumun sebebi ise sıcaklıklarda büyük değışimler olmamasına rağmen yoğuşturucuya ilerleyen debi miktarı % 25 şarj derişiklik değıeri için artmıştır.

Çizelge 5.6 : Farklı şarj derişiklikleri ve basınçlara bağılı olarak SEK'nın değışimi.

SEK		Kütleselel amonyak derişikliğı (kg NH₃/ kg karışım)		
		% 20	% 25	% 30
Basınc (bar)	18.4	0.1616	0.2383	0.2350
	20.4	0.1340	0.2166	0.2055

Şekil 5.10'da sisteme verilen şarjın kütleli amonyak derişikliğinin SEK katsayısı üzerindeki etkisi deneysel ve termodinamik analiz yolu ile grafiksel olarak sunulmuştur.

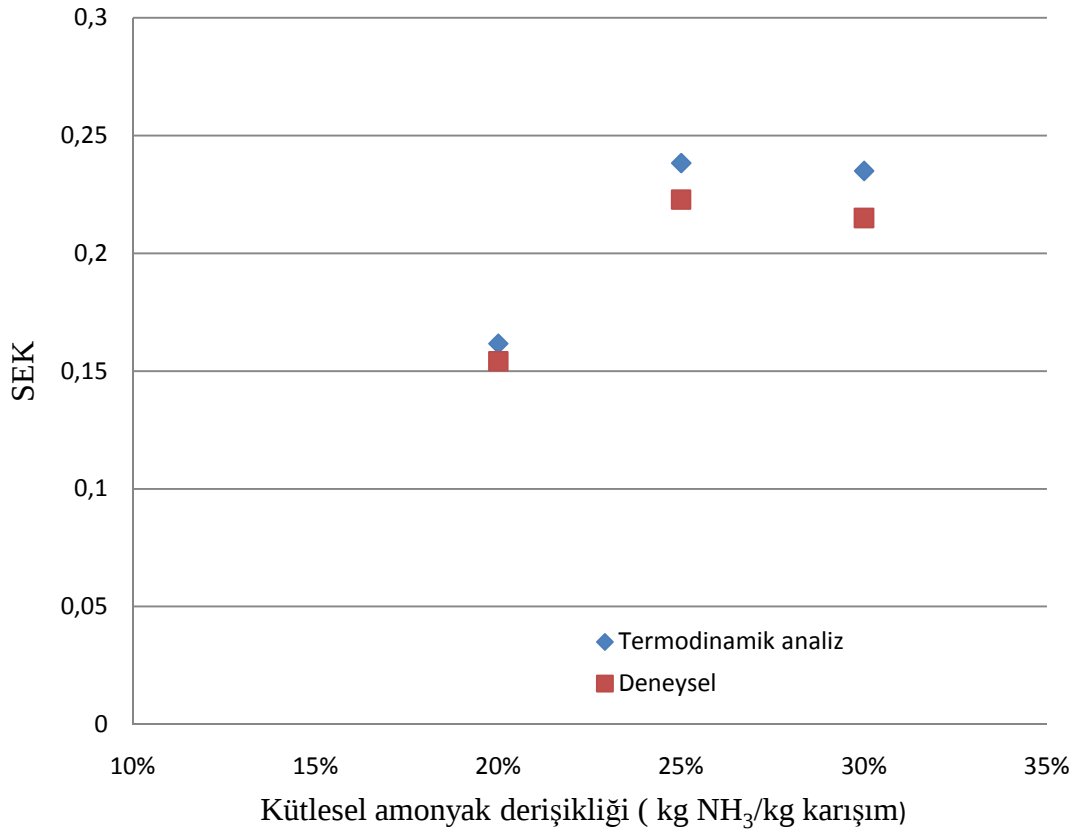
5.2 Modelin Doğrulanması

Deney süresince ölçülen sıcaklıklar termodinamik analiz girdileri olarak belirlenmiş, belirlenen eşitlikler ile yapılan hesap sonucunda deneysel sonuçlarla paralel veriler elde edilmiştir. Deneysel yolla çıkan sonuç, sıcaklıkların termodinamik analiz modeline girilmesi sonucunda da çıkmış, SEK % 25 kütleli amonyak derişikliğinde en yüksek değeri almıştır. Çizelge 5.7'de deneysel ve termodinamik analiz yoluyla elde edilen SEK'ları ile aralarındaki fark görölmektedir.

