

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ABSORBSİYONLU SİSTEMİLE ÇALIŞAN BİR BUZDOLABI NIN
DENEYSEL VE TEORİK OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Ma k. Mih. Mustafa Erhan ARSLAN

Ana bilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Program : ENERJİ

MAYIS 2003

**ABSORBSİYONLU SİSTEMİLE ÇALIŞAN BİR BUZDOLABI NIN
DENEYSEL VE TEORİK OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Mak. Müh. Mustafa Erhan ARSLAN
(503011014)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 5 Mayıs 2003
Tezin Savunulduğu Tarih : 26 Mayıs 2003**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Anıf EĞRİCAN
Diğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Ahmet ARISOY
Prof. Dr. İsmail TEKE (Y. T. Ü)**

MAYIS 2003

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın gerçekleşmesinde desteklerini esirgemeyen Arçelik Araştırma ve Teknoloji Geliştirme Merkezi, Termodinamik ailesi çalışanlarına özellikle **Doç. Dr. Yalçın TANES** ve **Yalçın GÜLDALİ**'ya, araştırma görevlisi arkadaşlarım **Kemal BİLEN**, **Gökhan BALIK** ve **Edvin ÇETEGEN**e, değerli arkadaşım **Esra ÖZYURT**a, çalışmanın en iyi şartlarda gerçekleşmesini sağlayan ve çalışma boyunca değerli katkılarını esirgemeyen tez danışmanım **Prof. Dr. A. Nilüfer EĞRİCAN**'a ve bana her zaman güvenen ve yaptığı işlerde destek olan **AİLEME**,

Teşekkürü bir borç bilirim

Mayıs, 2003

Mustafa Erhan ARSLAN

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBO L LİSTESİ	ix
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
1 GİRİŞ	1
1.1. Literatür Araştırması	2
1.2. Çalışmanın Amacı	10
2 TEORİK ÇALIŞMA	12
2.1 Sistem'in Çalışma Prensipleri	12
2.2 Amonyak-Su Çiftinin Termodinamik Özellikleri	15
2.2.1 Kaynama ve Yoğuşma Sıcaklığı Bağlılıkları	15
2.2.2 Entalpi ve Özgül Hacı m Bağlılıkları	18
2.2.2.1 Amonyak-Su Karışımının Sıvı Fazındaki Özgül Entalpi ve Özgül Hacı m Bağlılıkları	21
2.2.2.2 Amonyak-Su Karışımının Buhar Fazındaki Özgül Entalpi ve Özgül Hacı m Bağlılıkları	22
2.2.2.3 Entalpi ve Özgül Hacı m Bağlılıkları ndan El de Edilen Sonuçlar	23
2.3 Amonyak-Helyum Gaz Karışımının Termodinamik Özellikleri	24
2.4 Sistem'in Termodinamik Analizi	27
2.4.1 Kaynatıcı ve Saflaştırıcı Analizi	29
2.4.2 Yoğuşturucu Analizi	31
2.4.3 Buharlaştırıcı Analizi	31
2.4.4 Sıvı Isı Değiştiricisi Analizi	32
2.4.5 Soğurucu Analizi	33
2.4.6 Termodinamik Analiz Sonuçları	33
2.5 Hıbbecik Pompası Analizi	35
2.5.1 Analiz Yöntemi	36
2.5.2 Hıbbecik Pompası Analizi Sonuçları	44
3 DENEYSEL ÇALIŞMA	50
3.1 Deney Dizeneği	50

3.2	Sisteme Şarj Verme İşlemi	52
3.3	Deneyin Uygulanmasındaki Aşamalar	53
3.3.1	Sistem Performansını Etkileyen Parametrelerin İncelenmesi	54
3.3.1.1	Sisteme Verilen Şarj Miktarı	55
3.3.1.2	Şarj Miktarının Amonyak Bakımından Kütleesel Değişikliği	56
3.3.1.3	Sistem Basıncı	57
3.3.1.3	Isıtıcı Güç	59
3.3.2	Sistemdeki Geometri Değişikliklerinin Performansa Etkisinin İncelenmesi	59
3.4	DeneySEL Çalışma Sonuçları	61
4	SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ VE ÖNERİLER	72
	KAYNAKLAR	76
	ÖZGEÇMİŞ	78

KISALTMALAR

S E K : Soğutma Etkenlik Katsayısı

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1 Eşitlik 2.2 ve 2.4'te kullanılan sabit katsayılar	17
Tablo 2.2 Eşitlik 2.3 ve 2.5'te kullanılan sabit katsayılar	17
Tablo 2.3 Eşitlik 2.7 ve 2.8'de kullanılan sabit katsayılar.....	20
Tablo 2.4 Eşitlik 2.15, 2.16 ve 2.17'de kullanılan sabit katsayılar.....	21
Tablo 2.5 Eşitlik 2.24, 2.25 ve 2.26'da kullanılan sabit katsayılar.....	25
Tablo 2.6 Termodinamik analizde kullanılan nak üzere deneylerden alınan ölçümler	28
Tablo 2.7 Termodinamik analiz sonuçları.....	34
Tablo 2.8 Pompa çapının alabileceği değer aralıkları.....	45
Tablo 2.9 Değişken ısıtıcı güç ve pompa çapındaki H/L oranları	48

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1 : von Platen ve Minters absorbsiyonlu soğutma çevrimi.....	3
Şekil 1.2 : Einstein soğutma çevrimi.....	4
Şekil 1.3 : Habbecik pompasının incelenmesi için hazırlanan deney tesisi (Srikhirin ve Aphornratana, 2002).....	6
Şekil 1.4 : Mevcut sistemlerde kullanılan kaynatıcı kısım.....	8
Şekil 1.5 : Sistemin ısı kaybını azaltmak amacıyla yeni den tasarlanan kaynatıcı bölgesi (Chen ve diğ., 1996).....	9
Şekil 2.1 : Mini bar buzdolaplarında kullanılan absorbsiyonlu soğutma sistemi.....	13
Şekil 2.2 : Sabit basınç altındaki kaynama-yoğuşma sıcaklıkları (P=17 bar). ..	18
Şekil 2.3 : Amonyak-su karışımının, buhar ve sıvı fazındaki özgül entalpi değerlerinin kütleel derişikliğı göre değışimi (P=17 bar).....	23
Şekil 2.4 : Amonyak-su karışımının sıvı fazındaki özgül hacim değıerinin kütleel derişikliğı göre değışimi (P=17 bar).....	24
Şekil 2.5 : Amonyak-su karışımının buhar fazındaki özgül hacim değıerinin kütleel derişikliğı göre değışimi (P=17 bar).....	24
Şekil 2.6 : NH ₃ -H ₂ O karışımının, doyma noktasındaki kütleel derişikliğı nin sıcaklık ile değışimi.....	26
Şekil 2.7 : NH ₃ -H ₂ O karışımının değışik doyma noktası sıcaklıkları nda sahip olduğı özgül entalpi değıerleri.....	26
Şekil 2.8 : NH ₃ -H ₂ O karışımının değışik doyma noktası sıcaklıkları nda sahip olduğı özgül hacim değıerleri.....	27
Şekil 2.9 : Termodinamik analizi yapılan sistemin kontrol hacimleri nin gösterimi.....	28
Şekil 2.10 : Amonyak-su karışımının bileşenlerine ayrıştırılması nın kaynama-yoğuşma eğrileri üzerinde gösterimi.....	30
Şekil 2.11 : Soğutma kapasitesinin ısıtıcı güç ile değışimi.....	34
Şekil 2.12 : SEK'nin ısıtıcı güç ile değışimi.....	35
Şekil 2.13 : Habbecik pompası kısmındaki kontrol hacimleri.....	37
Şekil 2.14 : Boyutsuz kabarcık hızının pompa borusu çapı ile değışimi.....	44
Şekil 2.15 : Pompa borusu çapının Eöt vös sayısı ile değışimi.....	45
Şekil 2.16 : Pompa borusu çapının, Huzunluğuna etkisi.....	46
Şekil 2.17 : Pompa borusu uzunluğunun, Huzunluğuna etkisi (D=4 mm)....	47
Şekil 2.18 : Pompa borusu uzunluğunun, Huzunluğuna etkisi (D=4.5 mm). ..	47
Şekil 2.19 : Soğurucu tankı ile habbecik pompası arasındaki bağılantı borusu çapının, Huzunluğuna etkisi (L=0.25 m).....	48
Şekil 3.1 : Şarj işlemi sonrasında deneye hazır hale getirilen sistem.....	51
Şekil 3.2 : Sistemin şarj düzeneğı.....	52
Şekil 3.3 : Deney düzeneğınden sıcaklık ve basınç ölçümü alınan ısı odası... ..	53
Şekil 3.4 : Deneye alınan sistemin buharlaştırıcı bölgesi.....	54
Şekil 3.5 : Sistem üzerinde habbecik pompası ölçülerinin gösterimi.....	55

Şekil 3.6	: Deneyde kullanılan sistemin habbecik pompası kısmı.....	60
Şekil 3.7	: Sistem basıncının zamanla değişimi.....	62
Şekil 3.8	: Sistem basıncı değişimini değişik ısıtıcı güçlerinde ortalama buharlaştırıcı sıcaklığına etkisi.....	63
Şekil 3.9	: 60 W ısıtıcı gücünde değişik sistem şarj miktarlarının sistem performansına yaptığı etkilerinin karşılaştırılması.....	65
Şekil 3.10	: 80 W ısıtıcı gücünde değişik sistem şarj miktarlarının sistem performansına yaptığı etkilerinin karşılaştırılması.....	65
Şekil 3.11	: 60 W ısıtıcı gücünde, değişik kütleel derişikliklerinin sistem performansına yaptığı etkilerin karşılaştırılması.....	66
Şekil 3.12	: 80 W ısıtıcı gücünde, değişik kütleel derişikliklerinin sistem performansına yaptığı etkilerin karşılaştırılması.....	67
Şekil 3.13	: Birinci ve ikinci kısımda deneye alınan (habbecik pompası çapı 3 mm ve 4 mm) sistemin 60 W ısıtıcı gücünde karşılaştırılması...	68
Şekil 3.14	: İkinci kısımda ele alınan (habbecik pompası çapı 4 mm) sistemin 60 W ısıtıcı gücünde ve değişik şarj miktarlarında sistem performansına yaptığı etkilerin karşılaştırılması.....	69
Şekil 3.15	: Birinci kısımda ele alınan (habbecik pompası çapı 3 mm) sistemin ortalama buharlaştırıcı sıcaklığının zamanla değişimi...	70
Şekil 3.16	: İkinci kısımda ele alınan (habbecik pompası çapı 4 mm) sistemin ortalama buharlaştırıcı sıcaklığının zamanla değişimi...	70

SEMBOL LİSTESİ

A	: Habbeci k pompası nın kesit alanı (m^2)
A_b	: Habbeci k pompası-soğurucu tankı bağlantı borusunun kesit alanı (m^2)
C_p	: Özgöl ısı ($kJ/kg \cdot K$)
D	: Habbeci k pompası çapı (m)
D_b	: Habbeci k pompası-soğurucu tankı bağlantı borusunun çapı (m)
f	: Fugasite (bar)
f	: Akış sürtünme katsayısı
g	: Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
G	: Molar Gibbs serbest enerji fonksiyonu (kJ/kg)
h	: Özgöl entalpi (kJ/kg)
j	: Görünür hız (m/s)
L	: Habbeci k pompası uzunluğu (m)
$\dot{m}$	: Kütleli akış debisi (kg/s)
$N_{Eö}$	: Eötvös sayısı
N	: Boyutsuz ters viskozite
P	: Basıncı (bar)
Re	: Reynold sayısı
$\dot{Q}_b$	: Buharlaştırma ısı (W)
$\dot{Q}_{sid}$	: Isı değiştiricisinden çevreye atılan ısı miktarı (W)
$\dot{Q}_k$	: Kaynatıcı bölgesine verilen ısı miktarı (W)
$\dot{Q}_{saf}$	: Safılaştırıcıdan atılan ısı miktarı (W)
$\dot{Q}_{soğ}$	: Soğutma ısı (W)
$\dot{Q}_y$	: Yoğuşma ısı (W)
R	: Evrensel gaz sabiti ($kJ/kmol \cdot K$)
s	: Özgöl entropi ($kJ/kg \cdot K$)
T_k	: Kaynama sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_y	: Yoğuşma sıcaklığı ($^{\circ}C$)
u	: Hz (m/s)
v	: Özgöl hacim (m^3/kg)
x	: Kütleli derişlik
x	: Kuruluk derecesi
α	: Boşluk oranı
ε	: Yüzey pürüzlülüğü (m)
μ	: Viskozite (Ns/m^2)
ρ	: Yoğunluk (kg/m^3)
σ	: Yüzey gerilimi (N/m)

Alt İndisler

a	: Amonyağa ait değer
b	: Buhar faza ait değer

d	: Doyma noktasındaki değer
f	: Fazla enerjiye ait değer
i	: İndirgenmiş değer
if	: İki fazlı akışa ait değer
kar	: Karışım ait değer
kr	: Kritik değer
r, o	: Referans değerler
s	: Sıvı faza ait değer

ABSORBSİYONLU SİSTEMİLE ÇALIŞAN BİR BUZDOLABI NIN DENEYSEL VE TEORİK OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada absorbsiyonlu soğutma sistemi ile çalışan bir buzdolabı deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Absorbsiyonlu soğutma sisteminin kullanıldığı buzdolaplarında karşılaşılan en önemli sorun, bu sistemlerin performansının düşük seviyelerde olmasıdır. Bu çalışmada yapılan incelemede ise, bu sorun üzerinde durulmuş ve sistemin performansının artırılması amaç edilmiştir.

Yapılan çalışma, deneysel ve teorik olmak üzere iki kısımda birbirine paralel olarak yürütülmüştür. Teorik çalışma kısmında deneylerde kullanılan sisteme, matematik bir model oluşturmak amacıyla öncelikle sistemin termodinamik analizi yapılmıştır. Termodinamik analizle aynı zamanda sistem üzerindeki ısı kayıplarının belirlenmesi mümkün olmuştur. Teorik çalışma kısmının diğer bölümünde ise sistemin en önemli kısım olarak belirtilen habbecik pompası (bubble pump) bölgesi için bir model oluşturulmuş ve bu kısımdan alınan sonuçlar deneysel çalışmada kullanılmıştır.

Çalışmanın deneysel bölümü iki kısımdan oluşmaktadır. Yapılan deneylerin ilk bölümünde sistem parametrelerinin (şarj miktarı, şarj miktarının amonyak bakımından kütleli derişikliği, basınç ve güç) performans olan etkisi incelenmiştir. Yapılan incelemede, bu parametrelerin sistem performansının en iyi seviyede olması için gereken optimum değerleri bulunmuştur. Deneysel çalışmanın ikinci bölümünde ise, sistem üzerindeki geometri değişikliklerinin performans olan etkisi incelenmiştir. Sistem üzerinde yapılan geometri değişiklikleri, habbecik pompası kısmında yoğunlaşmıştır. Bu kısımda yapılan değişikliklerin sistem performansına olan etkisi, aynı zamanda teorik çalışmada elde edilen sonuçlarla da karşılaştırılmıştır.

Yapılan teorik ve deneysel çalışma sonucunda sistem performansında gözle görüldüğü bir iyileşme sağlanmıştır. Özellikle pompa kısmı için yapılan çalışma sonucunda, habbecik pompasının performansında bir artış gözlenmiş ve bu artış da sistem performansını olumlu yönde etkilemiştir. Diğer taraftan sistem parametrelerinin optimum değerlerinin bulunması ile birlikte sistemde oluşan gereksiz enerji sarfıyatı da engellenmiştir.

EXPERIMENTAL AND THEORETICAL INVESTIGATION OF AN ABSORPTION REFRIGERATOR

SUMMARY

In this study experimental and theoretical investigation of an absorption refrigerator for domestic usage has been carried out. The main problem of these refrigerators is that the system has low performance. During this investigation, this problem is studied and to enhance the performance of the system becomes the main purpose of this study.

Experimental and theoretical studies are continued parallel to each other during this work. In the theoretical part of this study, firstly the thermodynamic analysis of the system has been carried out to form a mathematical model to the system used in the experiments. Also heat losses from the system to the environment are examined with the help of this thermodynamic analysis. Secondly, the bubble pump which is the most important part of the system has been examined. A model is improved for the bubble pump and the results obtained from the application of this model to the system are used in the experimental study.

Experimental part of this study consists of two main parts. In the first part of the experiments, the effect of the system parameters (charge amount, ammonia concentration of the charge amount, system pressure and system power) to the performance has investigated. The optimum values of these parameters for a good level of system performance have found during the experiments. In the second part of the experimental study, the effect of geometry changes to the system performance has examined. The geometry changes are done on the bubble pump part of the system. The effect of these changes on the system performance has also compared with the results obtained from the theoretical part.

After these experimental and theoretical studies, it is seen that the performance of system has improved. Especially enhancing the performance of the bubble pump has directly affected the system performance in a positive way. On the other hand, the excess energy consumption of the system has prevented by finding the optimum values of the system parameters.

1 GİRİŞ

Soğutma sistemlerinin insan hayatındaki yeri ve önemi gün geçtikçe daha da artmaktadır. Bu sebeple soğutma teknolojisi günden güne kendini yenileme ihtiyacı duymaktadır. Diğer taraftan dünya üzerindeki enerji kaynaklarının azalmasıyla birlikte bir çok sistemde olduğu gibi, soğutma sistemleri üzerinde de enerji sarfiyatının mümkün olan en düşük seviyede tutulması zorunlu hale gelmiştir.

Soğutma sistemlerinin yaygın olarak kullanıldığı en temel birim buzdolaplarıdır. Buzdolabı teknolojisi, elektriğin kullanıldığı ilk zamanlarda ısıl güç ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile başlamıştır. Daha sonraki dönemlerde elektrik enerjisinin yaygınlaşması ile birlikte, buzdolaplarında kompresörlü soğutma sistemleri (buhar sıkıştırmalı soğutma sistemleri) kullanılmaya başlanmıştır. Bu sistemler üzerinde enerji sarfiyatını ve sistem verimini esas alan bir çok çalışma yapılmış ve günümüze gelene kadar çok önemli gelişmeler kaydedilmiştir. Fakat kompresörlü sistemlerin hala bazı temel sorunları bulunmaktadır. Bunlardan en önemlisi, kompresörden kaynaklanan gürültü kirliliğidir. Bir diğer sorun ise enerji sarfiyatının hala istenilen seviyelere indirilememesidir. Bu sebepler doğrultusunda buzdolaplarında alternatif sistem arayışları hız kazanmıştır.

Kompresörlü soğutma sistemlerine ilk alternatif olarak çok önceleri kullanılmaya başlanan absorpsiyonlu soğutma sistemleri tekrar gündeme gelmiştir. Bu sistemlerin tercih edilir hale gelmesindeki en büyük etken, sistemin gürültüden uzak bir şekilde çalışabilme özelliğidir. Bu özellik sayesinde kompresörden kaynaklanan gürültünün rahatsızlık uyandırdığı (örneğin otel odaları gibi) mekanlarda, absorpsiyonlu sistem ile çalışan buzdolapları tercih edilir hale gelmiştir.

Absorpsiyonlu sistemlerin buzdolaplarında tercih edilmesindeki diğer bir nedeni ise, bu sistemlerin ısıl güç ile çalışması ve elektrik enerjisinin kullanılmadığı bir çok yerde sistemin çok rahat bir şekilde kullanılabilir olmasıdır. Bu sisteme ait diğer bir önemli özellik ise, inalat maliyetlerinin düşük seviyelerde olmasıdır.

Bütün bu özelliklerin yanında absorpsiyonlu sistemlerin en büyük dezavantajı performanslarının düşük seviyede olmasıdır. Performansın iyileştirilmesi amacıyla son yıllarda yeni çalışmalar yapılmaya başlanmıştır.

Bu çalışmada ise absorpsiyonlu sistemle çalışan bir buzdolabı deneysel ve teorik olarak incelenmiş, sistem performansı na etki eden parametreler üzerinde çalışılarak soğutma etkinliği katsayısının artırılması hedeflenmiştir.