Çizelge 5.7 : Termodinamik analiz ve deneysel SEK sonuçlarının karşılaştırması.

Sistem basıncı	Kütleli amonyak derişikliği (kg NH ₃ / kg karışım)	SEK		% Fark
		Termodinamik Analiz	Deneysel	
18.4 bar	% 20	0.1616	0.1542	4.8
	% 25	0.2383	0.2228	7
	% 30	0.2350	0.2150	9.3
20.4 bar	% 20	0.1340	0.1377	2.7
	% 25	0.2166	0.2114	2.5
	% 30	0.2055	0.2068	0.6

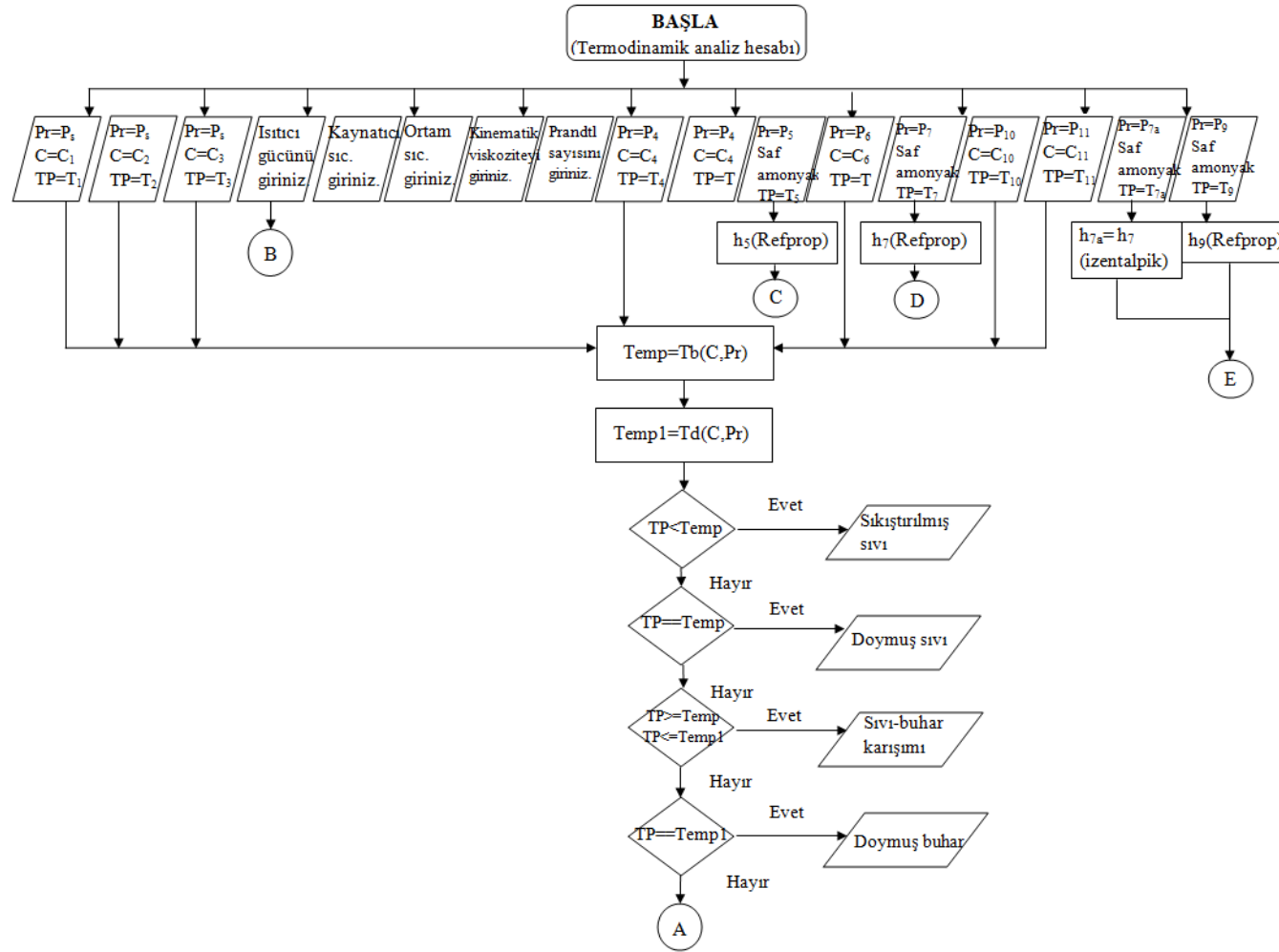
Grafiksel olarak sabit 18.4 bar sistem basıncı altında SEK'ların değışimi Şekil 5.10'da görölmektedir