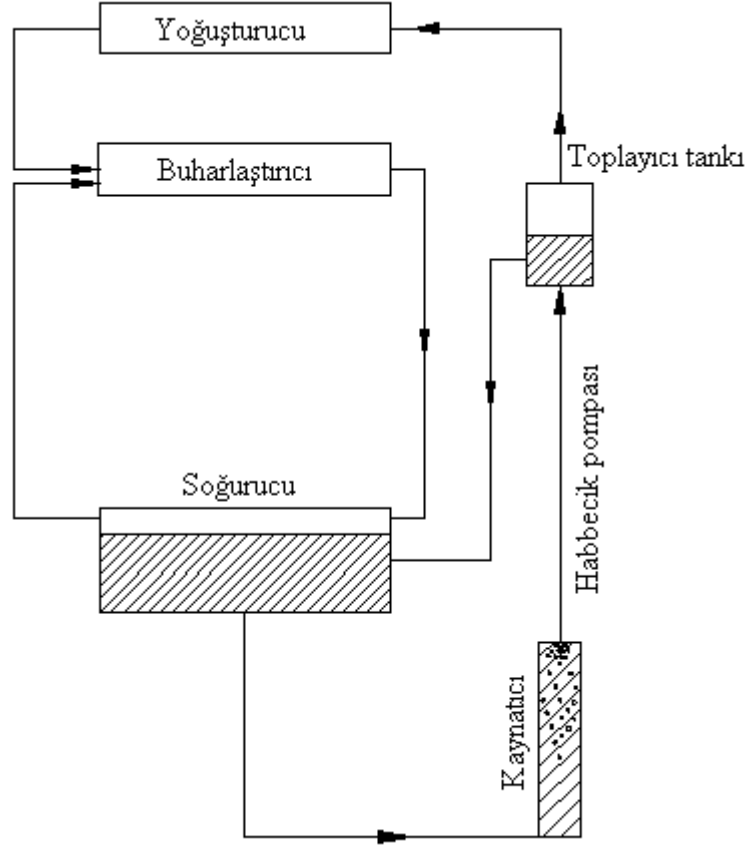
Bu çalışma dört bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde konuyla ilgili literatür araştırması ve çalışmanın amacı anlatılmıştır. İkinci bölümde, teorik çalışma detaylarıyla anlatılmış, üçüncü bölümde ise deneysel çalışmaya yer verilmiştir. Çalışmanın son bölümünde, elde edilen sonuçların değerlendirilmesi ve bir sonraki yapılacak çalışma için öneriler yer almaktadır.

1.1 Literatür Araştırması

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin buzdolaplarında kullanılması nın geçmiş i çok eskilere dayanmaktadır. Elektrik enerjisinin yaygın olarak kullanılmadığı dönemlerde, buzdolaplarında soğutma sistemi olarak absorpsiyonlu sistemler tercih edilmiştir. Hatta buzdolabı uygulamalarında kullanılan ilk soğutma sistemi de denilebilir. Fakat elektrik enerjisinin yaygınlaşması ile birlikte yerini klasik kompresörlü sisteme bırakmıştır. Bu sebeple absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerinde yapılan çalışmalar da uzun bir süre yavaşlamıştır. Fakat kompresörlü sistemlerdeki gürültünün ortadan kaldırılması ve bu sistemin sessiz çalışma özelliğinin olması, onu tekrar tercih edilir bir hale getirmiş ve sistem üzerindeki çalışmalar tekrar hız kazanmıştır.

Absorpsiyonlu soğutma çevrimi ilk olarak von Platen ve Munters (1928) tarafından ortaya atılmıştır. Şekil 1.1’de çevrimi ait şema, akışkanların hareket yönü ve sistem elemanlarıyla birlikte gösterilmektedir. Bu çevrimde sistemi içerisinde üç akışkan dolmaktadır. Soğutucu akışkan olarak amonyak, soğurucu akışkan olarak su, basınç dengeleyici gaz olarak da hidrojen kullanılmıştır. Çevrimin buharlaştırıcı kısmında, soğutucu akışkanın kısım basıncı, basınç dengeleyici gaz olarak kullanılan hidrojen tarafından düşürülür. Bu sayede soğutucu akışkanın buharlaşması sağlanarak sisteme dışardan ısı çekilir. Buharlaşma etkisi, sistemdeki akışkanların kısım basınçlarındaki değişimi ile sağlandığından dolayı sistem içindeki toplam

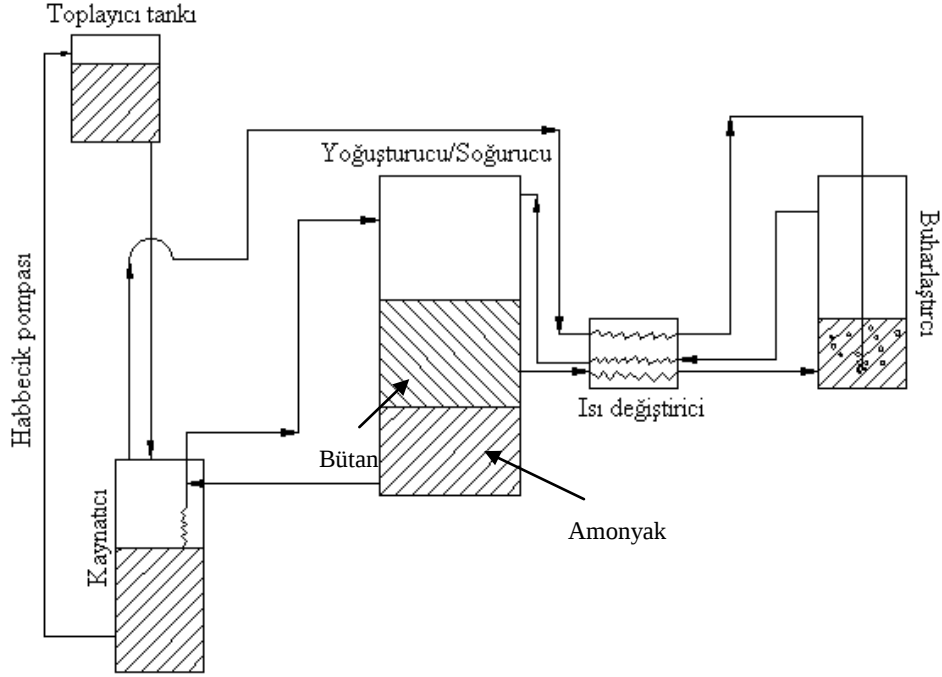
basınç sabit kalmaktadır. Her ne kadar bazı bölgelerde küçük basınç değışiklikleri olsa da sistemin toplam basıncı göz önüne alındığında bu değışiklikler ihmal edilebilecek seviyededir. Bu durumda basıncın sabit olduğu net bir şekilde söylenebilir.



Şekil 1.1 von Platen ve Munters absorpsiyonlu soğutma çevrimi

Von Platen ve Munters tarafından ortaya atılan absorpsiyonlu soğutma çevrimine eşzamanlı olarak Einstein ve Szilard (1928) tarafından bir başka absorpsiyonlu soğutma çevrimi ortaya atılmıştır. Her iki çevrimde de üçlü akışkan kullanılmaktadır ve sistem basıncı sabittir. İki çevrim arasındaki farklılık sistem içindeki bazı akışkanların farklı olması, bazılarının da farklı görevlerde kullanılmasıyla kaynaklanmaktadır. Einstein soğutma çevriminde, soğutucu akışkan olarak bütan, basınç dengeleyici gaz olarak da amonyak buharı kullanılmıştır. Einstein soğutma çevrimine ait şema Şekil 1.2’de gösterilmektedir. Çevrimin buharlaştırıcı bölümünde, bütanın kısmi basıncı amonyak buharı tarafından düşürülerek buharlaşması sağlanır. Buhar fazına geçen bütan, amonyak buharı ile birlikte yoğuşturucu/soğurucu bölümüne girer. Bu bölgede bütan yoğuşur ve yoğunluğundaki artma sebebiyle tekrar

buharlaştırıcı bölgesine döner, amonyak buharı ise su tarafından soğutulur ve sıvı halde kaynatıcı bölgesine gider. Kaynatıcı bölgesinde karışımı içerisinde ayrılan amonyak, buhar fazına geçmesi ve tekrar buharlaştırıcı bölgesine dönmesiyle birlikte çevrim tamamlanmıştır.



Şekil 1.2 Einstein soğutma çevrimi

Belirtilen iki çevrim arasındaki ortak nokta; her iki çevrimde de sistemdeki sirkülasyon, ısıl güç ile çalışan habbecik pompası (bubble pump) tarafından sağlanmaktadır. Küçük farklılıklar olmasına rağmen prensip olarak bu iki çevrim birbirine benzer özelliklere sahiptir. Bu sistemlerin en büyük dezavantajı ise, perforanslarının düşük olmasıdır. Daha sonraki dönemlerde yapılan çalışmalarda genellikle sistem perforansının iyileştirilmesi üzerinde durulmuştur.

Buzdolabı uygulamalarında genellikle von Platen ve Munters tarafından ortaya atılan absorpsiyonlu soğutma çevrimi kullanılmaktadır. Bu çalışmada da von Platen ve Munters tarafından ortaya atılan çevrimi incelenmiş ve yapılan literatür araştırması bu çevrimüzerinde yoğunlaşmıştır.

Amonyak-su çiftinin kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma çevriminde basınç dengeleyici gaz olarak uzun bir süre hidrojen gazı kullanılmıştır. Fakat hidrojen gazının yanıcı bir gaz olması nedeniyle bu sistemlerde daha sonra hidrojen gazının kullanılması yasaklanmıştır. Hidrojen gazının yerine, hemen hemen hidrojenle

benzer özellikler gösteren helyum gazı kullanılmaya başlanmıştır. Kouremenos ve Stegou-Sagia (1988), tarafından yapılan çalışmada helyum gazının amonyak buharı ile oluşturduğu karışımın termodinamik özellikleri bulunarak, hidrojen gazının amonyak buharı ile oluşturduğu karışım ile karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda helyum gazının hidrojene alternatif olmasındaki etkenler belirlenmiştir. Bu etkenlerden en önemlisi, buharlaşma ve soğurma işlemi sırasında amonyak buharının helyum gazı içerisine yayılması, hidrojen gazı hariçindeki diğer gazlara göre daha iyi olmasıdır. Diğer bir etken ise helyum gazının viskozite değerinin düşük olması nedeniyle buharlaşma ve soğurma işlemleri sırasındaki sürtünme kayıplarının daha az olmasıdır.

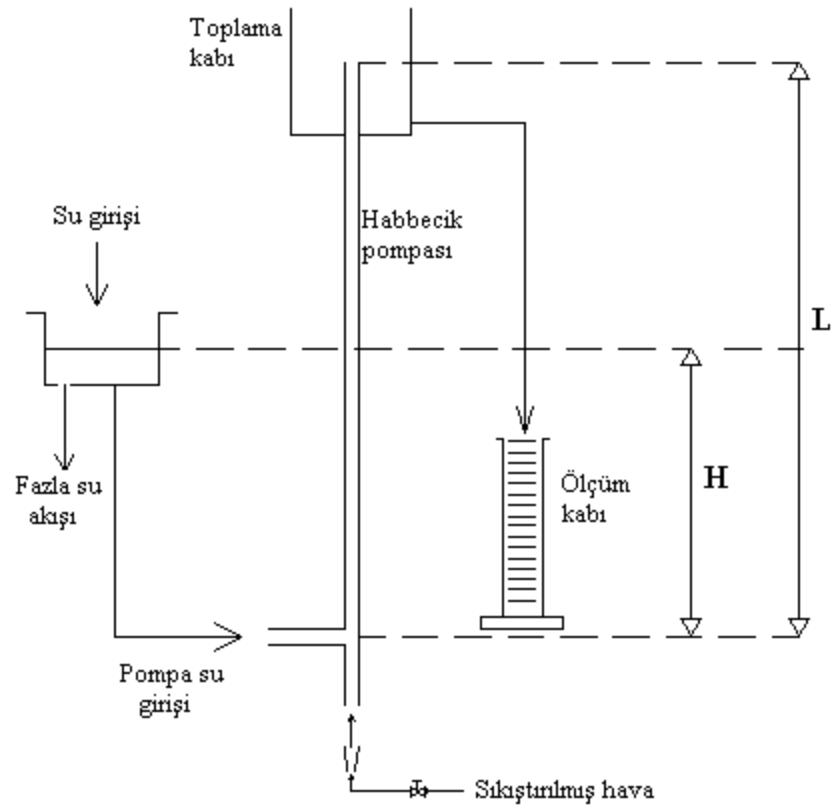
Kouremenos ve Stegou-Sagia (1996) tarafından yapılan diğer bir çalışmada ise soğurucu ve buharlaştırıcı bölgesinde amonyak buharı ve helyum gazı arasında meydana gelen kütle geçişi teorik olarak incelenmiştir. Amonyağın helyum gazı içerisine yayılarak buharlaşması sistem perforansını doğrudan etkileyen bir olaydır. Özellikle buharlaştırıcı bölgesinde meydana gelen kütle geçişinin iyileştirilmesi, sistem performansını olumlu yönde etkileyecektir. Kütle geçişinde en önemli parametrelerden biri basınçtır. Yapılan çalışmada düşük basınçlarda amonyak buharının helyum gazı içerisine daha iyi yayılabildiği belirtilmiştir. Fakat diğer taraftan yoğunlaştırıcıda, amonyak buharı sistem basıncına karşılık gelen yoğunlaşma sıcaklığında yoğunlaşmaktadır. Sistem basıncının belirlenmesinde bu duruma mutlaka dikkat edilmesi gerekmektedir.

Amonyak-su çifti sistemin soğurucu ve kaynatıcı bölgelerinde karışım halinde bulunmaktadır. Soğurucu bölgesinde amonyak buharı, su ve amonyaktan oluşan karışım tarafından soğurulmakta, kaynatıcı bölgesinde ise amonyak buharı karışım içerisinden ayrıştırılmaktadır. Bu iki kısımda oluşan soğurma ve ayrışma olaylarının incelenmesi için karışımın termodinamik özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir. Termodinamik özelliklerin elde edilmesi için ise, öncelikle karışımın kaynama-yoğunlaşma sıcaklıklarının bilinmesi gerekmektedir. El-Sayed ve Tribus (1985) tarafından yapılan çalışmada, amonyak-su çiftinin kaynama-yoğunlaşma sıcaklıkları, analitik bağıntılar halinde elde edilmiştir. Bu konuda yapılan çalışma, absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerinde yapılan diğer teorik çalışmalara da temel oluşturmuştur.

Sistemde, akışkan dolaşımını sağlamak amacıyla, ısı gücü ile çalışan habbecik pompasının (bubble pump) kullanıldığı belirtilmiştir. Habbecik pompası, belirli çap

ve uzunluktaki bir borudan oluşmakta ve içerisinde iki fazlı bir akış oluşturularak akışkanların hareketi sağlanmaktadır. Habbecik pompası içerisinde herhangi bir hareketli ve mekanik parçanın olmaması, sistemin sessiz çalışabilmesini sağlamaktadır. Fakat bu pompa çeşidi diğer klasik absorpsiyonlu sistemlerde kullanılan sirkülasyon pompası veya klasik kompresörlü sistemlerde kullanılan kompresör kadar kuvvetli değildir. Bu sebeple bu sistemlerin performansı düşüktür ve habbecik pompası sistem performansı da en etkili kısım olmaktadır.

Bu doğrultuda Srikhirin ve Aphornratana (2002) tarafından yapılan çalışmada habbecik pompasının sistem performansı üzerindeki etkisi tartışılmıştır. Yapılan çalışmada sistemi temsil etmek amacıyla bir tesisat hazırlanmış ve belirli sistem parametreleri incelenmiştir. Sistemi içerisindeki basınç 6.1 bar seviyesinde tutulmuş ve kaynatıcı kısımdan 1000 W ile 2500 W arasında değişen ısı gücü uygulanmıştır. Aynı zamanda, yapılan deneye uygun, basit bir matematik model kullanılarak sistem teorik açıdan da incelenmiştir. İnceleme sonucunda sistemin S.E.K'nın 0.09 ile 0.15 arasında değerler aldığı görülmüştür.

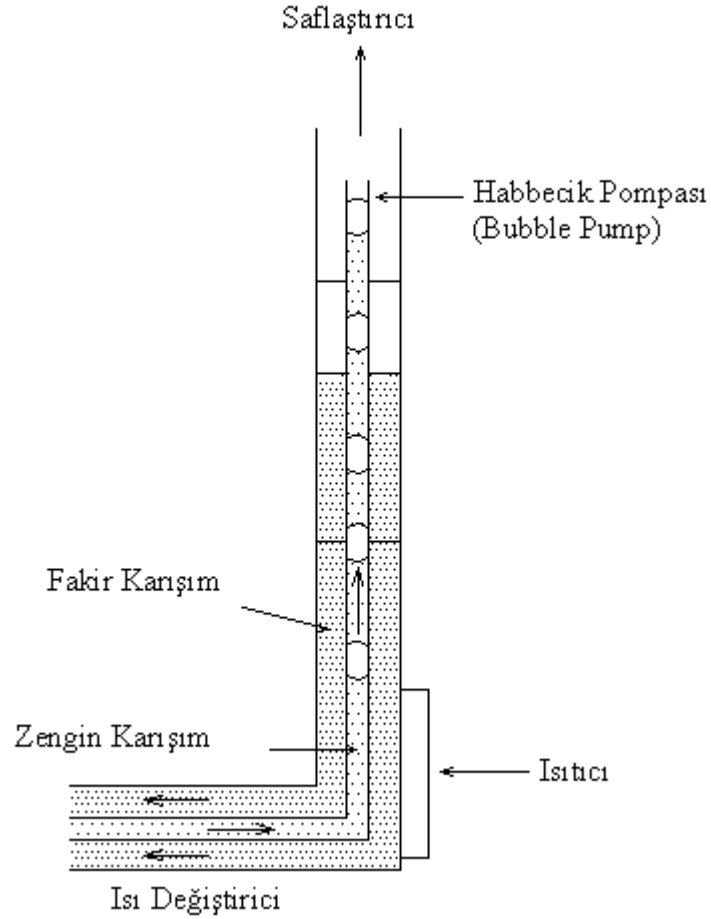


Şekil 1.3 Habbecik pompasının incelenmesi için hazırlanan deney tesisatı (Srikhirin ve Aphornratana, 2002)

Yapılan bu çalışmada aynı zamanda, sistemin habbecik pompası kısmı için ayrı bir deney tesisatı hazırlanmış ve pompa içerisinde oluşan sıvı ve buhar fazın hacimsel debilerini veren ampirik bir bağıntı elde edilmiştir. Deneyde buhar fazı temsil etmek amacıyla hava, sıvı fazı temsil etmek amacıyla ise su kullanılmıştır. Deney atmosferik basınç altında gerçekleştirilmiştir. Şekil 1.3’de habbecik pompası için kurulan deney tesisatı şematik olarak gösterilmektedir. Yapılan deneylerde habbecik pompası performansının iyi bir seviyede olabilmesi için, pompa içerisinde dolaşım sağlanan sıvı ve buhar fazın debilerinin birbirini karşılayacak değerlerde olması gerektiği sonucu ortaya çıkmıştır. Bir başka deyişle fazla buhar üretimi veya fazla sıvı pompalanması, sistemi için bir kazanç ifade etmemektedir aksine gereksiz enerji sarfiyatına sebep olmaktadır.

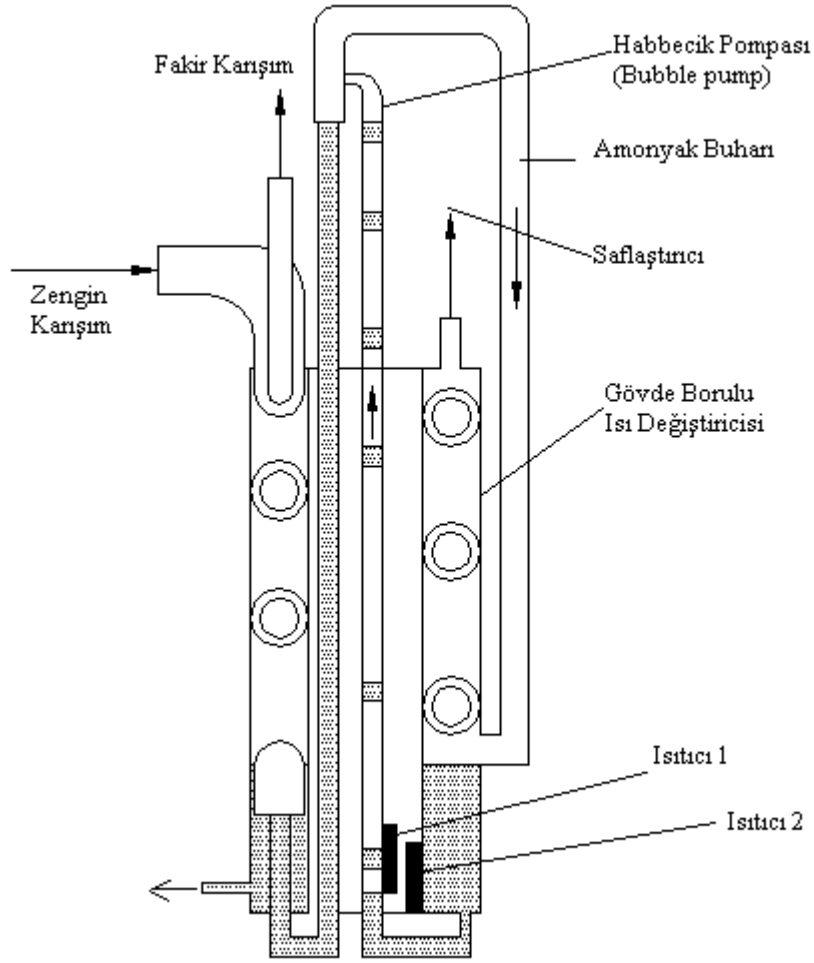
Habbecik pompası kısmı için yapılan bir diğer çalışmada ise (Hassoon ve Fitt, 1991) yine aynı şekilde bir deney tesisatı hazırlanmış fakat buhar fazı için bu kez hava yerine su buharı kullanılmıştır. Oluşturulan matematik model ile deneylerden alınan sonuçlar karşılaştırılmış ve hemen hemen bir önceki çalışmaya benzer sonuçlar elde edilmiştir.

Sistemüzerinde yapılan çalışmalarda göz önüne alınan bir diğer husus ise, sistemden dışarı atılan ve atık ısı olarak tabir edilen ısı kayıplarıdır. Kaynatıcı bölgesinde gerçekleşen ayrışma işleminde amonyak saf halde kaynatıcı bölgesinden çıkmamaktadır. İçerisinde bir miktar su buharı ile birlikte kaynatıcıdan çıkan amonyak buharı, saflaştırıcı bölgesinde sıcaklığın düşmesi ile birlikte içinde barındırdığı su buharından kurtulur. Fakat bu esnada dışarı bir miktar ısı atılmaktadır. Bu kısımdan dışarı atılan ısı ise kayıp ısı olarak nitelendirilmektedir. Buzdolaplarında kullanılan mevcut sistemlerde saflaştırıcı bölgesinden atılan ısı sisteme geri kazandırılması mümkün olamamaktadır. Şekil 1.4’de mevcut sistemlerde kullanılan kaynatıcı bölgesi gösterilmektedir.



Şekil 1.4 Mevcut sistemlerde kullanılan kaynatıcı kısım

Bu konuyla ilgili Chen ve diğ. (1996) yaptıkları çalışmada, kaynatıcı ve saflaştırıcı bölgesini yeniden tasarlamışlardır. Yeniden tasarlanan kaynatıcı bölgesinde ısıtıcı kısım habbecik pompasına doğrudan temas etmektedir. Böylelikle ısıtıcı bölgesinden çevreye olan ısı kaybı azaltılmış ve ısıtıcıdan elde edilen ısı doğrudan habbecik pompasına verilmiştir. Aynı zamanda, kaynatıcı bölgesi yeniden tasarlanan sistemde, habbecik pompasından çıkan amonyak buharı saflaştırıcıya girmeden önce Şekil 1.5’de belirtilen gövde borulu ısı değiştiricisine girerek kaynatıcıya gelen zengin karışım ısıtmak için kullanılmıştır. Böylelikle saflaştırıcıdan atılan ısı nın büyük bir bölümü sisteme giren zengin karışım ısıtmakta kullanılmıştır.



Şekil 1.5 Sistemdeki ısı kaybını azaltmak amacıyla yeniden tasarlanan kaynatıcı bölgesi (Chen ve diğ., 1996)

Yeni tasarlanan kaynatıcıda sisteme geri kazandırılan ısılar sayesinde aynı soğutma kapasitesi için daha az ısı kullanılarak soğutma etkinlik katsayısında önemli bir iyileştirme kaydedilmiştir. Yapılan deneylerde mevcut sistemin soğutma etkinlik katsayısı 0.15-0.20 arasında bulunmuştur. Yeni tasarlanan kaynatıcı kullanılarak bu değer 0.25–0.30'a yükseltilmiştir. Görüldüğü gibi yeniden tasarlanan kaynatıcı ve saflaştırıcı bölgele sayesinde sistemin S.E.K'sında %50 oranında bir iyileştirme sağlanmıştır.

Buzdolabı uygulamasında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri üzerinde yapılan diğer çalışmalarda ise, lityum bromür ve su çiftinin akışkan olarak kullanıldığı klasik absorpsiyonlu sistemlerin buzdolaplarında kullanılabileceği ele alınmıştır. Fakat klasik absorpsiyonlu sistemlerden farklı olarak, bu sistemlerde de akışkan dolaşım habbecik pompası (bubble pump) ile sağlanmıştır. Bu sistemde buharlaşma etkisi ise soğutucu akışkanın basıncı düşürülerek elde edilmiştir. Başka

bir deyişle, diğer sistemlerde basınç dengeleyici gaz olarak kullanılan üçüncü bir akışkana ihtiyaç duyulmamıştır.

Saravanan ve Maiya (1997) tarafından yapılan çalışmada lityum bromür ve su çiftinin akışkan olarak kullanıldığı absorpsiyonlu soğutma sistemi teorik olarak incelenmiştir. Çalışma sonucunda sistemin S. E. K'sının amonyak su ve helyum gazı üçlünün akışkan olarak kullanıldığı absorpsiyonlu sisteme göre daha yüksek olduğu gözlenmiştir. Fakat buharlaştırıcı sıcaklığı bu sistemde 5°C 'nin altına düşmemektedir. Yani bu sistemlerin soğutma kapasitesi çok düşüktür. Sistem içinde soğutucu akışkan olarak suyun kullanılması, sistemin vakumlu ortamda çalışması anlamına gelmektedir. Bu nedenle kaynatıcı sıcaklığı $80-90^{\circ}\text{C}$ aralığında değerler almaktadır. Sonuç olarak bu sistemin soğutma kapasitesinin düşük olması normal bir durumdur. Fakat bu sistemin en büyük avantajı, güneş enerjisinden faydalanma imkânını sağlamasıdır.

1.2 Çalışmanın Amacı

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin buzdolabı uygulaması son yıllarda genellikle mini bar buzdolabı tipinde görülmüştür. Absorpsiyonlu sistem ile çalışan buzdolapları, sessiz çalışabilme özelliklerinden dolayı, daha çok otel odaları için tercih edilir hale gelmiştir. Bu sebeple absorpsiyonlu sistemin mini bar buzdolabı tipine uygulanması yaygınlaşmıştır. Yaygınlaşmasında imalat maliyetlerinin düşük olmasının da büyük bir etkisi vardır. Fakat bir önceki kısımda da belirtildiği üzere bu sistemlerin performansı düşüktür. Performansın iyileştirilmesi amacıyla da yakın zaman içerisinde çalışmalar yapılmaya başlanmıştır.

Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma sistemi ile çalışan bir mini bar buzdolabı deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Teorik çalışmada öncelikle deneyde kullanılan sisteme ait bir matematik model oluşturmak amacıyla sistemin termodinamik analizi yapılmıştır. Teorik çalışmanın ikinci bölümünde ise habbecik pompası kısmı incelenmiş ve bir model oluşturularak pompa performansı irdelenmiştir. Ayrıca teorik çalışmada, sistem içindeki akışkanların oluşturduğu karışımların termodinamik özellikleri bulunarak teorik çalışmanın bütün içeriği bir bilgisayar programı yazılımda, iki ayrı program (sistem termodinamik analizi ve habbecik pompası analizi) oluşturularak yazılmıştır. Programdan elde edilen sonuçlar teorik çalışma sonuçları kısmında tartışılmıştır.

Deneysel alışma ise iki bölümde srdrlmştr. Birinci bölümünde sistemi indeki ana parametreler (şarj mktarı, şarj mktarının amonyak baki mndan kütlesel derişikliği, basınç, g) incelenmiş, bu parametrelerin sistem performansına olan etkileri gözlenmiştir. Deneysel çalışmanın ikinci bölümünde ise sistemin habbecik pompası kısmının geometrisi üzerinde yapılan değişikliklerin, performansa olan etkisi tartişılmıştır. Deneylerden elde edilen sonuçlar ve bu sonuçların teorik çalışma ile karşılaştırılması, deneysel çalışmanın sonuçlar kısmında verilmiştir.

2 TEORİK ÇALIŞMA

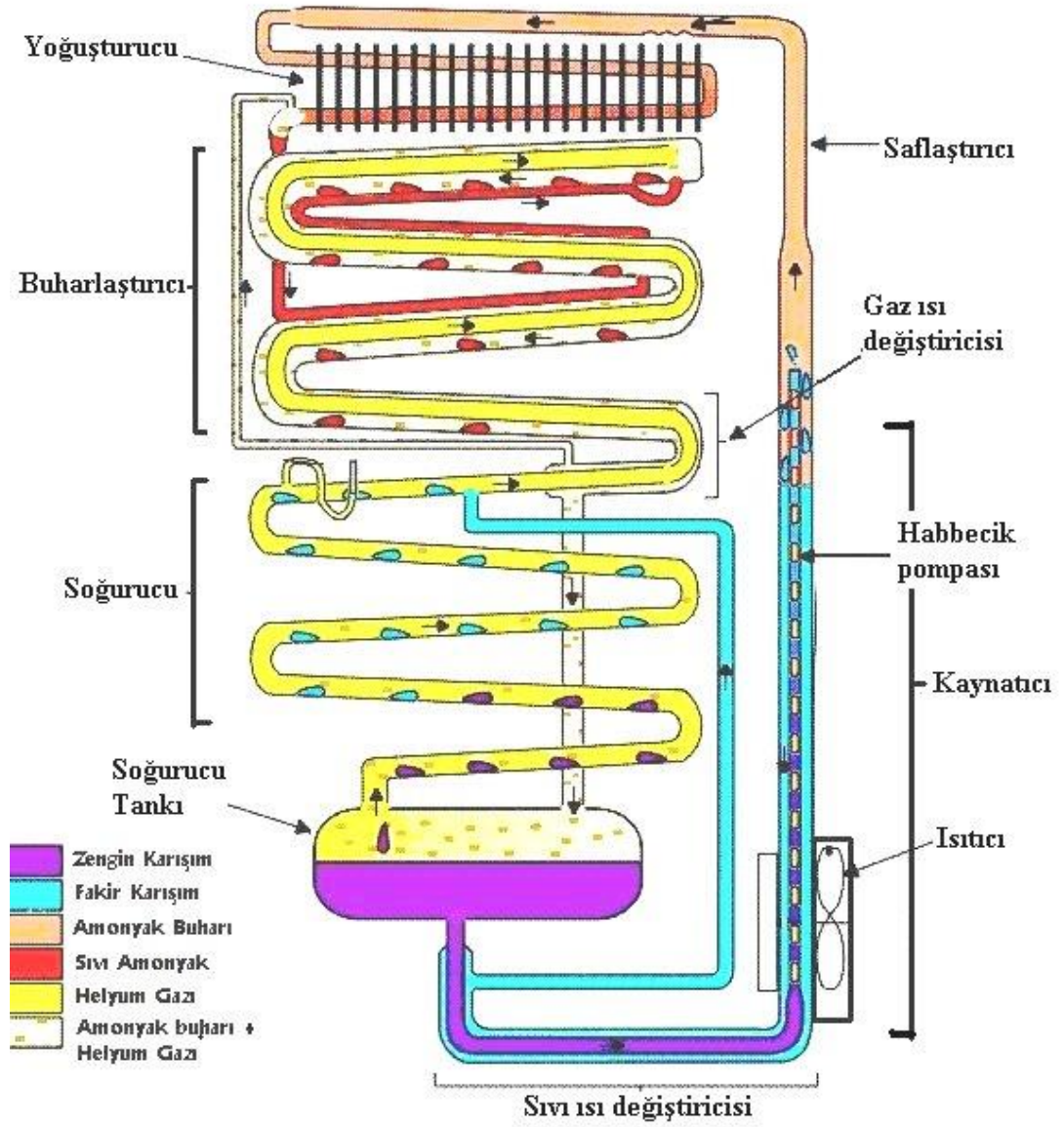
Çalışmanın bu bölümünde, mini bar buzdolaplarında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemi teorik açıdan incelenmiştir. Teorik çalışma; sistemin termodinamik analizi ve habbecik pompası analizi olmak üzere iki kısma ayrılmaktadır. Yapılan analizlerde sistemi içerisinde karışım halinde bulunan akışkanların termodinamik özelliklerine ihtiyaç duyulduğundan, analizler öncesinde termodinamik özellikler üzerinde de bir çalışma yapılmıştır.

2.1 Sistemin Çalışma Prensipli

Mini bar buzdolaplarında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri, diğer uygulamalarda kullanılan klasik absorpsiyonlu soğutma sistemlerinden daha farklıdır. Bu sistemlerde, klasik absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde bulunan, akışkanın dolaşımını sağlamak amacıyla kullanılan sirkülasyon pompasının yerini, elektrik enerjisinden bağımsız ısı gücü ile çalışan habbecik pompası almıştır. Böylece ses ve titreşim problemleri de ortadan kalkmıştır. Diğer absorpsiyonlu sistemlerle, mini bar buzdolaplarında kullanılan absorpsiyonlu sistem arasındaki bir diğer farklılık, sistem basıncında görülmektedir. Bu sistemlerde basınç sistemin her yerinde aynı değere sahiptir. Diğer absorpsiyonlu sistemlerde basınç düşürme amacıyla kullanılan eleman, bu sistemde görülmektedir. Buharlaştırmanın sağlanabilmesi için gerekli olan basınç düşümü ise sisteme şarj edilen basınç dengeleyici gaz aracılığıyla sağlanmaktadır.

Sistemi içerisinde, soğurucu akışkan, soğutucu akışkan ve basınç dengeleyici gaz olmak üzere üç adet akışkan kullanılmaktadır. Soğurucu ve soğutucu akışkan olarak sisteme verilen akışkanların birbiri içerisinde karışabilir (miscible) özelliğinin olması gerekmektedir. Bu özelliklere sahip olan ve genel olarak kullanılan soğurucu ve soğutucu akışkan çifti, amonyak-su çiftidir. Sistemi içinde amonyak soğutucu akışkan, su ise soğurucu akışkan olarak görev yapmaktadır. Basınç dengeleyici gaz olarak hidrojen veya helyum gazı kullanılmaktadır. Bu sistemler için en uygun olan

basıncı dengeleyici gaz hidrojen gazıdır. Fakat hidrojeni yanıcı bir gaz olması nedeniyle hidrojeni özelliklerine yakın olan helyum gazı tercih edilmiştir.



Şekil 2.1 Mini bar buzdolaplarında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemi

Mini bar buzdolaplarında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sisteminin şeması Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Şekil üzerinde sistem elemanları da belirtilmiştir. Sistem temelinde; kaynatıcı, saflaştırıcı, yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı ve soğurucu kısımlarından oluşmaktadır. Bu temel bölümlerin bazıları şekilde gösterildiği üzere birkaç elemandan oluşmaktadır. Kaynatıcı kısmında sıvı ısı değiştiricisi, habbecik pompası ve de ısıtıcı bulunmaktadır. Buharlaştırıcı kısmında ise gaz ısı değiştiricisi bulunmaktadır. Soğurucu tankı da soğurucu bölümüne ait bir elemandır.

Sistemin çalışması esnasında, soğutucu akışkan sistem elemanlarının hepsinin içerisinde doluşarak çevrimini tamamlamaktadır. Soğurucu akışkan çevrimi, kaynatıcı ve soğurucu arasında, basınç dengeleyici gaz çevrimi ise buharlaştırıcı ve soğurucu arasında gerçekleşmektedir.

Sistemin çalışma durumuna geçmesi ile birlikte, soğurucu tankı ve habbecik pompası içerisinde belirli bir seviyede bulunan sıvı haldeki amonyak ve su çözeltisi (zengin karışım), ısıtıcıdan sağlanan ısı ile birlikte kaynamaya başlar. Kaynama sırasında, çözelti içinde bulunan amonyağın bir kısmı buhar haline geçerek çözeltiden ayrışır. Sıvı halde kalan kısım ise amonyak bakımından fakirleşmiştir. Bu durumda, içindeki amonyağın bir kısmını bırakan sıvı faz için fakir karışım denilebilir. Buhar fazına geçen amonyağın yoğunluğundaki düşme, amonyak buharının yükselmesine sebep olacaktır. Pompa içerisinde oluşan iki fazlı akış rejimini nedeniyle sıvı faz (fakir karışım), amonyak buharı ile birlikte yukarı doğru ilerler. Habbecik pompasının buradaki görevi ise fakir karışımın belirli bir seviyeye kadar yükselmesini sağlamaktır. Habbecik pompası çıkışında amonyak buharı ilerlemeye devam edecek, fakir karışım ise pompa çevresinden geri dönecektir. Fakir karışım geri dönüşünde sıvı ısı değiştiricisi kısmından geçerek almış olduğu ısıнын bir kısmını, soğurucu tankından habbecik pompasına ilerleyen zengin karışım verir ve yükselerek soğurucu içerisine dökülür. Soğurucu içerisinden geçişi esnasında ise amonyak buharını, helyum gazı içerisinden soğur ve soğurucu tankına döner. Böylelikle fakir karışımın yani soğurucu akışkanın çevrimini tamamlanmış olur. Fakir karışımın yükselmesini habbecik pompası sağlamaktadır. Geri dönüşü ise yer çekimi kuvvetinin etkisiyle olmaktadır. Bu durumda sistemin çalışması esnasında Şekil 2.1’de gösterildiği gibi dik konumda olması gerekmektedir.

Habbecik pompasından çıkan amonyak buharı ise içinde bir miktar su buharı ile birlikte saflaştırıcı bölgesine girer. Saflaştırıcı bölgesine gelen amonyak buharının içerisindeki su buharı, sıcaklığın düşmesi ile birlikte yoğunlaşarak geri döner ve saflaştırıcıdan çıkan amonyak buharı, saflık derecesine yakın bir şekilde yoğunlaştırucuya girer. Yoğunlaştırucuya giren amonyak buharı, burada sistem basıncındaki yoğunlaşma (doyma) sıcaklığında yoğunlaşarak sıvı hale geçer.

Sıvı hale geçen amonyak, buharlaştırıcıya girdiğinde helyum gazı ile karşılaşacaktır. Bu karşılaşma sırasında amonyak sıvısının kısmi basıncında bir düşme meydana

gelir. Amonyakın kısmi basıncının düşmesi nin sebebi sıvı fazda iken helyum gazı içerisine yayılmadığından ileri gelmektedir. Buharlaştırıcı içinde kısmi basıncı düşen amonyak buharlaşmaya başlar. Buharlaşan amonyak ise helyum gazının içerisine artık yayılabilecektir. Yani buharlaştırıcı içerisinde amonyakın helyum gazı içerisine yayılarak (difüzyon ile) buharlaşması gerçekleşir. Amonyak buharının helyum gazı içerisine girmesiyle birlikte karışımın yoğunluğunda da bir artış meydana gelir. Bu yoğunluk artışı, amonyak buharı ve helyum gazı karışımının soğurucu tankına kadar düşmesini sağlayacaktır. Soğurucu tankında ise karışım içerisinde bulunan amonyak buharı zengin karışım tarafından soğutulur. Amonyak buharının bir kısmından arınan helyum gazının yoğunluğu düşer ve soğurucu içerisinde yükselmeye başlar. Bu yükselme sırasında, amonyak buharı ve helyum gazı karışım soğurucu içine dökülen fakir karışımla karşılaşır. Fakir karışım helyum gazı içinde kalmış olan bir miktar amonyak buharını da soğurur. Saf hale gelen ve de ısınmış olan helyum gazı ise buharlaştırıcı içerisinde bulunan gaz ısı değiştiricisinden geçer. Gaz ısı değiştiricisinde ise soğurucuda ısıyan helyum gazı bir miktar soğumaktadır. Bu kısımdan geçerek buharlaştırıcı başlangıcı na gelen helyum gazı sistemi içindeki çevrimini tamamlamıştır.

Soğutucu akışkan (amonyak) ise, daha önce belirtilmiş üzere sistemdeki elemanların tümünden geçerek çevrimini tamamlamaktadır.

2.2 Amonyak-Su Çiftinin Termodinamik Özellikleri

Mini bar buzdolaplarında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde soğutucu ve soğurucu akışkan çifti olarak amonyak ve sudan oluşan çözelti kullanılmaktadır. Bu nedenle amonyak-su çiftinin sabit basınç altında kaynama-yoğuşma sıcaklıkları, entalpi bağıntılarına ve özgül hacim bağıntılarına ihtiyacı duyulmuştur. Bu özelliklerin bulunmasında daha önce yapılmış olan çalışmalardan yararlanılmıştır. Özellikler ile ilgili eşitlikler, hazırlanan bir bilgisayar programı aracılığıyla çözülmüş ve gerekli sonuçlar elde edilmiştir.