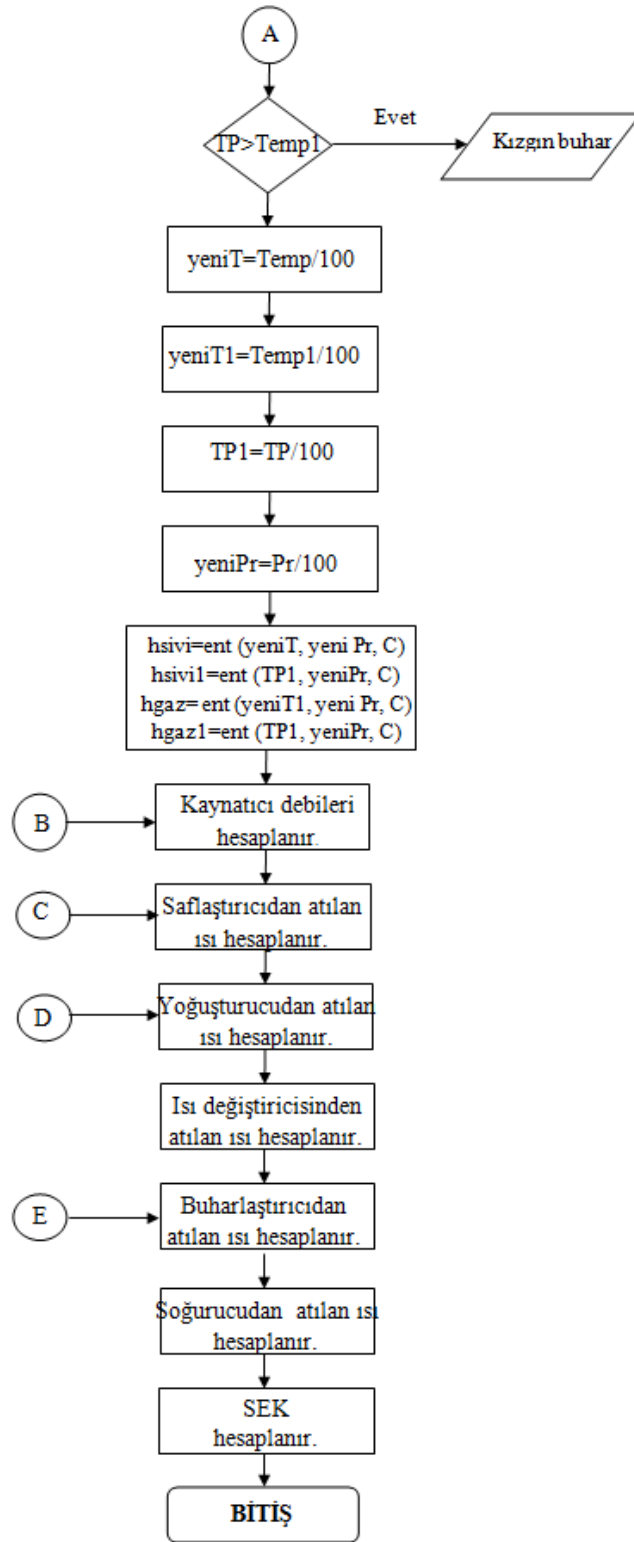
Şekil 5.10 : 18.4 bar sistem basıncında farklı kütleli amonyak derişikliklerinin SEK üzerindeki etkisinin deneysel ve termodinamik analiz görünüşü.

Termodinamik analiz sonuçları ve deney sonuçları genel görünümde birbirine uyumlu olmasına karşın, sıcaklık ölçüm hassasiyetinin tam olarak sağlanamaması ve termodinamik analiz kısmında anlatılan yoğun kabullerden dolayı az miktarda farklar mevcuttur. Aynı zamanda deneylerden alınan sıcaklık ve basınç ölçümlerinin belirsizlik analizi yapıldığında, deneysel çalışma ve termodinamik model arasındaki fark, belirsizlik değeri içinde kalmıştır.

Literatür ve termodinamik analiz kısmındaki eşitliklerin MATLAB programı içerisinde yazıldığı modelin akış diyagramı Şekil 5.11'de sunulmuştur.



Şekil 5.11 : Modelin akış diyagramı.



Şekil 5.11 (devam): Modelin akış diyagramı.

6. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ VE ÖNERİLER

Absorbsiyonlu soğutma sistemi ile çalışan mini bar üzerinde yapılan bu çalışmada, sistemin performansının iyileştirilmesi amacıyla farklı şartlarda deneysel çalışmalar ve sistemin termodinamik analizi gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın deneysel kısmında iki farklı türde deneyler yapılmıştır. Deneylerin birinci kısmı tek bir deneyden oluşup buzdolabı kabininin toplam ısı geçirgenliği (UA değeri) belirlenmiştir. Bu deneyde kabin içerisine yerleştirilen bir ısıtıcı ve fan yardımıyla buzdolabı kabin içi ve ortam istenilen sıcaklıklarda tutularak, ortam ile kabin içi arasında olan ısı geçişinde kabinin gösterdiği yalıtım performansı belirlenmektedir. İkinci kısımdaki deneylerde farklı kütleli amonyak derişikliklerinde ve farklı sistem basınçlarında, ilk deneyde elde edilen kabin UA değeri kullanılarak sistem performansı deneysel olarak incelenmiştir. % 20, % 25 ve % 30 kütleli amonyak derişikliğine sahip karışımlar sisteme verilmiş ve bu şarjlar ile beraber sistem basıncının 18.4 ve 20.4 bar olduğu durumlarda sistemin performansı incelenmiştir.

Çalışmanın termodinamik analiz kısmında ise, öncelikli olarak sistem içerisindeki akışkanların oluşturduğu karışımların termodinamik özellikleri ayrı ayrı bulunmuş, bu özellikler analiz kısmında kullanılmıştır. Bu özelliklerin, farklı kütleli amonyak derişikliğinde ve basınçlarda yapılan deneyler ile ölçülen sıcaklık ve basınçların kullanılması sayesinde sistemin termodinamik analizi yapılmış, sistem üzerindeki ısı kayıp ve kazançları elde edilmiştir.

Yapılan yüksek lisans tez çalışması dâhilinde ulaşılan sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

- Buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörün yerini, klasik absorbsiyonlu sistemlerde pompa almaktadır. Tez kapsamında incelenen ve klasik absorbsiyonlu sistemlerin bir çeşidi olan habbecik pompalı absorbsiyonlu sistemlerde ise, mekanik pompa yerine habbecik pompası kullanılmaktadır. Habbecik pompası amonyak buharlaşarak zengin karışımdan ayrılmasını sağlayan iç içe borulu bir yapı ve bir ısıtıcıdan oluşmaktadır. Dolayısıyla buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde kullanılan

kompresörün görevini, habbecik pompalı absorbsiyonlu sistemlerde ısıtıcı yerine getirmektedir.

- Habbecik pompalı absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutma kapasitesi ve SEK'yi etkileyen en önemli parametrelerden birisi sistem içerisindeki karışımın derişikliğidir. Bu tür sistemlerde kullanılan karışımın atmosfer basıncı altında % 30 kütlece amonyak derişikliğinden daha fazla amonyağı içinde barındıramamasından ötürü, sisteme şarj edilen karışımın derişikliği % 20 - % 30 arasında sınırlandırılmıştır.
- Yoğuşturucu kısmında, soğutucu akışkan sistem basıncına karşılık gelen sıcaklıkta yoğuşacağından ötürü, sistem basıncını belirleyen şarj esnasında verilen helyumun basıncı da önem arz etmektedir. Basıncın yüksek olması yoğuşturucu kısmı için iyileşme sağlarken, buharlaştırıcı kısmında ise kötüleşmeye neden olmaktadır. Buzdolabı uygulamalarında kullanılan habbecik pompalı sisteme % 20, % 25 ve % 30 amonyak derişikliklerinde karışımlar şarj edilmiş ve sistem basıncının 18.4 ve 20.4 bar olması durumunda deneyler gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler ve termodinamik analiz sonucunda soğutma kapasitesi ve SEK için optimum değerin 18.4 bar sistem basıncı, % 25 karışım derişikliğinde oluştuğı görülmüştür.
- Habbecik pompalı absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin soğutma kapasitesi ve enerji tüketiminin sayısal olarak incelenmesi için analitik bir model oluşturulmuştur. Kaynatıcı, saflaştırıcı, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve soğurucu parçaları modellenmiştir. Sayısal model ile elde edilen soğutma kapasitesi ve SEK değerleri deneysel verilerle karşılaştırıldığında maksimum hatanın %10 olduğu görülmüştür. Deneysel sistem üzerinde gerçekleştirilen belirsizlik analizinde özellikle karışım entalpilerinin hesaplanmasındaki belirsizliğin sıcaklık ve basınç ölçümünden kaynaklanan hatalar nedeniyle % 9 mertebesinde olduğu tespit edilmiştir. Bu bağlamda termodinamik model ile deneysel veriler arasındaki %10 uyumsuzluğun kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır.
- % 20 karışım derişikliğinin soğutma kapasitesi ve SEK değeri yapılan deneysel çalışmalarda, % 25 amonyak derişikliğine kıyasla yaklaşık % 31