2.2.1 Kaynama ve Yoğuşma Sıcaklığı Bağıntıları

Sabit basınç altında kaynama ve yoğuşma sıcaklıklarının bulunmasında El-Sayed ve Tribus (1985)'ün çalışmalarından faydalanılmıştır. Bu konuda yapılmış diğer

çalışmalarda (Xu ve Goswami, 1999), amonyak ve sudan oluşan karışımın denge halinde aynı sıcaklık ve basınca sahip olduğu kabulünden yola çıkılarak, aşağıdaki bağıntılarda da görüldüğü gibi sıvı ve gaz karışımı içerisinde bulunan her bir bileşenin kısmi fugasiteleri birbirlerine eşitlenmiş ve iterasyon yapılarak çözümlenen fugasite eşitliklerinden kaynama ve yoğunlaşma sıcaklıkları elde edilmiştir.

$$f_{a,s} = f_{a,b} \quad (2.1a)$$

$$f_{su,s} = f_{su,b} \quad (2.1b)$$

Kaynama ve yoğunlaşma sıcaklıklarının elde edilmesinde kullanılan bu yöntem hesaplama süresi bakımından uzun ve zordur. H-Sayed ve Tribus (1985)'ün yaptıkları çalışmada ise kaynama ve yoğunlaşma sıcaklıklarının bulunması için aşağıda gösterilen eşitlikler elde edilmiştir.

$$T_k = T_{kr} - \sum_{i=1}^7 (c_i + \sum_{j=1}^{10} C_{ij} x^j) (\ln(\frac{P_{kr}}{P}))^i \quad (2.2)$$

$$T_y = T_{kr} - \sum_{i=1}^6 (a_i + \sum_{j=1}^{10} A_{ij} (\ln(1.0001 - x))^j (\ln(\frac{P_{kr}}{P}))^i) \quad (2.3)$$

Yukarıdaki eşitliklerde belirtilen T_{kr} ve P_{kr} değerleri, aşağıdaki eşitliklerde suyun kritiksıcaklık ve basınç değerleri kullanılarak elde edilmiştir. Bu bağıntılarda basınç psi, sıcaklık ise °F cinsinden alınmalıdır. Bu eşitliklerde belirtilen x değeri, amonyağın karışımındaki kütleel derişikliğidir. x değeri eşitlik 2.2'de sıvı fazdaki derişikliği, eşitlik 2.3'te ise buhar fazdaki derişikliği belirtmektedir. Bu eşitliklerin içerisindeki bütün sabit katsayılar Tablo 2.1 ve Tablo 2.2'de gösterilmektedir.

$$T_{kr} = T_{kr,su} - \sum_{i=1}^4 a_i x^i \quad (2.4)$$

$$P_{kr} = P_{kr,su} \exp(\sum_{i=1}^8 b_i x^i) \quad (2.5)$$

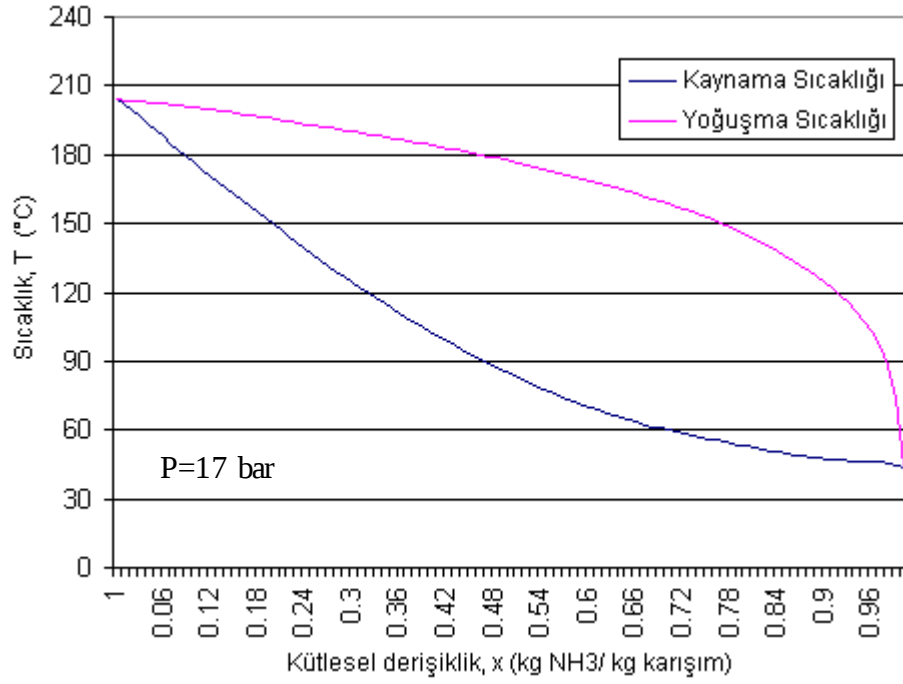
Tablo 2 1 Eşitlik 2 2, 2 4 ve 2 5'te kullanılan sabit katsayılar

a			
205.8889	280.930556	-317.0138889	263.194444
b			
0.36810552389	-3.6679548875	46.6000470809	-262.921061996
732.99536936	-1076.0613489	797.948078048	-235.903904222
q			
153.634521459	-13.0305543892	-1.14845282991	0.55035809445
-0.0753450148	0.004811166627	-0.000120433757	
G _i			
-462.460321366	23739.9986309	-194504.35292	639383.528867
-523748.057636	-2.3282714755×10 ⁶	7.562418535×10 ⁶	-9.66829589×10 ⁶
5.92208187×10 ⁶	-1.4324055213×10 ⁶	421.443122208	-14560.354925
53051.4495633	382763.793582	-3.583589869×10 ⁶	1.224326538×10 ⁷
-2.230797×10 ⁷	2.289665685×10 ⁷	-1.24833248091×10 ⁷	2.8133117163×10 ⁶
-248.783804168	4807.07241098	13565.1003309	-466407.780832
2.82708344×10 ⁶	-8.469715158×10 ⁶	1.445958889×10 ⁷	-1.428108753×10 ⁷
7.596403597×10 ⁶	-1.6840026448×10 ⁶	126.965580728	-2090.45270574
1993.17101166	100706.510396	-687388.808612	2.1324124696×10 ⁶
-3.69919966×10 ⁶	3.688365225×10 ⁶	-1.975122393×10 ⁶	440201.446068
-33.5343446156	601.878586689	-3064.82070658	71.7954752052
51780.666659	-209714.899856	405011.985355	-428310.461566
238153.698326	-54497.0973336	3.97454953787	-77.026846469
541.19105807	-1696.60270972	1713.45942707	4019.01019872
-14844.7928004	19481.0094551	-12107.0794501	2966.92804386
-0.170806170177	3.48182859299	-27.7957587743	113.762064546
-258.750496922	311.002585218	-123.917993454	-123.480627492
154.375042114	-48.5083828701		

Tablo 2 2 Eşitlik 2 3'te kullanılan sabit katsayılar

a			
153.17055346	-11.7705687461	-1.78126355957	0.647385455059
-0.071995075189	0.00285423950786		
A			
194.7939133493	74.236124188	9.84103819552	0.436843852745
-74.3508283362	-33.2941879809	-4.78866918581	-0.225416733476
13.0175447367	6.1586564117	0.789740337141	0.0321510834958
-0.90857587517	-0.356752691147	0.0238067275502	0.0049559393395
-0.000718635742	-0.0251026383533	-0.0191664613304	-0.001701425387
0.0019544170298	0.00280533349937	0.0013899436563	0.0001164226116

Yapılan analiz sonucunda kaynağa ve yoğunlaşma sıcaklıklarının 17 bar sabit basınç altındaki grafik olarak gösterimi ise Şekil 2 2'de verilmiştir.



Şekil 2.2 Sabit basınç altındaki kaynama-yoğuşma sıcaklıkları (P=17 bar)

2.2.2 Entalpi ve Özgöl Hacim Bağlıntıları

Entalpi ve özgül hacim bağıntılarının bulunmasında Zeigler ve Trepp (1984) tarafından yapılan çalışmadan yararlanılmıştır. Zeigler ve Trepp (1984)'in yaptıkları çalışmada sıvı ve gaz fazındaki saf amonyak ve saf suyun sabit basınçtaki özgül ısı denklemleri kullanılarak, bu iki maddenin her iki fazı için molar Gibbs serbest enerji fonksiyonu hesaplanmış ve Maxwell bağıntıları yardımıyla bu maddelerin saf haldeki özgül entalpileri bulunmuştur. Bu entalpi değerleri kullanılarak karışma ait entalpi değerleri de bulunabilir. Molar Gibbs serbest enerji fonksiyonunun saf maddeler için belirtilen entalpi hali aşağıdaki eşitlikte gösterilmektedir.

$$G = h_o - Ts_o + \int_{T_o}^T C_p dT + \int_{P_o}^P v dP - T \int_{T_o}^T \frac{C_p}{T} dT \quad (2.6)$$

Yukarıdaki eşitlikte belirtilen h_o , s_o , T_o ve P_o değerleri sırasıyla, referans noktasındaki entalpi, entropi, sıcaklık ve basınç değerleridir. Yukarıdaki bağıntıda verilen molar Gibbs serbest enerji fonksiyonunun indirgenmiş (boyutsuz) şekli ve aynı zamanda eşitlikteki değerlerin integralinin alınmış hali eşitlik 2.7 ve 2.8'de gösterilmiştir. Eşitlik 2.7 sıvı fazdaki, eşitlik 2.8 ise buhar fazdaki saf maddeler için

İndirgenmiş molar Gibbs serbest enerji fonksiyonunu göstermektedir. Bu eşitliklerde ifade edilen boyutsuz molar Gibbs serbest enerji fonksiyonu $230 \leq T \leq 500$ °K sıcaklık ve $0.2 \leq P \leq 50$ bar basınç aralığında geçerlidir.

$$\begin{aligned} G_{i,s} = & h_{i,o,s} - T_i s_{i,o,s} + B_1 (T_i - T_{i,o}) + \frac{B_2}{2} (T_i^2 - T_{i,o}^2) + \frac{B_3}{3} (T_i^3 - T_{i,o}^3) - \\ & - B_1 T_i \ln\left(\frac{T_i}{T_{i,o}}\right) - B_2 T_i (T_i - T_{i,o}) - \frac{B_3}{2} T_i (T_i^2 - T_{i,o}^2) + \\ & + (A_1 + A_3 T_i + A_4 T_i^2) (P_i - P_{i,o}) + \frac{A_2}{2} (P_i^2 - P_{i,o}^2) \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned} G_{i,b} = & h_{i,o,b} - T_i s_{i,o,b} + D_1 (T_i - T_{i,o}) + \frac{D_2}{2} (T_i^2 - T_{i,o}^2) + \frac{D_3}{3} (T_i^3 - T_{i,o}^3) - \\ & - D_1 T_i \ln\left(\frac{T_i}{T_{i,o}}\right) - D_2 T_i (T_i - T_{i,o}) - \frac{D_3}{2} T_i (T_i^2 - T_{i,o}^2) + \\ & + T_i \ln\left(\frac{P_i}{P_{i,o}}\right) + C_1 (P_i - P_{i,o}) + C_2 \left(\frac{P_i}{T_i^3} - \frac{4P_{i,o}}{T_i^3} + \frac{3P_{i,o} T_i}{T_{i,o}^4}\right) + \\ & + C_3 \left(\frac{P_i}{T_i^{11}} - \frac{12P_{i,o}}{T_{i,o}^{11}} + \frac{11P_{i,o} T_i}{T_{i,o}^{12}}\right) + \frac{C_4}{3} \left(\frac{P_i^3}{T_i^{11}} - \frac{12P_{i,o}^3}{T_{i,o}^{11}} + \frac{11P_{i,o}^3 T_i}{T_{i,o}^{12}}\right) \end{aligned} \quad (2.8)$$

Yukarıdaki eşitliklerde kullanılan sabit katsayı değerleri Tablo 2.3'te gösterilmektedir. Bu eşitliklerde, basınç değerleri bar cinsinden, sıcaklık değerleri ise K cinsinden alınmalıdır.

Termodinamik özelliklerin indirgenmiş halleri ise aşağıdaki eşitliklerde gösterilmektedir. Aşağıdaki eşitliklerde verilen değişkenlerin boyutsuzlaştırılmasında referans nokta değerleri kullanılmıştır. Referans değerleri, basınç için $P_r = 10$ bar, sıcaklık için ise $T_r = 100$ K'dir. Revrensel gaz sabiti değeri ise 8.314 kJ/kmol. K'dir.

$$T_i = \frac{T}{T_r} \quad , \quad P_i = \frac{P}{P_r} \quad (2.9a)$$

$$G_i = \frac{G}{R.T_r} \quad , \quad s_i = \frac{s}{R} \quad , \quad v_i = \frac{v.P_r}{R.T_r} \quad (2.9b)$$

Tablo 2.3 Eşitlik 2.7 ve 2.8’de kullanılan sabit katsayılar

Katsayı	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^{-2}
A_4	3.752836×10^{-3}	8.389246×10^{-4}
B_1	16.34519	12.14557
B_2	-6.508119	-1.898065
B_3	1.448937	2.911966×10^{-2}
C_1	-1.049377×10^{-2}	2.136131×10^{-2}
C_2	-8.288224	-31.69291
C_3	-6.647257×10^2	-4.634611×10^4
C_4	-3.045352×10^3	0.00
D_1	3.673647	4.019170
D_2	9.989629×10^{-2}	-5.17555×10^{-2}
D_3	3.617622×10^{-2}	1.951939×10^{-2}
$h_{i,as}$	4.878573	21.821141
$h_{i,ab}$	26.468873	60.965058
$s_{i,as}$	1.644773	5.733498
$s_{i,ab}$	8.339026	13.453430
$T_{i,o}$	3.2252	5.0705
$P_{i,o}$	2.00	3.00

Molar Gibbs serbest enerji fonksiyonu son haline geldikten sonra bu eşitlik kullanılarak saf maddeleri için özgül entalpi ve özgül hacim bağıntıları elde edilebilir. Maxwell bağıntısından yararlanarak elde edilen molar özgül entalpi ve molar özgül hacim değerleri aşağıdaki eşitliklerde gösterilmektedir.

$$h = -T^2 \left[\frac{\partial(G/T)}{\partial(T)} \right]_P \quad (2.10)$$

$$v = \left[\frac{\partial(G)}{\partial(P)} \right]_T \quad (2.11)$$

Yukarıda belirtilen bağıntıların indirgenmiş halleri ise aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir. Saf maddelerin sıvı ve gaz hallerindeki molar özgül entalpi ve molar özgül hacim değerleri için sırasıyla eşitlik 2.7 ve 2.8’de verilen molar Gibbs serbest enerji fonksiyonları kullanılmalıdır.

$$h = -R T_r T_i^2 \left[\frac{\partial(G_i/T_i)}{\partial(T_i)} \right]_{P_i} \quad (2.12)$$

$$v = \frac{R T_r}{P_r} \left[\frac{\partial(G_i)}{\partial(P_i)} \right]_{T_i} \quad (2.13)$$

2.2.2.1 Amonyak-Su Karışımının Sıvı Fazındaki Özgül Entalpi ve Özgül Hacı m Bağlılıları

Amonyak ve 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 molar Gibbs Fazla Enerji fonksiyonundan elde edilen entalpi ve özgül hacim değerleri de kullanılmalıdır. Molar Gibbs Fazla Enerji fonksiyonunun hesaplanmasının nedeni ise sıvı fazdaki karışımın, mükemmel çözelti halinden sapmasının bulunması içindir. Molar Gibbs Fazla Enerji fonksiyonunun boyutsuz hali aşağıda verilmiştir (Zeigler ve Trepp, 1984).

$$G_{i,f} = \{F_1 + F_2(2x-1) + F_3(2x-1)^2\}(1-x) \quad (2.14)$$

Yukarıdaki eşitlikte kullanılan f indisi fazla enerji durumunu temsil etmektedir. Yukarıdaki bağıntıda kullanılan F_1 , F_2 ve F_3 sabit değerleri ise aşağıdaki eşitliklerde sırasıyla verilmiştir.

$$F_1 = E_1 + E_2 P_i + (E_3 + E_4 P_i) T_i + \frac{E_5}{T_i} + \frac{E_6}{T_i^2} \quad (2.15)$$

$$F_2 = E_7 + E_8 P_i + (E_9 + E_{10} P_i) T_i + \frac{E_{11}}{T_i} + \frac{E_{12}}{T_i^2} \quad (2.16)$$

$$F_3 = E_{13} + E_{14} P_i + \frac{E_{15}}{T_i} + \frac{E_{16}}{T_i^2} \quad (2.17)$$

Yukarıdaki eşitliklerde kullanılan sabit katsayılar Tablo 2.4'te verilmiştir.

Tablo 2.4 Eşitlik 2.15, 2.16 ve 2.17'de kullanılan sabit katsayılar

E_1	-41.733398	E_9	0.387983
E_2	0.02414	E_{10}	-0.004772
E_3	6.702285	E_{11}	-4.648107
E_4	-0.011475	E_{12}	0.836376
E_5	63.608967	E_{13}	-3.553627
E_6	-62.490768	E_{14}	0.000904
E_7	1.761064	E_{15}	24.361723
E_8	0.008626	E_{16}	-20.736547

Maxwell bağıntılarından yararlanılarak bulunan boyutsuz molar Gibbs fazla enerji fonksiyonunun kullanılmasıyla elde edilen, karışımın molar fazla entalpisi ve molar fazla özgül hacmi ise aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir.

$$h_f = -RT_r T_i^2 \left[\frac{\partial(G_{i,f}/T_i)}{\partial(T_i)} \right]_{P_i,x} \quad (2.18)$$

$$v_f = \frac{RT_r}{P_r} \left[\frac{\partial(G_{i,f})}{\partial(P_i)} \right]_{T_i,x} \quad (2.19)$$

Sıvı fazda bulunan saf amonyak ve saf su için eşitlik 2.12 ve 2.13’de elde edilen molar özgül entalpi ve molar özgül hacim değerleriyle birlikte, yukarıdaki eşitliklerde elde edilen molar fazla özgül entalpi ve molar fazla özgül hacim değerleri, bir arada kullanılarak karışımın sıvı fazındaki molar özgül entalpisi ve molar özgül hacmini veren bağıntılar aşağıda gösterilmektedir.

$$h_{kar,s} = x_s h_{a,s} + (1 - x_s) h_{su,s} + h_f \quad (2.20)$$

$$v_{kar,s} = x_s v_{a,s} + (1 - x_s) v_{su,s} + v_f \quad (2.21)$$

Yukarıdaki eşitliklerde kullanılan kar indisi karışım, x_s ise sıvı fazda bulunan karışımın amonyak bakımından kütleli derişikliğini ifade etmektedir.

2.2.2.2 Amonyak-Su Karışımının Buhar Fazındaki Özgül Entalpi ve Özgül Hacim Bağıntıları

Amonyak-su karışımının buhar fazında mükemmel çözelti kabul edilmiştir (Zeigler ve Trepp, 1984). Bu nedenle buhar fazındaki karışımın molar özgül entalpi ve molar özgül hacim değerlerinin bulunmasında Gibbs fazla enerji fonksiyonuna ihtiyaç duyulmamıştır.

$$h_{kar,b} = x_b h_{a,b} + (1 - x_b) h_{su,b} \quad (2.22)$$

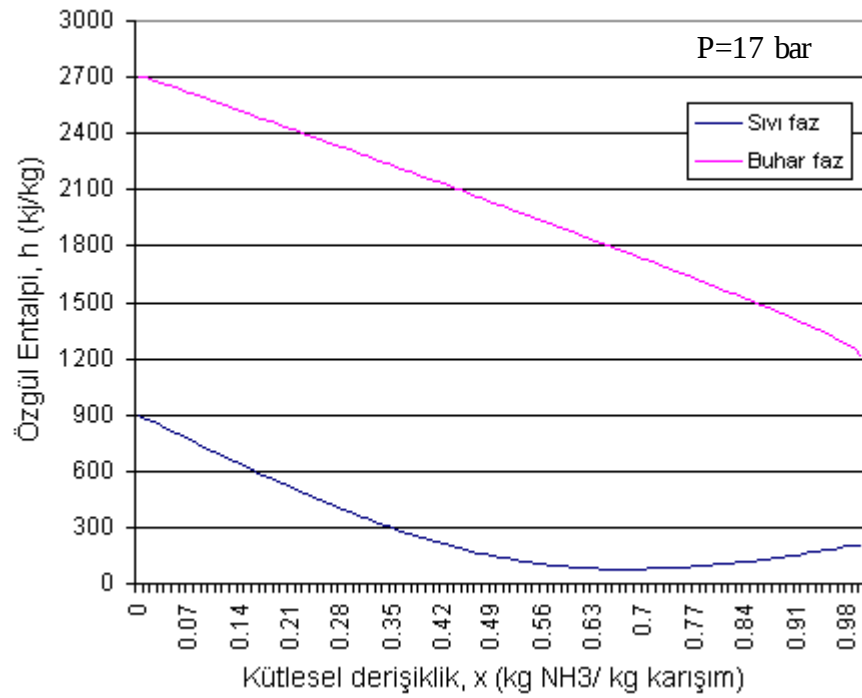
$$v_{kar,b} = x_b v_{a,b} + (1 - x_b) v_{su,b} \quad (2.23)$$

Yukarıdaki eşitliklerde kullanılan x_b değeri buhar fazındaki karışımın amonyak bakımından kütleli derişikliğini belirtmektedir.