mertebeğinde azaldığı görülmüştür. % 30 karışım derişikliğinde soğutma kapasitesi ve SEK değeri ise yaklaşık % 3.5 mertebesinde azalmıştır.

- Sistem basıncının 20.4 bar olması durumunda, % 25 karışım derişikliğinde soğutma kapasitesi ve SEK'nın, % 20 ve % 30 derişiklerinkinden daha yüksek olduğu görülmüştür. % 20 karışım derişikliğinde deneysel çalışmalar sonucunda soğutma kapasitesi ve SEK değeri, % 25 derişikliğe kıyasla yaklaşık % 35 mertebesinde azalmıştır. % 30 karışım derişikliğinde ise deneysel çalışmalar sonucunda % 1.5 mertebesinde azalmıştır.

Bu çalışmanın devamı olarak aşağıda sunulan önerilerin yararlı olabileceği düşünülmektedir:

- i. Kaynatıcı, saflaştırıcı bölgesinde iki farklı akışkanın iki farklı fazda akışının ve buharlaştırıcı, soğurucu kısmında amonyağın helyum içinde yayınması ile oluşan kütle geçişinin ayrıntılı olarak incelenmesi, model hassasiyetinin artırılması sistem parametrelerinin etkisinin incelenmesi açısından yararlı olacaktır.
- ii. Habbecik pompası çıkışı ve saflaştırıcı kısmından sıvı ısı değıştiricisine dönen fakir karışımın ısıtıcının bulunduğu kısımdan geçerek ısındığı düşölerek, dışarıya kaybolan ısı miktarının yanında fakir karışımına geçen ısı miktarı da belirlenerek, zengin karışımına verilen net ısıl gücün bulunması ile yine sisteme ilerleyen debi miktarı daha net ortaya konulacaktır.
- iii. Yapılan termodinamik analiz kısmında yoğunlaştırıcı kısmına ilerleyen amonyağın saf olduğu kabulü yapılmıştır. Yine literatür araştırmalarından da görüldüğü üzere, yoğunlaştırıcıya ilerleyen karışımın safsızlığının belirlenmesi ve hesaba katılması ile soğutma kapasitesi ve SEK'nın değıştiği görülecektir.
- iv. Aynı zamanda yapılan deneysel çalışma ve termodinamik analiz çalışmasının, daha dar bir basınç aralığında tekrarlanması ile optimum basınç doğru bir şekilde belirlenmiş olacaktır. Sisteme verilen farklı kütsel amonyak derişikliklerine sahip karışımların daha hassas derişiklik aralıklarında verilmesi ile de optimum karışım derişikliğinin bulunması kolaylaşacaktır.
- v. Literatür çalışmalarından da görüldüğü üzere, kaynatıcı kısmına verilen ısıtıcı gücü sistemin soğutma kapasitesi ve SEK'sı üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bir sonraki aşamada yapılacak deneylerin farklı ısıtıcı güçleri