2.2.2.3 Entalpi ve Özgül Hacim Bağıntılarından Elde Edilen Sonuçlar

Amonyak-su karışımının sıvı ve buhar fazına ait termodinamik özellikler, kaynama ve yoğunlaşma sıcaklıklarında elde edildiğinden, doyma noktasındaki özelliklerdir. Sıvı

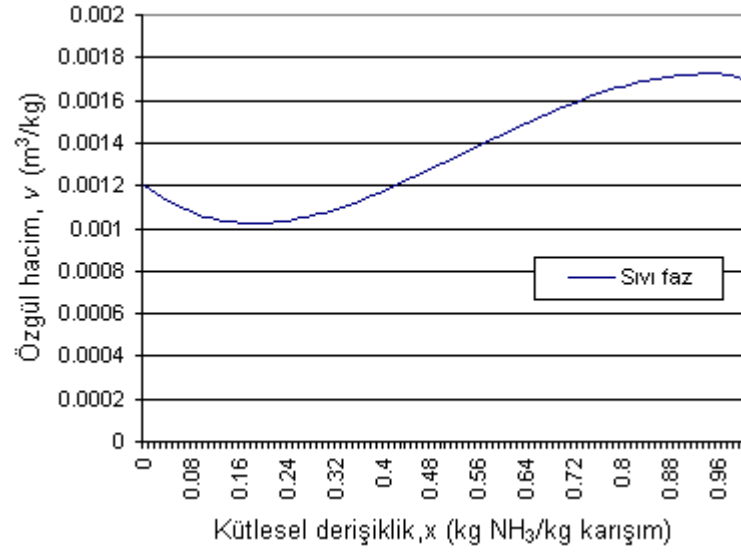
fazın termodinamik özellikleri kaynama sıcaklığında, buhar fazın termodinamik özellikleri ise yoğunlaşma sıcaklığında bulunmuştur. Bu özellikler, geliştirilen bilgisayar programında yazılması sonucunda, grafikler halinde elde edilmiştir. Bu program aynı zamanda verilen sıcaklık ve kütlelesel derişiklik değerlerindeki doyma basıncını da bulabilmektedir. Böylece karışımın sıkıştırılmış sıvı değerleri de elde edilebilir. Elde edilen tüm bu özellikler teorik çalışmanın kapsamında sistemin termodinamik analizi ve habbecik pompası analizi kısımlarında kullanılacaktır. Bu kısımda yazılan program aynı zamanda sistemin termodinamik analizi ve habbecik pompası analizi kısımları için yazılmış olan programın da bir bölümünü oluşturmaktadır.



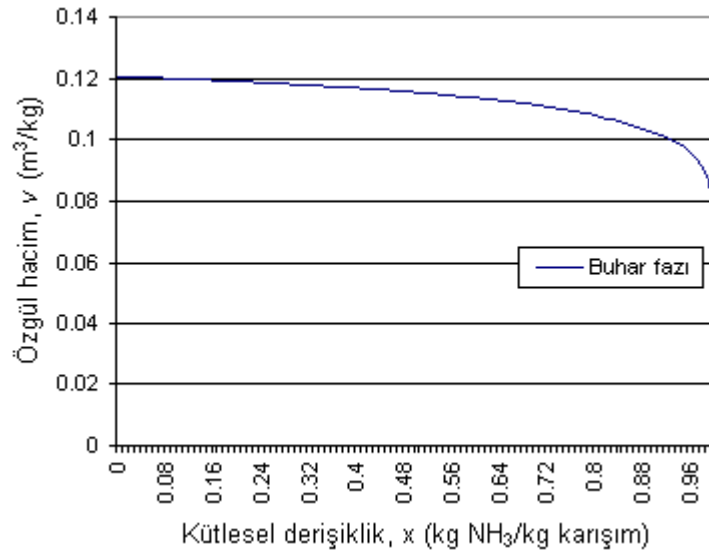
Şekil 2.3 Amonyak-su karışımının buhar ve sıvı fazındaki özgül entalpi değerlerinin kütlelesel derişikliğe göre değişimini (P=17 bar)

Şekil 2.3.'de 17 bar basınç altında amonyak ve su karışımının sıvı ve buhar fazında sahip oldukları özgül entalpi değerlerinin kütlelesel derişiklik ile değişimini gösterilmektedir.

Şekil 2.4 ve 2.5'de ise amonyak-su karışımının sırasıyla sıvı ve buhar fazında sahip oldukları özgül hacim değerlerinin kütlelesel derişiklikle değişimini gösterilmektedir. Şekillerde gösterilen değerler kaynama ve yoğunlaşma sıcaklıklarında elde edilmiştir. Bu sebeple bu değerler doymuş sıvı ve doymuş buhar özgül hacimlerini belirtmektedir.



Şekil 2.4 Amonyak-su karışımının sıvı fazındaki özgül hacim değerinin kütleel derişikli ğe göre de ği şini (P=17 bar)



Şekil 2.5 Amonyak-su karışımının buhar fazındaki özgül hacim değerinin kütleel derişikli ğe göre de ği şini (P=17 bar)

2.3 Amonyak-Helyum Gaz Karışımının Termodinamik Özellikleri

Amonyak-helyum gaz karışımının termodinamik özelliklerinin bulunmasında Kouremenos ve Stegou-Sagia (1988) tarafından yapılan çalışmadan yararlanılmıştır. Yapılan çalışmada gaz karışımının özgül entalpi ve özgül hacim değerleri sabit basınç altında ve doyma noktası sıcaklığında bulunmuştur.

Amonyak-helyum gaz karışımı, su buharı-kuru hava gaz karışımı (nemli hava) gibi düşünülebilir. Bu karışımı su buharı ve havadan oluşan gaz karışımıyla

karşılaştırıldığında su buharının yerini amonyak buharı, havanın yerini ise helyum gazı almaktadır. Bu durum göz önüne alındığında karışım doyma noktası sıcaklığında belirli bir miktar amonyak buharı taşıyabilmektedir. Bu miktarın üzerindeki amonyak buharı ise yoğunlaşacaktır. Karışımın doyma noktasında, amonyak buharının sahip olduğu kütleli derişikliğin değeri, eşitlik 2.24’de verilmektedir. Eşitlik 2.25 ve 2.26’da ise karışımın doyma noktasındaki özgül entalpi ve özgül hacim değerleri verilmektedir.

$$x_d = \sum_{i=1}^6 b_i T^{i-1} \quad (2.24)$$

$$h_d = \sum_{i=1}^3 a_{1i} T^{i-1} + x_d \left(\sum_{i=1}^3 a_{2i} T^{i-1} \right) + x_d^2 \left(\sum_{i=1}^4 a_{3i} T^{i-1} \right) + x_d^3 \left(\sum_{i=1}^4 a_{4i} T^{i-1} \right) \quad (2.25)$$

$$v_d = \sum_{i=1}^3 c_{1i} T^{i-1} + x_d \left(\sum_{i=1}^4 c_{2i} T^{i-1} \right) + x_d^2 \left(\sum_{i=1}^5 c_{3i} T^{i-1} \right) \quad (2.26)$$

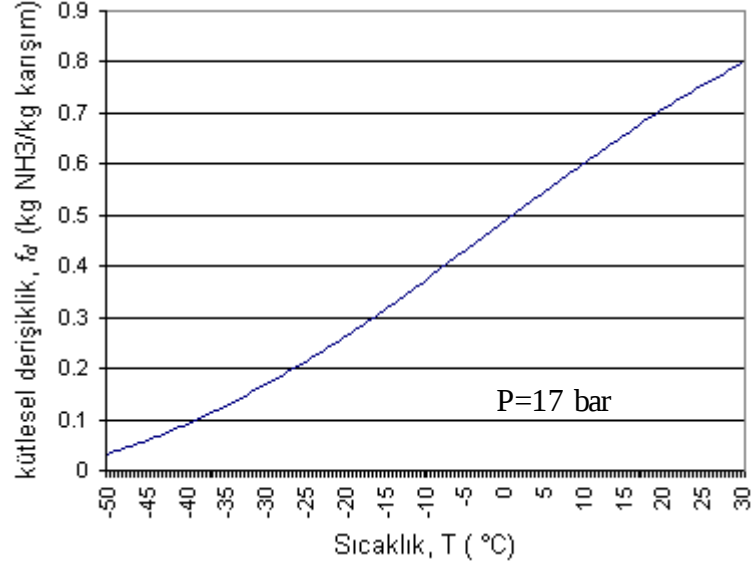
Yukarıdaki eşitliklerde belirtilen sıcaklık değerleri °C biriminden olmalıdır. Bu bağıntılarda kullanılan sabit katsayı değerleri ise Tablo 2.5’te verilmiştir.

Tablo 2.5 Eşitlik 2.24, 2.25 ve 2.26’da kullanılan sabit katsayılar

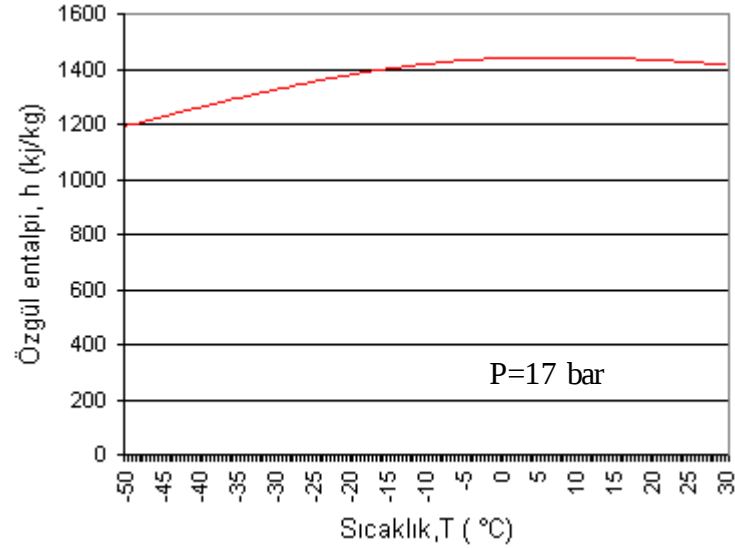
a_j				
1439.439368	5.217538967825	$4.16727296 \times 10^{-4}$		
76.04483153276	-6.709921531436	$3.80256749 \times 10^{-3}$		
-71.69230009179	3.296014644269	$4.13980258 \times 10^{-2}$	$8.14292526 \times 10^{-4}$	
-172.1168786481	-1.754888136189	$-1.90616186 \times 10^{-2}$	$-1.19452722 \times 10^{-3}$	
b_i				
0.4883394727511	$7.642942271 \times 10^{-6}$	$1.16241465 \times 10^{-2}$	$-1.38768007 \times 10^{-6}$	
$1.23994387 \times 10^{-9}$	$1.16914492 \times 10^{-10}$			
c_{ij}				
0.2297528905936	$8.27871482 \times 10^{-4}$	-5.519692×10^{-8}		
-0.176142414996	$-6.0559525 \times 10^{-4}$	8.9564308×10^{-7}		
$-6.9346984 \times 10^{-3}$	$-1.0169617 \times 10^{-5}$	-2.372184×10^{-6}	-8.575×10^{-9}	1.89×10^{-10}

Bu kısımda belirtilen bağıntıların geliştirilen bilgisayar programına aktarılması sonucunda elde edilen grafikler Şekil 2.6, 2.7 ve 2.8’de gösterilmiştir. Şekil 2.6’da değişik doyma sıcaklıklarında, amonyak buharının sahip olduğu kütleli derişiklik

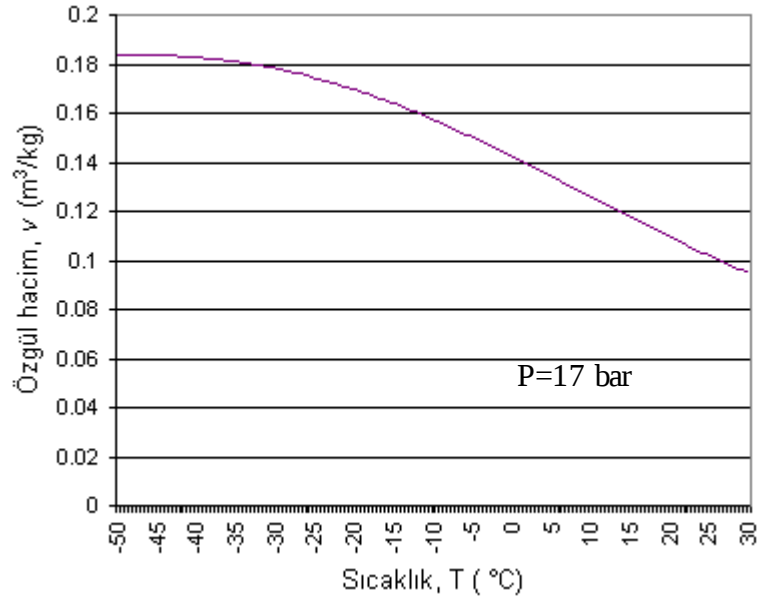
değerleri gösterilmiştir. Şekil 2.7’de karışımın değişik doyma noktası sıcaklıklarında sahip olduğu özgül entalpi değerleri gösterilmiştir. Şekil 2.8’de ise karışımın değişik doyma noktası sıcaklıklarında sahip olduğu özgül hacim değerleri gösterilmiştir.



Şekil 2.6 NH₃-He karışımının doyma noktasındaki kütlelesel derişikliğin sıcaklık ile değişimi



Şekil 2.7 NH₃-He karışımının değişik doyma noktası sıcaklıklarında sahip olduğu özgül entalpi değerleri



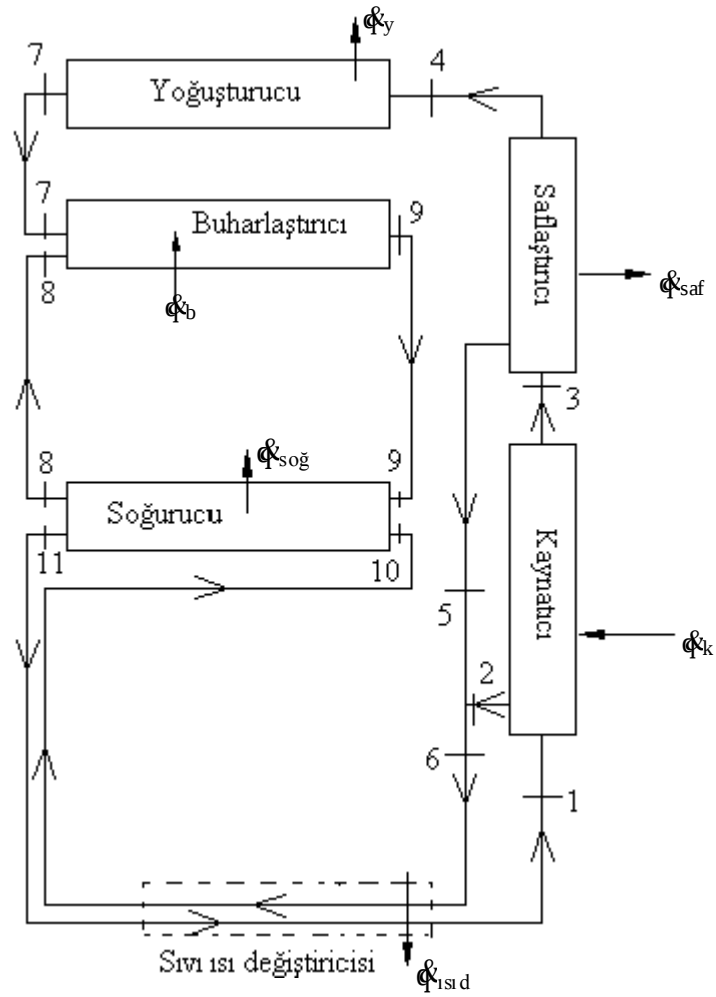
Şekil 2.8 NH_3 -He karışımının değişik doyma noktası sıcaklıklarında sahip olduğu özgül hacim değerleri

2.4 Sistemin Termodinamik Analizi

Termodinamik analizde, termodinamiğin birinci kanunu bazı kabuller yapılarak kullanılmıştır. Sistemin termodinamik analizi aynı zamanda sistemüzerinde yapılan deneysel çalışmaya matematik bir model oluşturmaktadır. Bu bağlamda deneylerden elde edilmiş sıcaklık ve basınç ölçümleri termodinamik analizin temelini oluşturmaktadır.

Sistemin çalışma prensibinden hareketle, termodinamik analizi yapılan sistemin şematik olarak gösterimi Şekil 2.9'da verilmiştir. Aynı zamanda, sistem elemanları ve sistemiçerisindeki akışkanların hareket yönü de Şekil 2.9'da belirtilmektedir. Termodinamik analizin yapılabilmesi için gerekli olan sıcaklık değerleri ise Tablo 2.6'da verilmiştir. Tabloda verilen sıcaklık değerleri deneylerden elde edilmiş ölçümlerdir. Aynı zamanda deneylerden elde edilen diğer veriler de Tablo 2.6'da gösterilmiştir.

Yapılan analizde öncelikle her bir sistem elemanı için bir kontrol hacmi seçilmiş ve sistemin sürekli rejimde olduğu kabulü yapılmıştır. Bu kontrol hacimleri için yazılan eşitlikler çözüldükten sonra sistemüzerinden çevreye olan ısı kayıpları bulunmuştur. Analizde kullanılan eşitlikler ise geliştirilen bilgisayar programında çözülmüştür.



Şekil 2.9 Termodinamik analizi yapılan sistemin kontrol hacimlerinin gösterimi

Tablo 2.6 Termodinamik analizde kullanılanak üzere deneylerden alınan ölçümler

Sistem basıncı (P_{sistem}) [bar]	17		
Isıtıcı gücü ($\dot{Q}_k$) [W]	60	70	80
Şarj miktarının amonyak bakımından kütleli derişikliği (%)	27	27	27
Ortalama kaynatıcı sıcaklığı (T_{kay}) [$^{\circ}$ C]	150	156	164
Ortalama saflaştırıcı sıcaklığı (T_{saf}) [$^{\circ}$ C]	85	90	96
Buharlaştırıcı giriş sıcaklığı (T_7) [$^{\circ}$ C]	-30	-30	-30
Buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı (T_9) [$^{\circ}$ C]	-5	-5	-5
Ortalama soğurucu sıcaklığı ($T_{soğ}$) [$^{\circ}$ C]	48	52	54
Habbeci k pompası giriş sıcaklığı (T_1) [$^{\circ}$ C]	105	110	113

2.4.1 Kaynatıcı ve Saflaştırıcı Analizi

Sistemin kaynatıcı ve saflaştırıcı bölümlerinde amonyak ve su çözeltisi içinde bulunan amonyak buharlaşarak ayrışmaktadır. Kaynatıcı bölümü habbecik pompası ve ısıtıcıdan oluşmaktadır. Kaynatıcıya ısıtıcı aracılığıyla verilen ısı nın tamamı amonyak buharının ayrıştırılmasında kullanılması için, kaynatıcı çevresine ısı kaybını engellemek amacıyla yalıtım yapılmıştır. Yapılan termodinamik analizde kaynatıcıdan çevreye ısı geçişinin olmadığı kabul edilmiştir. Kaynatıcı kısım için gerekli olan kütle korunum ve enerji korunum bağıntıları aşağıdaki eşitliklerde gösterilmektedir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (2.27)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2 + \dot{m}_3 x_3 \quad (2.28)$$

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_k = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 \quad (2.29)$$

Eşitliklerde kullanılan indisler Şekil 2.9'da numaralandırılan yerlere ait özellikleri göstermektedir. Eşitliklerde $\dot{m}$ kütleli debiyi, x karışımın amonyak bakımından kütleli derişikliğini, h özgül entalpiyi, $\dot{Q}_k$ ise kaynatıcıya verilen ısı miktarını belirtmektedir.

Kaynatıcıda ayrılan amonyak buharı, içerisinde bir miktar su buharı da barındırmaktadır. Amonyak buharı, bir miktar su buharı ile birlikte saflaştırıcı kısmına girer. Saflaştırıcıda sıcaklığın düşmesi sonucunda amonyak buharı içerisindeki su buharı yoğunur ve kaynatıcı bölgesine geri döner. Saflaştırıcı kısım için yazılan kütle korunum ve enerji korunum bağıntıları ise aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir.