üzerine olması bu açıdan önemlidir. Aynı zamanda literatür çalışmalarında üzerinde durulan farklı kaynatıcı tasarımları da soğutma kapasitesi ve SEK değerlerinde değişime sebep olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Srikhirin, P. ve Aphornratana, S. (2002). Investigation of a diffusion absorption refrigerator. *Applied Thermal Engineering*, 22, 1181-1193.
- [2] Srikhirin, P., Aphornratana, S., Chungpaibulpatana, S. (2001). A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5, 343-372.
- [3] **Compressor Technical Data** (2008). *Şirket [Katalog]*. Brezilya: Embraco
- [4] Çengel, A. Y. ve Boles, A. M. (2008). *Mühendislik yaklaşımıyla termodinamik*. (2. Sürüm) (Sf. 549-551). Çeviren. Derbentli, T., McGraw-Hill-Literatür, İstanbul.
- [5] **Url-1** <http://www.engineeringtoolbox.com/ammonia-d_1413.html>, alındığı tarih: 22.03.2012.
- [6] **Url-2** <http://www.engineeringtoolbox.com/water-thermal-properties-d_162.html>, alındığı tarih: 22.03.2012.
- [7] Eğrican N. A., Arslan E. M., Güldalı Y. (2003). Absorbsiyonlu soğutma sistemi ile çalışan buzdolabının deneysel ve teorik olarak incelenmesi, *Arçelik A. Ş Araştırma Raporu, ARN-213*, Arçelik A. Ş, İstanbul.
- [8] Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I. (2005). Numerical investigation of a diffusion absorption refrigerator cycle. *International Journal of Refrigeration*, 28, 515-525.
- [9] Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I. (2007). The influence of diffusion absorption refrigerator cycle configuration on the performance. *Applied Thermal Engineering*, 27, 2213-2219.
- [10] Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I. (2008). The influence of the generator and bubble pump configuration on the performance of diffusion absorption refrigeration (DAR) system. *International Journal of Refrigeration*, 31, 962-969.
- [11] Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I. (2009). Performance of diffusion absorption refrigerator cycle with organic working fluids. *International Journal of Refrigeration*, 32, 1241-1246.
- [12] Giuseppe, S. ve Pascalis, D. L. (2012). An advanced analytical model of the Diffusion Absorption Refrigerator cycle. *International Journal of Refrigeration*, 35, 605-612.
- [13] Pfaff, M., Saravanan, M. P., Maiya, M., Srinivasa M. (1998). Studies on bubble pump for a water-lithium bromide vapor absorption refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 21, 452-462.
- [14] Tsoligkas, N. A., Simmons, H. J. M., Wood, J. (2007). Influence of orientation upon the hydrodynamics of gas-liquid flow for square channels in monolith supports. *Chemical Engineering Science*, 62, 4365-4378.

- [15] **Zhang, L., Wu, Y. P., Zheng, H., Guo J., Chen D.** (2006). An experimental investigation on performance of bubble pump with lunate channel for absorption refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 29, 815-822.
- [16] **Mustafa, H. ve Monde, M.** (2007). Effect of pressure on mass absorption in an ammonia-water absorption system. *Heat and Mass Transfer*, 44, 43-50.
- [17] **Ganesh, S. N. ve Srinivas, T.** (2011). Evaluation of thermodynamic properties of ammonia water mixture up to 100 bar for power application systems. *Journal of Mechanical Engineering*, 3, 25-39.
- [18] **Patek, J., ve Klomfar, J.** (1995). Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. *International Journal of Refrigeration*, 18, 228-234.
- [19] **Genceli, O.F.** (2005). *Ölçme Tekniği*. (1. sürüm) (Sf. 30-60). Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [20] **Thermophysical Properties of (NH₃ + H₂O) Mixtures for the Industrial Design of Absorption Refrigeration Equipment** (2006). *Şirket [Katalog]*. İsviçre: M.Conde Engineering.
- [21] **Herold, E. K., Radermacher, R., Klein, A. K.** (1996). *Absorption Chillers and Heat Pumps*. (1. Sürüm) (Sf. 48). ABD, CRC Press.
- [22] **Lemmon, E.W., Huber, M.L. and McLinden, M.O.** (2007). *NIST standard reference database 23, NIST reference fluid thermodynamic and transport properties—REFPROP*, v. 8.0. Standard Reference Data Program, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
- [23] **İncropera, P. F. ve DeWitt P. D.** (2006). *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*. (4. Sürüm) (Sf. 907). Çevirenler. Derbentli, T., Genceli, O., Güngör, A., Hepbaşlı, A., İlken, Z., Özbalt, N., Özgüç, F., Parmaksızoğlu C., Uralcan, Y. İstanbul, Literatür.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Yeşim BOYLU

Doğum Yeri ve Tarihi: Bingöl / 01.07.1987

E-Posta: boyluyesim@gmail.com

Lisans: Sakarya Üniversitesi / Makina Mühendisliği (2006-2010)