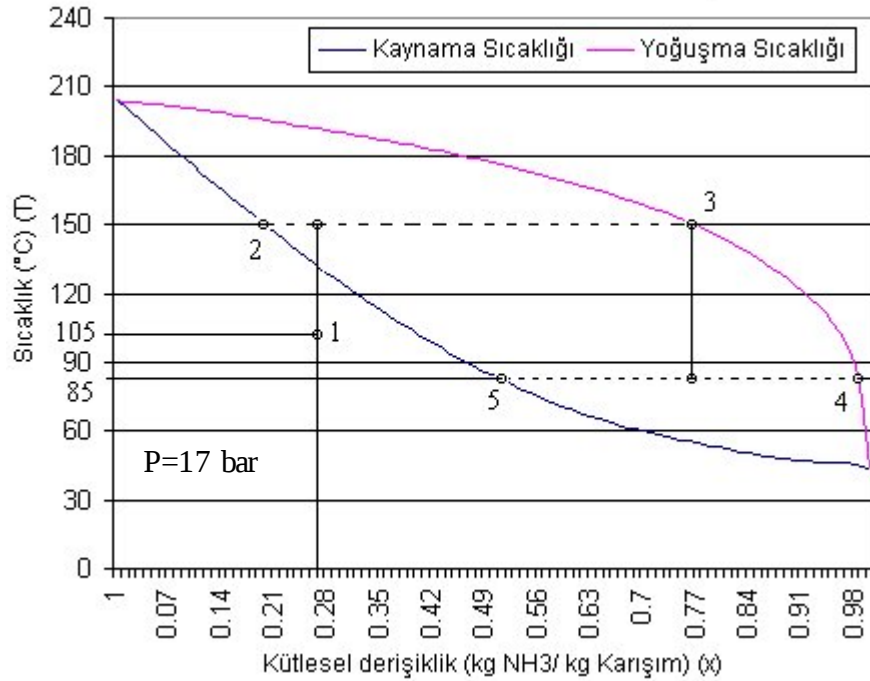
$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 \quad (2.29)$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_5 x_5 \quad (2.30)$$

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 + \dot{Q}_{\text{saf}} \quad (2.31)$$

Saflaştırıcı kısmında amonyak buharının su buharından tamamen ayrışması için sıcaklığın düşmesi gerekmektedir. Sıcaklık düşmesi ise saflaştırıcıdan çevreye olan ısı geçişi ile sağlanır. Sistemde saflaştırıcı bölgesi çevreye açıktır ve bu sayede, bu bölgeden çevreye ısı geçişi olmaktadır ve sıcaklık düşmektedir. Saflaştırıcı kısım için yazılan eşitlikler kaynatıcı için yazılan eşitliklerle benzerlik göstermektedir. Fakat enerji korunum eşitliklerindeki ısı geçişinin yönü farklıdır.

Sistemin kaynatıcı ve saflaştırıcı kısımlarında gerçekleşen, amonyağın ayrıştırılması olayı Şekil 2.10'da amonyak ve su karışımının kaynama ve yoğunlaşma eğrileri üzerinde gösterilmiştir. Bu kısımda yapılan analizde basınç sabit olarak alınmıştır. Sistem basıncında küçük değişiklikler olmaktadır fakat bu değişiklikler sistem basıncı düşünüldüğünde ihmal edilecek seviyededir. Şekilden de anlaşılacağı üzere, kaynatıcı ve saflaştırıcı kısımlarındaki ortalama sıcaklık değerlerinin bulunmasıyla birlikte amonyağın karışım içerisindeki kütleli derişiklik değeri elde edilebilmektedir. Elde edilen değerler sayesinde belirtilen noktadaki entalpi değerlerine de ulaşmak mümkün olmuştur. Kütleli derişiklik ve de entalpi değerlerinin bulunması sonucunda çözülen eşitliklerden kütleli debilere ve de saflaştırıcıdan atılan ısı miktarına ulaşmak mümkündür.



Şekil 2.10 Amonyak-su karışımının bileşenlerine ayrıştırılmasının kaynama-yoğunlaşma eğrileri üzerinde gösterilmesi

2.4.2 Yoğuşturucu Analizi

Saflaştırıcı bölgesinde saf hale getirilen amonyak buharı yoğuşturucu kısmına girmektedir. Saflaştırıcı analizinden alınan sonuçlarda saflaştırıcı çıkışında amonyakın % 98'lik saflık derecesine ulaştığı görülmüştür. Buradan hareketle yoğuşturucu kısmı için yapılan analizde amonyak buharının saf halde yoğuşturucuya girdiği kabulü yapılmıştır. Sistemin sürekli rejimde olduğu kabul edilerek yapılan analizde yoğuşturucu kısmı için gerekli olan kütle korunumu ve enerji korunumu bağıntıları aşağıda gösterilmektedir.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_7 \quad (2.32)$$

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_7 h_{bs} \quad (2.33)$$

Bölüm 2.1'de belirtildiği gibi amonyak buharı yoğuşturucu bölgesinde sistem basıncında (sabit basınç altında) yoğunlaşmaktadır. Bu kısımda yapılan bir başka kabul ise amonyakın yoğuşturucu çıkışında doymuş sıvı olarak çıktığı kabulüdür.

2.4.3 Buharlaştırıcı Analizi

Yoğuşturucuda yoğunlaşan amonyak buharı, sıvı halde buharlaştırıcı kısma gelir. Buharlaştırıcı kısma gelen sıvı amonyak, helyum gazı ile karşılaşır. Bu karşılaşma esnasında amonyak sıvısının kısmi basıncında büyük bir düşme meydana gelmektedir. Kısmi basıncı düşen amonyak sıvısı helyum gazı içerisine yayılarak buharlaşmaya başlar. Buharlaştırıcı kısmı için yapılan analizde kullanılan kütle ve enerji korunumu bağıntıları aşağıda gösterilmektedir.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_9 \quad (2.34)$$

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_7 \frac{\sum_{i=1}^n h_{9i} - h_{7i}}{n} \quad (2.35)$$

Buharlaştırıcı girişinde kısmi basıncı düşen amonyak sıvısı, buharlaştırıcı içerisinde ilerlerken helyum gazı içerisine yayılarak buharlaşmaktadır. Bu ilerleme esnasında sıvı fazda kalan amonyak miktarında giderek bir düşme olacaktır. Bu düşme sonucunda amonyak sıvısının kısmi basıncı buharlaştırıcı içerisinde giderek artacaktır. Kısmi basıncın artması ile birlikte amonyakın buharlaşma sıcaklığında da

bir yükselme meydana gelir. Bu sebeple buharlaştırıcı üzerindeki sıcaklık değerleri giriş bölgesinden itibaren belirli bir artış göstermektedir. Deneylerde buharlaştırıcı üzerinde bir çok noktadan alınan sıcaklık değerlerinden yola çıkılarak buharlaştırıcı üzerinde sıcaklığın lineer olarak arttığı görülmüştür. Buradan hareketle eşitlik 2.35’de; buharlaştırıcı girişi ve çıkışındaki sıcaklık farkının adet bölmeye bölünerek her bölme için lineer olacak şekilde sıcaklıklar elde edilmiş ve bu sıcaklıklardaki buharlaşma ısıları bulunmuş ve bulunan bu ısıların ortalaması kütleli debi ile çarpılarak buharlaştırıcıdan sisteme çekilen ısı miktarı bulunmuştur. Buharlaşma ısılarının bulunmasında sıvı fazdan buhar faza geçen amonyak için saf amonyak entalpi değerleri, buhar fazı için ise helyum gazı ile birlikte oluşturduğu karışımın entalpi değerleri kullanılmıştır.

2.4.4 Sıvı Isı Değiştiricisi Analizi

Kaynatıcı ve saflaştırıcı kısımlarında, amonyak buharının zengin karışımından ayrışmasıyla birlikte fakir karışım haline gelen çözelti, sistemi içerisinde bir ısı değiştiriciden geçerek soğurucu kısmına dökülmektedir. Fakir karışım sıvı ısı değiştiricisi üzerinden geçerken sahip olduğu ısının bir miktarını kaynatıcıya giren zengin karışım verirken diğer bir kısmını ise çevreye vererek soğurucuya girer.

Kaynatıcı ve saflaştırıcı kısmında ayrışan sıvı fazdaki fakir karışımın, sıvı ısı değiştiricisine girmeden önce birleşirler. Yapılan analizde bu birleşme adiyabatik olarak kabul edilmiştir. Adiyabatik birleşme ve sıvı ısı değiştiricisi kısımları için kullanılan kütle korunum ve enerji korunum bağıntıları aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_2 + \dot{m}_5 \quad (2.36)$$

$$\dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_2 x_2 + \dot{m}_5 x_5 \quad (2.37)$$

$$\dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_5 h_5 \quad (2.38)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{10} , \quad \dot{m}_1 = \dot{m}_{11} \quad (2.39)$$

$$\dot{Q}_{\text{Isid}} = \dot{m}_6 (h_6 - h_{10}) - \dot{m}_1 (h_{11} - h_1) \quad (2.40)$$

Eşitlik 2.39’da bulunan $\dot{Q}_{ısıd}$ değeri, sıvı ısı değiştiricisinden çevreye atılan ısı miktarını belirtmektedir. Bu kısımda soğurucu girişi ve çıkışındaki entalpi değerlerinin bulunmasında ise deneylerden elde edilen ortalama soğurucu sıcaklığı kullanılmıştır.

2.4.5 Soğurucu Analizi

Buharlaştırıcıdan helyum gazı ile birlikte gelen amonyak buharı, öncelikle soğurucu tankına dökülür. Burada, helyum gazı amonyak buharı karışımındaki amonyak buharının bir kısmı, soğurucu tankı içerisiindeki zengin karışım tarafından soğutulur. İçerisindeki amonyak buharının bir kısmından kurtulan gaz karışımı soğurucu içinde yükselmeye başlar. Bu sırada sıvı ısı değiştiricisinden geçerek soğurucuya gelen fakir karışım helyum gazı içindeki amonyak buharını tamamen soğurur ve soğurucu tankına girer. Helyum gazı ise amonyak buharından tamamen kurtulduğundan dolayı yoğunluğundaki azalma sebebiyle tekrar buharlaştırıcı bölümüne yükselir. Soğurucu çıkışında ise tamamen zengin karışım bulunmaktadır. Bu kısmın termodinamik analizinde kullanılan kütle korunumu ve enerji korunumu bağlantıları aşağıda verilmiştir.

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_9 + \dot{m}_{10} \quad (2.41)$$

$$\dot{m}_{11} h_{11} = \dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{Q}_{soğ} \quad (2.42)$$

Bu denklemlerin çözümü ile birlikte soğurma işlemi esnasında çevreye olan ısı geçişi bulunmuştur.

2.4.6 Termodinamik Analiz Sonuçları

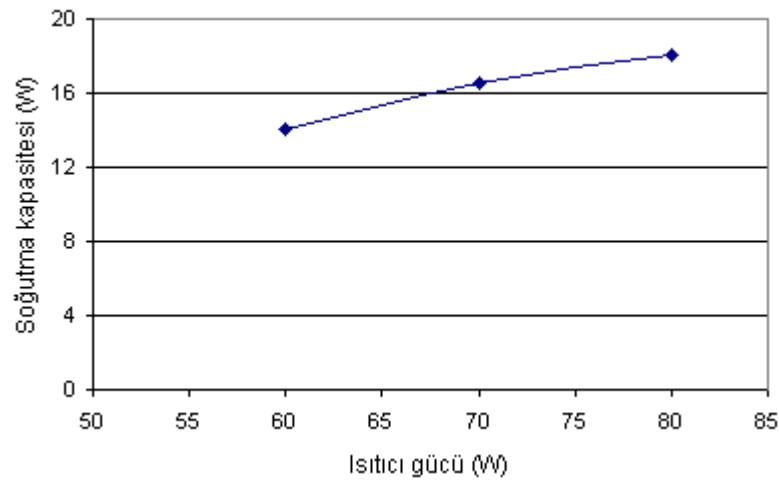
Deneylerden alınan sıcaklık ölçümleri yardımıyla sistem elemanlarının her birisi için yazılan eşitlikler geliştirilen bilgisayar programında çözdürülerek termodinamik analize ait sonuçlar elde edilmiştir. Programın girdisinde, belirtilen yerlerdeki sıcaklık ölçümleri, ısıtıcı gücü, sistem basıncı ve sisteme şarj edilen miktarın amonyak bakımından kütsel derişiliğı bulunmaktadır. Bu değerler aynı zamanda deneylerden alınmıştır. Bu kısımda yapılan termodinamik analizin deneysel çalışmada ele alınan sistemi için bir matematik model oluşturduğu söylenebilir. Analizden elde edilen sonuçlar Tablo 2.7’de gösterilmektedir.

Tablo 2.7 Termodinamik analiz sonuçları

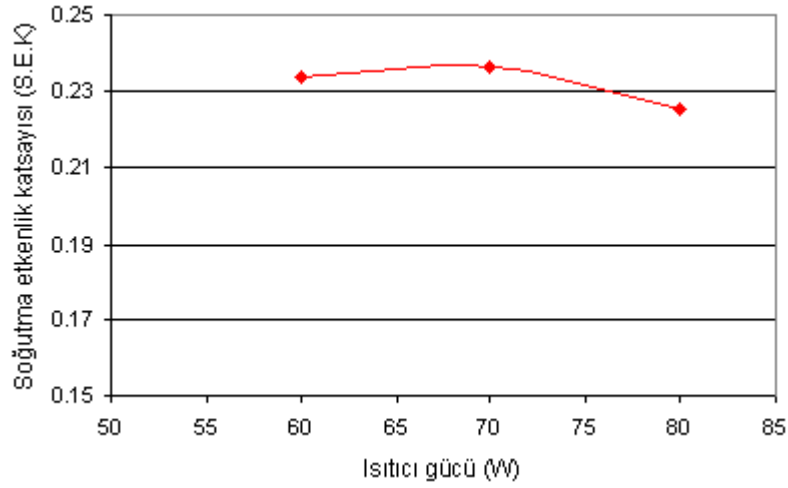
Şarj miktarının kütleli amonyak derişikliğı (%27) Sistem basıncı (P=17 bar)			
Sisteme verilen ısı miktarı (W)	60	70	80
Saflaştırıcıdan atılan ısı miktarı (W)	-18.006	-26.09	-38.17
Yoğuşurucudan atılan ısı miktarı (W)	-15.024	-17.488	-19.27
Buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarı (W)	14.028	16.55	18.031
Soğurucudan atılan ısı miktarı (W)	-20.09	-23.501	-25.567
Sıvı ısı değıştiricisinden atılan ısı miktarı (W)	-21.01	-19.596	-15.038
Soğutma etkinlik katsayısı (W)	0.2338	0.2364	0.2254
Kaynatıcı çıkışındaki kütleli debi (kg/s)	2.06094×10^{-5}	2.6884×10^{-5}	3.4661×10^{-5}
Saflaştırıcı çıkışındaki kütleli debi (kg/s)	1.1352×10^{-5}	1.3365×10^{-5}	1.4560×10^{-5}
Saflaştırıcı çıkışındaki kütleli derişiklik	0.983	0.977	0.972

Tablo 2.7’de, sisteme %27 kütleli amonyak derişikliğinde verilen şarj miktarı için alınan sonuçlar gösterilmektedir. Bu kısımda yapılan analizde sistem basıncı, deneysel çalışma sonuçlarında tartışıldığı üzere sistem performansının en iyi olduğu 17 bar basınç değeriinde alınmıştır.

Şekil 2.11 ve 2.12’de değışik ısıtıcı güçlerinde soğutma kapasitesinin ve soğutma etkinlik katsayısının değışimi gösterilmiştir. Şekillerden de görüleceği üzere 60 W gücün üstünde bir gücün kullanılması sistemi çingereksiz enerji sarfıyatı olacaktır.



Şekil 2.11 Soğutma kapasitesinin ısıtıcı güç ile değışimi



Şekil 2.12 S.E.K'nın ısıtıcı güç ile değişimi

Termodinamik analizde alınan sonuçlar yapılan deneysel çalışmada kullanılan sistem üzerinde ısı kaybı ve kazaç değerlerini göstermektedir. Bu sistemlerin görüldüğü üzere soğutma etkenlik katsayıları çok düşüktür. Sistem üzerinde gereksiz ısı kayıplarının olduğu yerler yapılan termodinamik analizde net bir şekilde görülmüştür. Sistemin saflaştırıcı ve sıvı ısı değiştiricisi kısımlarında yüksek miktarda ısı kaybının olduğu görülmektedir. Buradaki ısı kayıpları sistem açısından gereksiz kayıplar olarak nitelendirilebilir. Bu kayıpların azaltılması S.E.K'ya doğrudan etkileyecek ve S.E.K da bir iyileşmeye sebep olacaktır.

2.5 Habbecik Pompası Analizi

Mni bar buzdolaplarında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin en önemli kısmını, daha önceki kısımlarda da belirtildiği üzere hareketli ve mekanik parçaları olmayan ve ısı gücü ile çalışan habbecik pompası oluşturmaktadır. Yapılan teorik çalışmanın bu kısmında habbecik pompası teorik açıdan incelenmiştir. Habbecik pompasının sistem içerisindeki görevi akışkan dolaşımını sağlamaktır. Habbecik pompası L uzunluğunda ve D çapında dikey bir borudan oluşmakta ve aynı zamanda sistemin kaynatıcı kısmını oluşturmaktadır.

Habbecik pompasını oluşturan borunun alt kısmında sıvı fazdaki zengin karışım (amonyak-su çözeltisi) bulunmaktadır. Bu bölgeye uygulanan ısı ile birlikte karışım içerisinde bulunan amonyak (soğutucu akışkan) buharlaşarak karışımından ayrışır. Amonyakın ayrışması sonucunda geriye kalan sıvı fazdaki karışımı se fakir karışım

olarak nitelendiril mekte ve sistemde soğurucu akışkan olarak görev yapmaktadır. Soğutucu akışkanın buhar fazına geçmesi sonucunda yoğunluğunda önemli bir düşme olmaktadır. Yoğunluğun düşmesi ile birlikte soğutucu akışkan sistemi içinde kendiliğinden yükselmeye başlayacaktır. Fakat sistemde çevrimin tamlanabilmesi için soğurucu akışkanın da belirli bir seviyeye kadar yükselmesi gerekmektedir. Soğurucu akışkanın yükselmesi ise pompa borusu içinde iki fazlı bir akış oluşturularak sağlanmaktadır. Yani sıvı fazdaki fakir karışımı buhar hale geçen amonyak ile birlikte pompa içerisinde belirli bir seviyeye kadar yükselmektedir. Bu durumda habbecik pompasının asıl görevinin sıvı fazdaki fakir karışımın belirli bir seviyeye kadar yükselmesini sağlamak olduğu söylenebilir. Sistemi içinde yükselen akışkanların geri dönüşü ise yerçekimi kuvveti ile sağlanmaktadır. Böylece sistem içindeki akışkan çevrimin tamlanabil mektedir.

2.5.1 Analiz Yöntemi

Sistemin, analizde kullanılan habbecik pompası kısım Şekil 2.13’de gösterilmektedir. Sistemin çalışması esnasında zengin karışım (sıvı faz), soğurucu tankında ve pompa borusu içerisinde H yüksekliğindeki bir seviyede bulunmaktadır. Soğurucu tankının habbecik pompasına olan bağlantısı ise D_0 çapındaki bir boru ile sağlanmıştır. Habbecik pompasının alt kısmından verilen ısı ile birlikte pompa içerisindeki karışım buhar ve sıvı faz olmak üzere iki faza ayrışır. Bu ayrışma sonucunda karışımın yayık yoğunluğunda bir düşme meydana gelmektedir. Bu düşme sonucunda ise pompa borusu uzunluğu boyunca iki fazlı bir akış sağlanabilmektedir. Pompa içerisinde oluşan bu iki fazlı akış rejiminin, buhar fazı ile birlikte sıvı fazın da yukarı doğru taşınabildiği bir rejim olması gerekmektedir. Bu özelliği içinde barındıran iki fazlı akış rejimi ise tıkaç akış rejimidir (Chisholm 1983).

Pompa borusu içinde tıkaç akış rejiminin sağlanması, pompa çapına, pompa kısmına verilen ısı miktarına ve akışkan özelliklerine bağlıdır. Habbecik pompasının bu kısmında yapılan analizde, bir önceki kısımda kaynatıcı bölgesi için yapılan termodinamik analizden yararlanılmıştır. Deneylerde kaynatıcı bölümünden alınan sıcaklık ölçümü yardımıyla bu bölümde oluşan buhar ve sıvı fazın kütledebileri bulunmuştur. Aynı zamanda sıvı ve buhar faza ait termodinamik özellikler de bulunmuştur. (Bölüm 2.4.1).

$$j_s = \frac{\dot{m}_s}{\rho_s A} \quad (2.44a)$$

$$j_b = \frac{\dot{m}_b}{\rho_b A} \quad (2.44b)$$

Yukarıdaki eşitliklerde, $\dot{m}$ kütleli debiyi, ρ akışkan yoğunluğunu, A ise pompa borusunun kesit alanını göstermektedir. Görünür hızların boyutsuzlaştırılmış değerleri ise aşağıda verilmiştir.

$$j_s^* = j_s \frac{\sqrt{\rho_s}}{\sqrt{g D (\rho_s - \rho_b)}} \quad (2.45a)$$

$$j_b^* = j_b \frac{\sqrt{\rho_b}}{\sqrt{g D (\rho_s - \rho_b)}} \quad (2.45b)$$

Tıkaç akış rejiminin oluşması için gereken minimum pompa borusu çapı, pompa içinde akışkanın sahip olduğu kabarcık hızı (flooding velocity) değerine bağlıdır. Pompa borusu içindeki kabarcık hızının değeri aşağıdaki eşitliklerde gösterilmiştir (Wallis, 1969).

$$\sqrt{j_b^*} + m \sqrt{j_s^*} = \text{sabit} \quad (2.46a)$$

$$m = 0.1928 + 0.01089 \left(\frac{L}{D}\right) - 3.754 \times 10^{-5} \left(\frac{L}{D}\right)^2 \quad \left(\frac{L}{D} \leq 120 \text{ ise}\right) \quad (2.46b)$$

$$m = 0.96 \quad \left(\frac{L}{D} > 120 \text{ ise}\right) \quad (2.46c)$$

Eşitlik 2.46a'da belirtilen m sabitinin alacağı değer, eşitlik 2.46b ve 2.46c'de verilmiştir. Eşitlik 2.46a'da verilen kabarcık hızı değerinin sabit olduğu gösterilmiştir. Shelton ve Steward (2002) tarafından yapılan çalışmada tıkaç akış rejiminden tıkaç-halkasal akış rejimine geçiş anında bu sabit değerinin 0.83 olduğu saptanmıştır. Bir başka deyişle kabarcık hızı değeri 0.83 sayısının altında bir değere sahipse, pompa borusu içindeki akışın iki fazlı tıkaç akış rejimi olduğu söylenebilir. Buradan hareketle, eşitlik 2.46a, 0.83 değeri için çözüldüğü takdirde pompa borusu için belirtilen minimum boru çapı belirli bir boru uzunluğu için bulunabilecektir.

Bu kısımda yapılan habbecik pompası analizinde sistem Şekil 2.13'te görüldüğü üzere üç ayrı kontrol hacmine bölünmüştür. İlk kontrol hacmi soğurucu tankı ve habbecik pompası arasındaki bağlantıyı sağlayan boru için seçilmiştir. Bu kontrol hacmini içerdiği akışkan tana men sıvı fazdadır. İkinci kontrol hacmi ise bu bağlantı borusu ve habbecik pompası girişi arasında seçilmiştir. Bu kontrol hacmini içerdiği akışkan, birinci kontrol hacminde olduğu gibi sıvı fazdadır. Fakat bu kontrol hacmi çıkışındaki akışkanın iki fazlı hale geçtiği kabul edilmiştir. Üçüncü kontrol hacmi ise pompa borusu uzunluğu boyunca seçilmiştir. Bu kontrol hacmindeki akışkan ise tana men iki fazlı tıkaç akış rejimindedir. Yapılan analizde bütün bu kontrol hacimlerinde belirtilen akışkanlar düzgün dağılımlı (lumped) olarak kabul edilmiştir. Pompa borusu içerisinde oluşan iki fazlı akış rejiminin başlangıcından bitimine kadar tıkaç akış rejiminde olduğu kabul edilmiştir. Pompa borusunun alt kısmında tıkaç akış rejimine geçilmeden önce oluşan kabarcıklı akış rejiminin olduğu kısım küçük bir bölge olduğundan dolayı, buradaki kabarcıklı akış rejimi yapılan analizde ihmal edilmiştir. Soğurucu tankı ve habbecik pompası arasındaki boruda meydana gelen sürtünme kuvvetleri de ihmal edilebilecek seviyededir (Shelton ve Steward, 2002).

Soğurucu tankı içerisinde H yüksekliğinde bulunan sıvıdan birinci kontrol hacmi girişine kadar olan kısım için Bernoulli denklemi yazıldığında bu kontrol hacmi girişindeki basınç değeri bulunabilir. Bu kısmı için yazılan Bernoulli denklemi aşağıda gösterilmektedir.

$$P_1 = P_{\text{sistem}} + \rho_s g H - \rho_s \frac{u_1^2}{2} \quad (2.47)$$

Yuakrıda eşitlikte belirtilen u_1 değeri birinci kontrol hacmi girişinde akışkanın sahip olduğu hızı göstermektedir. Birinci kontrol hacminin giriş ve çıkış bölgeleri için yazılan momentum ve kütle korunum bağlantıları aşağıda belirtilmektedir.

$$\rho_s A_o u_1 = \rho_s A_o u_2 \quad (2.48a)$$

$$u_1 = u_2 \quad (2.48b)$$

$$P_2 = P_1 - \rho_s u_1 (u_2 - u_1) \quad (2.49a)$$

$$P_2 = P_1 \quad (2.49b)$$

Eşitlik 2.48’de belirtilen A_2 değeri, birinci kontrol hacminin kesit alanını belirtmektedir. Bu kısımda yazılan eşitliklerden de anlaşılacağı üzere birinci kontrol hacmi giriş ve çıkışındaki hızlar ve basınçlar birbirine eşittir. Birinci kontrol hacmi çıkışı ve ikinci kontrol hacmi girişindeki bütün değerler de birbirine eşittir. İkinci kontrol hacmi için yazılan momentum ve kütle korunum bağlantıları aşağıda verilmiştir.

$$\rho_s A u_2 = \rho_3 A u_3 \quad (2.50a)$$

$$\rho_3 = \frac{\rho_s u_2}{u_3} \quad (2.50b)$$

$$P_3 = P_2 - \rho_s u_2 (u_3 - u_2) \quad (2.51)$$

Eşitlik 2.50a’da belirtilen A değeri, ikinci kontrol hacminin yani habbecik pompası borusunun kesit alanını belirtmektedir. Eşitlik 2.50b’de, ikinci kontrol hacmi çıkışı veya üçüncü kontrol hacmi girişindeki yoğunluk değeri, kütle korunum bağlantısından elde edilmiştir. İkinci kontrol hacmi çıkışında, akışkan iki fazlı akış rejimindedir. Akışkanın boru içerisinde düzgün dağılımı olarak kabul edilmesi sonucunda belirtilen kontrol hacimlerinde yoğunluk sabit kalmaktadır.

Üçüncü kontrol hacminin girişinden çıkışına kadar olan kısımda iki fazlı tıkaç akış rejiminin olduğu kabul edilmiştir. Bu kontrol hacmi için yazılan momentum denklemi aşağıda verilmiştir. Momentum denkleminde boru içindeki akışkanın ağırlığı ve boru içindeki sürtünme kuvveti göz önüne alınmıştır. Boru içerisindeki akışkanın ağırlığı, sıvı fazın ağırlığı olarak alınmıştır. Bu durumun nedeni ise buhar fazın ağırlığının sıvı fazın ağırlığı yanında ihmal edilebilecek seviyede küçük olmasıdır. Boru içerisindeki akışkanın sebep olduğu sürtünme kuvveti ise boru içindeki akışkanın tek fazlıymış gibi davrandığı düşünülerek alınmıştır. Fakat sürtünme katsayısı bulunurken akışkana ait özellikler sıvı ve buhar fazın ortalama değerleri olarak alınmıştır.

$$P_3 = P_{\text{sistem}} + \lambda \rho \frac{L}{D} \left(\frac{u^2}{2} \right) + \frac{m g}{A} \quad (2.52a)$$

$$P_3 = P_{\text{sistem}} + f_{if} \frac{\rho_3 u_3^2}{2} \left(\frac{L}{D} \right) + \frac{\rho_s L g A_s}{A} \quad (2.52b)$$

Eşitlik 2.52b' de belirtilen f_{if} iki fazlı akışa ait sürtünme katsayısını belirtmektedir. A_s pompa borusu içinde sıvı fazın kapladığı alanı belirtmektedir. A değeri ise daha önceki eşitliklerde de belirtildiği gibi pompa borusu kesit alanını belirtmektedir.

Eşitlik 2.47, 2.49, 2.51 ve 2.52b' de yazılan denklemlerin birleştirilmesi sonucunda (H/L) oranının elde edildiği bir eşitlik yazılabilir. Bu eşitlik aşağıda gösterilmektedir.

$$\frac{H}{L} = \frac{f_{if} u_3^2}{2gD} + \frac{A_s}{A} + \frac{u_2^2}{2gL} + \frac{u_2(u_3 - u_2)}{gL} \quad (2.53)$$

Yukarıdaki eşitlikte belirtilen f_{if} iki fazlı akış sürtünme katsayısı için Beattie ve Whalley (1982) tarafından yapılan çalışmada bir bağlantı elde edilmiştir. Aşağıda gösterilen bu bağlantıda, düşey boru içerisinde oluşan iki fazlı akış, tek fazlıymış gibi kabul edilmiş fakat sürtünme katsayısının bulunmasında sıvı ve buhar fazın ortalama özelliklerini kullanılmıştır.

$$\frac{2}{\sqrt{f_{if}}} = 3.48 - 4 \log_{10} \left[2 \frac{\varepsilon}{D} + \frac{18.70}{Re_{if} \sqrt{f_{if}}} \right] \quad (2.54)$$

Yukarıdaki eşitlikte verilen ε değeri boru pürüzlülüğünü belirtmektedir. Yukarıdaki eşitlikte kullanılan Re_{if} değeri, iki fazlı akış halinde Reynolds sayısını göstermektedir. Boru içinde oluşan iki fazlı akış için Reynold sayısının bulunmasında ise homojen model göz önüne alınmıştır. Reynolds sayısının elde edildiği bağlantı, eşitlik 2.55a'da verilmektedir (Beattie ve Whalley, 1982). Eşitlik 2.55b'de ise Reynolds sayısının bulunmasında kullanılan viskozite değeri verilmektedir. İki fazlı akış için bulunan viskozite değeri, sıvı ve buhar fazın kullanıldığı ortalama bir değerdir.

$$Re_{if} = \frac{\rho_b \dot{J}_b + \rho_s \dot{J}_s}{\mu_{if}} \quad (2.55a)$$

$$\mu_{if} = \alpha_h \mu_b + \mu_s (1 - \alpha_h) (1 + 2.5 \alpha_h) \quad (2.55b)$$

Eşitlik 2.55b’de kullanılan α_h değeri iki fazlı akış içerisindeki homojen boşluk oranını belirtmektedir. Homojen boşluk oranını veren bağıntı ise aşağıdaki eşitlikte gösterilmektedir (Beattie ve Whalley, 1982).

$$\alpha_h = \frac{x}{x + \frac{\rho_b (1-x)}{\rho_s} \frac{u_b}{u_s}} \quad 2.55c$$

Yukarıdaki eşitlikte kullanılan u_b/u_s oranı, fazlar arasındaki kayma (slip) değerini belirtmektedir. Yapılan analizde fazlar arasında herhangi bir kayma olmadığı kabul edilmiştir. Bir başka deyişle belirtilen oran 1’dir. Yukarıdaki eşitlikte kullanılan x değeri ise boru içinde meydana gelen iki fazlı akışın kuruluk derecesini göstermektedir.

Eşitlik 2.53’te belirtilen A_g/A değeri, pompa borusu içerisinde oluşan iki fazlı akışın sıvı fazına ait olan alanın toplam alana oranını belirtmektedir. Bu değere, boşluk oranından ulaşmak mümkündür. Bu amaçla, düşey borularda iki fazlı akışın boşluk oranı incelenmiştir. Bu tip akışlarda boşluk oranının incelenmesinde sürüklenme akısı (drift flux) modelinden yararlanılabilir (Wallis, 1969). Sürüklenme akısı modelinde öncelikle bir sürüklenme hızı tanımlanmış ve boşluk oranı ile ilişkilendirilmiştir. Boşluk oranını veren ifade aşağıda gösterilmektedir.

$$\alpha = \frac{j_b}{C_o (j_s + j_b) + u_{sr}} \quad (2.56)$$

Yukarıdaki eşitlikte belirtilen C_o sabit değeri, tıkaç akış rejimi için 1.2 değerine sahiptir. (Wallis, 1969). Sürüklenme hızını (drift velocity) veren bağıntı ise aşağıda gösterilmektedir.

$$u_{sr} = 0.345(1 - e^{(3.37 - N_{Eö})/m}) \sqrt{gD} \quad (2.57)$$

Yukarıdaki eşitlikte belirtilen $N_{Eö}$ değeri Eötvös sayısını ifade etmektedir. m değeri ise boyutsuz ters viskozite (N) değerine bağlı olarak değişen sabit değerler almaktadır. Eötvös sayısının ve boyutsuz ters viskozite değerlerinin verildiği bağıntılar sırasıyla eşitlik 2.58 ve 2.59’da gösterilmektedir. m sabitinin N değerine bağlı olarak aldığı değer ise eşitlik 2.60’da gösterilmektedir.

$$N_{E\ddot{o}} = \frac{g D^2 (\rho_s - \rho_b)}{\sigma} \quad (2.58)$$

$$N_f = \frac{[D^3 g (\rho_s - \rho_b) \rho_s]^{1/2}}{\mu_s} \quad (2.59)$$

Eğer $N_f > 250$ ise $m=10$;

$$\text{Eğer } 18 < N_f < 250 \text{ ise } m = 69(N_f)^{-0.35}; \quad (2.60)$$

Eğer $N_f < 18$ ise $m=25$

Eöt vös sayısının boru içerisinde oluşan iki fazlı akışın karakteristiğini belirleme özelliği de bulunmaktadır. Eöt vös sayısının 3.37 değerinden küçük olması durumunda sistemde oluşan iki fazlı akışta yüzey gerili mheri etkili olacaktır (Wallis, 1969). Eöt vös sayısı çapa bağlı bir değişken olduğundan dolayı pompa borusu çapında bir sınırlanmadan bahsedilebilir. Yapılan analizde oluşturulan model, pompa içerisinde oluşan iki fazlı akış rejimindeki yüzey gerili mherinin etkisini içermektedir. Bir başka deyişle bu model, Eöt vös sayısının 3.37 değerinden küçük olması durumunda doğru sonuçlar vermeyecektir. Fakat pompa performansının istenilen seviyede olması için iki fazlı akış rejiminin yüzey gerili mherinden uzaklaşması gerektiği, deneysel çalışmada açıkça görülmüştür. Bu bağlamda pompa borusu çapının Eöt vös sayısı ile olan ilişkisi de mutlaka irdelenmelidir.

Eşitlik 2.53'te kullanılan hızları, görünür hız cinsinden yazmak mümkündür. Hızların, görünür hız cinsinden yazılmış şekilleri aşağıda gösterilmektedir.

$$u_1 = u_2 = j_s \left(\frac{D}{D_0} \right)^2 \quad (2.61a)$$

$$u_3 = j_b + j_s = j \quad (2.61b)$$

Eşitlik 2.53, görünür hızlar ve boşluk oranı kullanılarak yazıldığı takdirde aşağıdaki gibi belirtilen hale gelecektir.

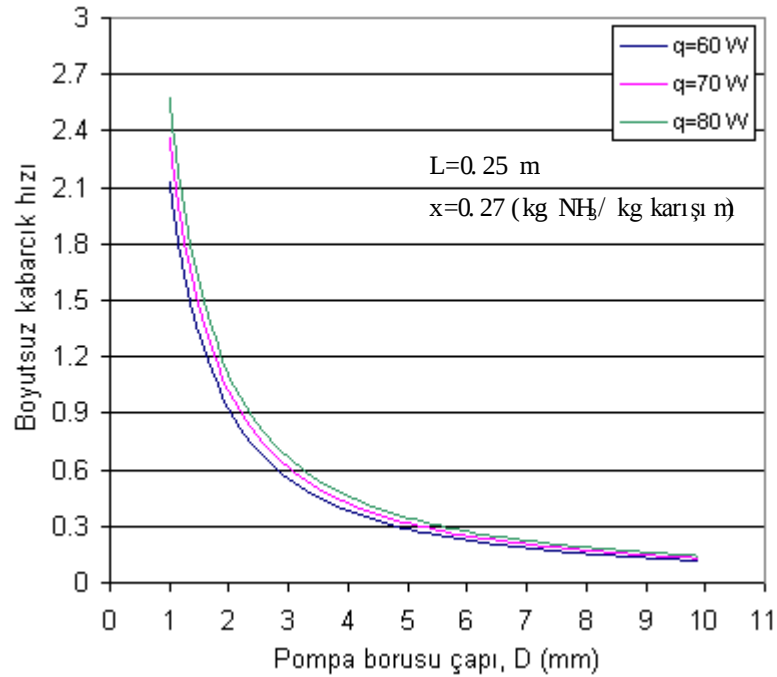
$$\frac{H}{L} = \frac{f_{if} j^2}{2gD} + (1 - \alpha) + \frac{j_s^2 \left(\frac{D}{D_0} \right)^4}{2gL} + \frac{j_s \left(\frac{D}{D_0} \right)^2 (j - j_s \left(\frac{D}{D_0} \right)^2)}{gL} \quad (2.62)$$

Yukardaki eşitlikte elde edilen bağıntının çözülmesiyle birlikte habbecik pompası performansının irdelenmesi mümkün olacaktır. Pompa performansının irdelenmesinde çap sınırlamaları da hesaba katılabilecektir.

2.5.2 Habbecik Pompası Analizi Sonuçları

Mni bar buzdolaplarında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sisteminin habbecik pompası analizinde, Bölüm 2.5.1’de belirtilen bağıntılar yazılan bilgisayar programına aktararak çözdürülmüş ve analiz sonuçları elde edilmiştir. Bu kısımda alınan sonuçlar, yapılan deneysel çalışmada elde edilen sonuçlarla karşılaştırılacaktır.

Önceki kısımda belirtildiği üzere habbecik pompası içerisinde oluşan iki fazlı akışın tıkaç akış rejiminde olması gerekmektedir. Tıkaç akış rejiminin oluşma kriteri olarak belirtilen kabarcık hızının pompa borusu çapına göre değişimi Şekil 2.14.’te gösterilmektedir.



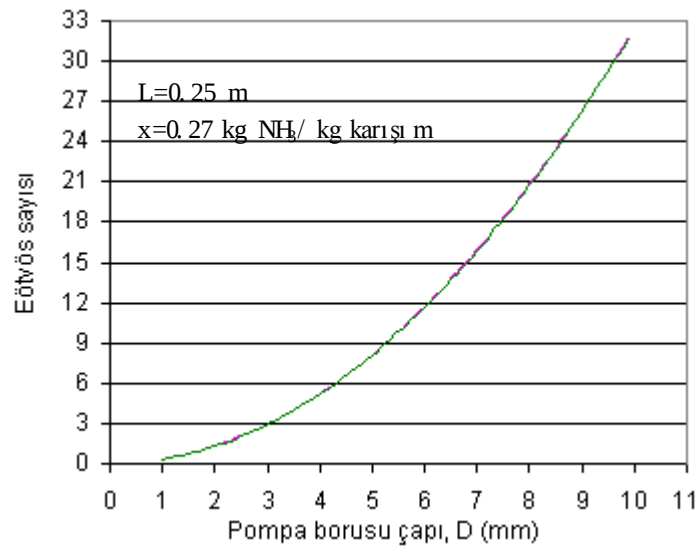
Şekil 2.14 Boyutsuz kabarcık hızının pompa borusu çapı ile değişimi

Boyutsuz kabarcık hızının 0.83 değerinden büyük olması durumunda, boru içerisinde oluşan iki fazlı akış, tıkaç-halkasal rejime geçecektir. Pompa borusu çapının, tıkaç akış rejiminden tıkaç-halkasal akış rejimine geçişindeki kritik değerleri ve de tıkaç akış rejimi için alabileceği en yüksek değerler Tablo 2.8’de verilmiştir.

Tablo 2.8 Pompa çapının alabileceği değer aralıkları

Isıtıcı gücü (W)	60	70	80
Pompa borusunun alabileceği en küçük çap değeri (mm)	2.2	2.37	2.5
Pompa borusunun alabileceği en yüksek çap değeri (mm)	33.6	33.5	33.4
Sıvı fazın kütleli debisi (kg/s)	1.394×10^{-4}	1.133×10^{-4}	9.266×10^{-5}
Buhar fazın kütleli debisi (kg/s)	2.151×10^{-5}	2.789×10^{-5}	3.443×10^{-5}

Tablodan görüleceği üzere pompa borusu çapının alabileceği en yüksek değer, bu tip sistemlerde kullanılan pompaların çaplarına göre çok yüksektir. En düşük çap değeri ise bir başka kısıtlama daha vardır. Oluşturulan model yüzey gerilimini içermediği için belirli bir çap değerinin altında doğru sonuçlar almak mümkün olmamaktadır. Bu kısımdaki sınırlama ise daha önce belirtildiği üzere Eötvös sayısı ile ilişkilidir. Eötvös sayısının pompa borusu çapına göre değişimi Şekil 2.15'te gösterilmektedir.



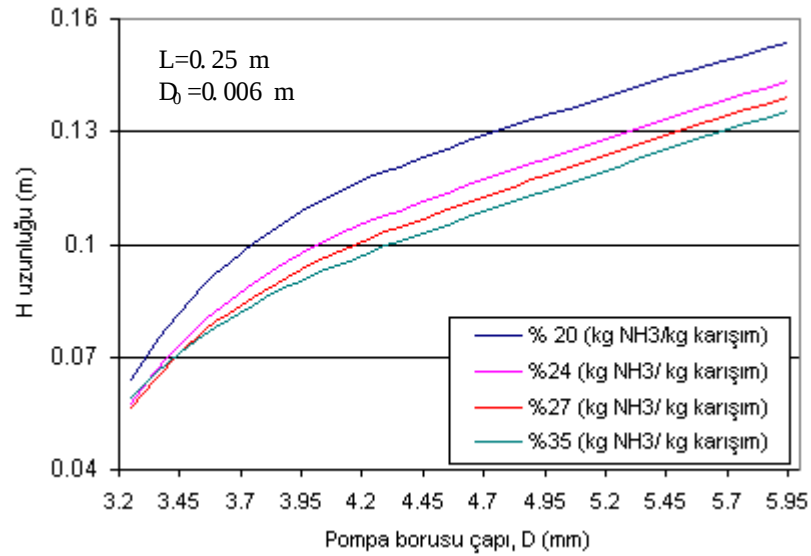
Şekil 2.15 Pompa borusu çapının Eötvös sayısı ile değişimi

Bölüm 2.5.1.'de belirtildiği üzere yüzey geriliminin etkili olduğu kısımda Eötvös sayısı 3.37'den küçüktür. Bu durumda Eötvös sayısının 3.37 değerine karşılık gelen pompa borusu çapının daha düşük değerleri için bu modelin doğru sonuçlar vermeyeceği belirtilmişti. Deneysel çalışmada sonuçlarında ise pompa performansının yüzey geriliminin etkili olduğu durumlarda performansın kötüleştiği görülmüştür.

Bu kısımda yapılan habbecik pompası analizinde pompalanan akışkanın kütlelesel debisi değişik kısıtıcı güçleri için Tablo 2.8’de gösterilmektedir. Bu değerler, Bölüm 2.4.1’deki kaynatıcı analizinden alınmıştır.

Pompa performansında çap sınırlamalarından sonra gelen en etkili kısım Şekil 2.16’da pompa borusu uzunluğu ile değişimi gösterilen H uzunluğudur. H uzunluğunu etkileyen diğer bir parametre ise soğurucu tankı ve habbecik pompası arasındaki bağlantı borusunun çapıdır. Sistem içerisinde ise H uzunluğunu, sisteme verilen şarj miktarı ile belirlenebilmektedir. Bu doğrultuda sisteme verilen şarj miktarının gerekli olan en düşük H uzunluğunu sağlaması gerekmektedir.

Bu kısımla ilgili yazılan programdan alınan sonuçlarda pompa borusu uzunluğu ve soğurucu tankı ile habbecik pompası arasındaki bağlantı borusunun çapı, sabit tutulmuştur. Şekil 2.16’da, aynı zamanda şarj miktarının amonyak bakımından kütlelesel derişikliğin, H uzunluğu üzerindeki etkisi de gösterilmektedir.

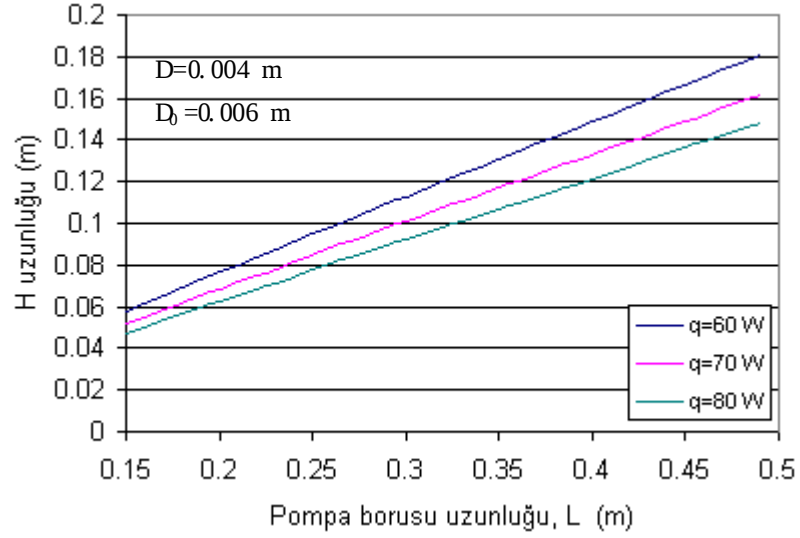


Şekil 2.16 Pompa borusu çapının H uzunluğuna etkisi

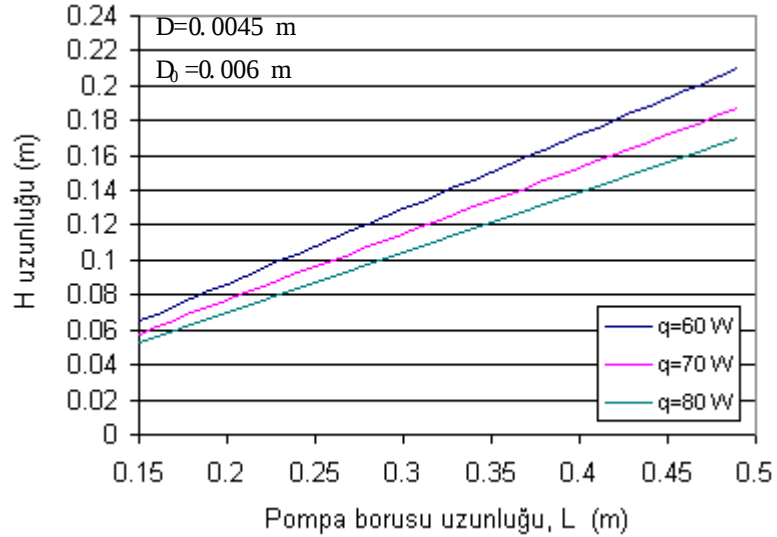
Karışım içindeki amonyağın kütlelesel derişikliğin %20 olduğu değerde, H uzunluğunun diğer derişikliklere göre daha yüksek çıktığı Şekil 2.16’da görülmektedir. %24, %27 ve %35 derişiklik değerlerinde ise H uzunluğu, pompa borusu çapının küçük olduğu bölümlerde hemen hemen aynı değeri almaktadır. Çap büyüdükçe, H uzunluğu değerleri arasındaki fark artmaktadır. Fakat bu fark çok fazla olmamaktadır. Bu kısımda elde edilen sonuç, aynı zamanda deneysel çalışmada da

incelenmiştir. Deneysel ve teorik çalışmadan elde edilen sonuçlar ise birbirleriyle benzerlik göstermektedir (Bölüm 3.4).

Şekil 2.15. ve 2.16.'da sırasıyla 4 mm ve 4.5 mm pompa borusu çapı için pompa borusu uzunluğunun, Huzunluğu ile değişimi gösterilmektedir.



Şekil 2.17 Pompa borusu uzunluğunun, Huzunluğuna etkisi (D=4 mm)



Şekil 2.18 Pompa borusu uzunluğunun, Huzunluğuna etkisi (D=4.5 mm)

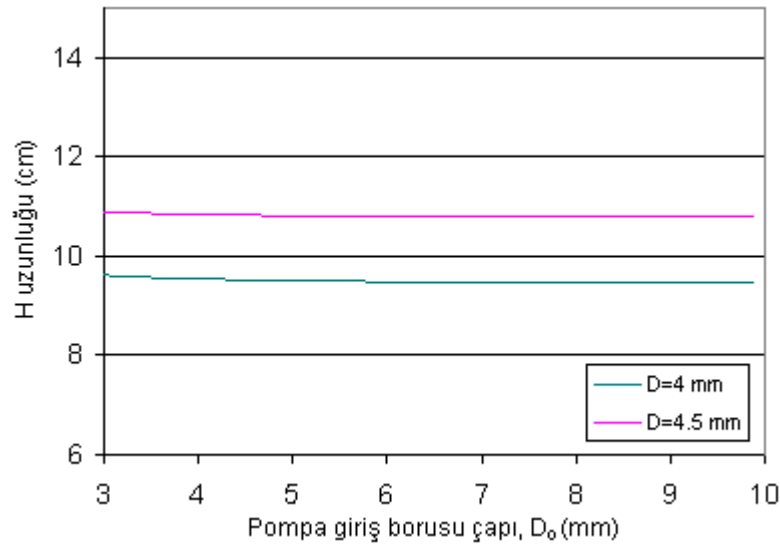
Şekillerden de anlaşılacağı üzere Huzunluğunun, pompa uzunluğu ile değişimi lineer bir davranış göstermektedir. Bu durumda, Huzunluğu ile pompa borusu uzunluğu arasında bir orandan bahsetmek mümkündür. Elde edilen sonuçlarda ise H/L oranının ısıtıcı gücü ve pompa çapına göre değişliklik gösterdiği tespit edilmiştir. Tablo 2.9'da H/L oranının ısıtıcı güç ve pompa borusu çapına bağlı olarak değişimi verilmiştir.

Tablo 2.9 Değişken ısıtıcı güç ve pompa çapındaki H/L oranları

Isıtıcı gücü (W)	60	70	80
H/L [D=4 (mm), D ₀ =6 mm]	0.362	0.324	0.296
H/L [D=4.5 (mm), D ₀ =6 mm]	0.414	0.369	0.335
Sıvı fazın kütleli debisi (kg/s)	1.394×10^{-4}	1.133×10^{-4}	9.266×10^{-5}
Buhar fazın kütleli debisi (kg/s)	2.151×10^{-5}	2.789×10^{-5}	3.443×10^{-5}

Tablodan da anlaşılacağı üzere çapın artması ile H/L oranında bir artış meydana gelmektedir. H/L oranının düşük olması habbecik pompası için istenilen bir durumdur. Fakat bu oranın belirlenmesinde, pompa borusu çapının ve ısıtıcı gücün etkisinin mutlaka göz önüne alınması gerekmektedir. Pompa çapının büyümesi ile birlikte pompa içinde oluşan iki fazlı akışın yüzey gerilimlerinden uzaklaşacağı ve daha rahat bir şekilde çalışacağı söylenebilir. Diğer yandan, ısıtıcı gücün fazla olması H/L oranını azaltmaktadır fakat bu durumun, sistemde gereksiz enerji sarfiyatına sebep olacağı daha önceki bölümlerde belirtilmiştir. Bu kıstaslar göz önüne alındığında ve de sistem boyutları düşünüldüğünde, pompa borusu çapının 4 mm-4.5 mm değer aralığında olması gerektiğini söylemek mümkün olacaktır.

Çalışmanın bu kısmında yapılan analizde son olarak soğuru tankı ve habbecik pompası arasındaki bağlantı borusu çapının pompa performansına olan etkisi incelenmiştir. Habbecik pompası uzunluğu ve çapı sabit tutularak bağlantı borusu çapının, H uzunluğu ile değişimi Şekil 2.19’da gösterilmektedir.



Şekil 2.19 Soğurucu tankı ile habbecik pompası arasındaki bağlantı borusu çapının, H uzunluğuna etkisi (L=0.25 m)

Şekilden de anlaşılacağı üzere soğurucu tankı ile habbecik pompası arasındaki bağlantı borusu çapının pompa performansını pek etkilemediği söylenebilir.

Teorik çalışmadan elde edilen sonuçların bir çoğu deneysel çalışmada kullanılmıştır. Teorik çalışma sonuçlarının deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırılması, bu çalışmanın bir sonraki kısmında verilen deneysel çalışma bölümünde ayrıntılı bir şekilde yapılmıştır.

3 DENEYSEL ÇALIŞMA

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin mini bar buzdolaplarında kullanılması nın avantajlarından biri, bu sistemler üzerinde hareketli ve mekanik aksamların olmasıdır. Bu sayede bu tip aksamlardan kaynaklanan gürültüler ortadan kalkmış ve sessiz çalışabilen mini bar buzdolapları üretilebilmiştir. Ayrıca bu aksamların ortadan kalkması ile birlikte üretim maliyetlerinde önemli bir azalma meydana gelmiştir. Fakat bu sistemlerin, diğer klasik kompresörlü soğutma sistemlerine göre performanslarının düşük olması önemli bir dezavantajdır.

Çalışmanın bu bölümünde mini bar buzdolaplarında kullanılan absorbsiyonlu soğutma sisteminin, performansının artırılması amacıyla deneysel bir çalışma yapılmış ve teorik çalışmada elde edilen sonuçların doğruluğu ispatlanmıştır. Bu sistemle ilgili daha önce yapılmış olan deneysel çalışmalar ise, literatür araştırması bölümünde detaylı olarak incelenmiştir.

Yapılan deneysel çalışma iki ana bölüme ayrılmaktadır. Birinci bölümde, sistem tamamıyla göz önüne alınarak sistem şarjı, sistem basıncı ve sisteme verilen ısıtıcı güç üzerinde optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Aynı zamanda bu parametrelerin performanstaki etkileri teorik çalışmalar göz önüne alınarak incelenmiştir. İkinci bölümde ise sistemin geometrisi üzerinde durulmuş ve teorik çalışmada elde edilen sonuçlar kullanılarak geometri değişiklikleri yapılmış ve yapılan değişikliklerin sistem performansındaki etkileri izlenmiştir.

3.1 Deney Düzenegi

Deney düzenegi, mini bar buzdolapları için üretilen bir sistem ve bu sisteme şarj vermek amacıyla kullanılan şarj düzeneginden oluşmaktadır. Deneysel çalışmada kullanılan bu sistem teorik çalışmada detaylı bir şekilde anlatılan sistemle birebir eşittir. Şarj verme işlemi tamamlandıktan sonra deneye hazır hale getirilen sistem ise Şekil 3.1’de gösterilmektedir.

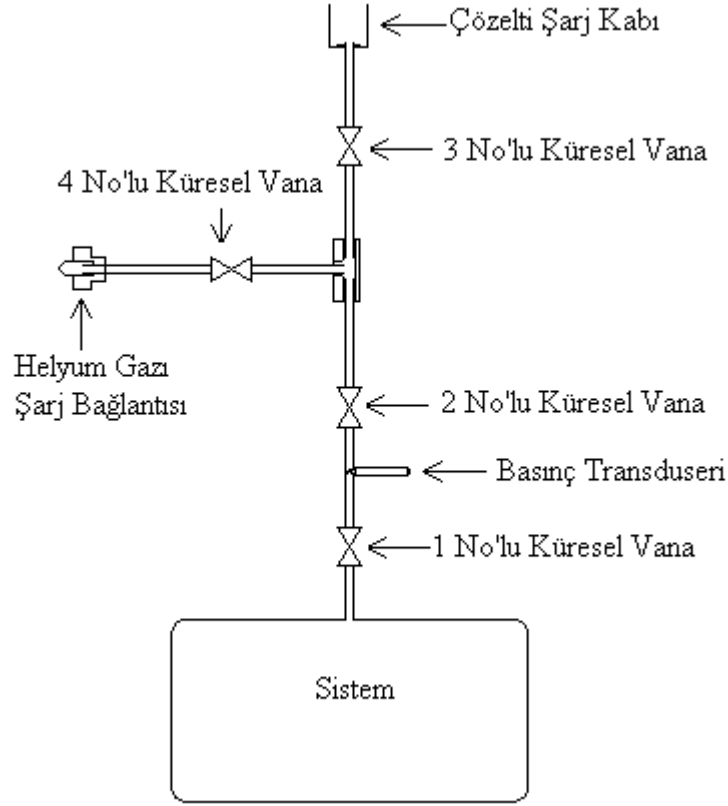


Şekil 3.1 Şarj işlemi sonrasında deneye hazır hale getirilen sistem

Soğutucu akışkan olarak kullanılan amonyağın sistemi aşındırma tehlikelerine karşı, sistemde ağırlıklı olarak demir ve çelikten oluşmaktadır. Üretim maliyetleri nedeniyle kritik olan bölgelerde (daha çok küçük çaplı borularda) çelik kullanılmış, diğer kısımlarda ise demir malzeme kullanılmıştır. Şarj düzeneğini oluşturan vanalar ve borular ise tamamen paslanmaz çelikten yapılmıştır. Genel olarak soğutma sistemlerinde, ısı iletkenliğinin daha iyi olması ve ekonomik maliyetinin daha az olması nedeniyle bakır ve pirinç malzemeler tercih edilmektedir. Fakat amonyak bu tip malzemelerle tepkimeye girmesi ve bunun sonucunda özelliğini yitirmesi nedeniyle bu sistemlerde mutlaka demir ve çelik malzemeler kullanılmak zorundadır. Buna rağmen amonyak uzun süreli kullanımlarda, demir ve çelik üzerinde de aşınma yapabilmektedir. Bu aşınma etkisine karşı üretim sırasında sistemi içerisine şarj ile beraber, şarjın içinde iki oranında sodyum bikromat karıştırılmaktadır. Bu çalışmada yapılan deneyler kısa süreli çalışmalardan olduğundan dolayı sodyum bikromata ihtiyaç duyulmamıştır.

Sistem şarj düzeneği Şekil 3.2’de görüldüğü gibi dört adet vana, basınç transduseri, çözelti şarj kabı ve helyum gazı şarj bağlantısından oluşmaktadır. Şarj düzeneğinde yer alan borular 6.25 mm çapındadır. Düzenekte kullanılan vana tipi ise küresel vanadır. Helyum gazı şarj bağlantısı, helyum gazının şarj edilebilmesi için gerekli olan bağlantıyı yüksek basınçlı helyum tüpü ile sistem arasında sağlamaktadır. Bu bağlantının bir diğer görevi ise sistemi vakumpompasına bağlamasıdır. Çözelti şarj kabı ise amonyak ve sudan oluşan çözelti şarjını sisteme verme imkanı

sağlamaktadır. Bu kısımdan sisteme 400 gr'a kadar şarj miktarı vermenin imkanı bulunmaktadır.



Şekil 3.2 Sistemin şarj düzeneği

3.2 Sisteme Şarj Verme İşlemi

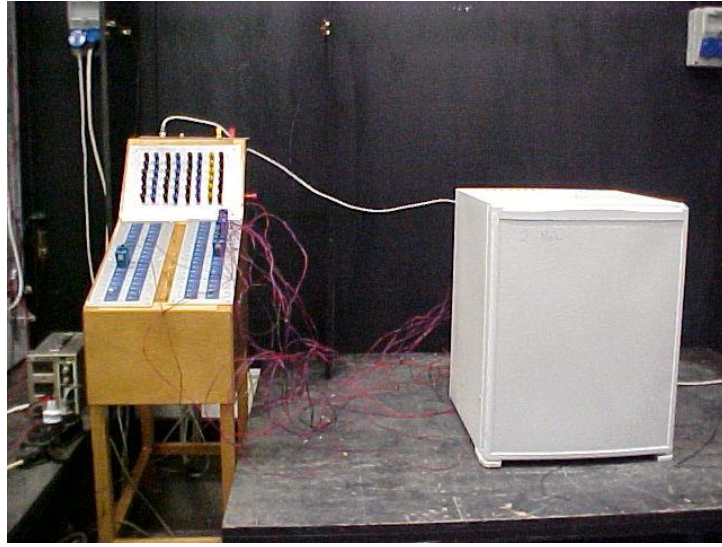
Şarj verme işlemi ilk olarak sistemin tana men vakulanması ile başlar. Vakum işlemi Şekil 3.2'de gösterilen helyum gazı şarj bağlantısı kısmının vakum pompasına bağlanması ile gerçekleştirilir. Bu işlem sırasında Şekil 3.2'de gösterilen 3 no'lu vana kapalı tutulur, diğer vanalar ise açık bırakılır. Vakum tamamlandıktan sonra 4 no'lu vana kapatılarak 3 no'lu vana açılır ve çözelti şarj kabından sisteme istenilen miktarda amonyak-su çözeltisi şarj edilir. Çözelti, sisteme şarj edildikten sonra 3 no'lu vana tekrar kapatılır. Son olarak helyum gazı şarj bağlantısı, basınç regül atörlü ve yüksek basınçlı helyum tüpüne bağlanır. 4 no'lu vana tekrar açılarak basınç regül atörlü aracılığıyla istenilen basınçta helyum gazı sisteme şarj edilir. Aynı zamanda şarj verme düzeneği üzerinde bulunan basınç transduserinden okunan değer ile sisteme verilen basınç kontrol edilir. Bu sayede sisteme istenilen basınç yüksek hassasiyette verilebilmektedir. Helyum gazı şarj işlemi tamamlandıktan sonra 2 ve 3

no'lu vanalar kapatılır ve şarj düzeneği 2 no'lu vanadan ayrılarak sistem deneye hazır hale getirilir.

3.3 Deneyin Uygulanması ndaki Aşamalar

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin kullandığı mini bar buzdolaplarının sessiz çalışma özelliğinden dolayı tercih edildiği yerler genellikle oda konfor şartlarının tamamen sağlandığı (örneğin otel odaları gibi) yerlerdir. Bu bağlamda deneyler, Şekil 3.3'te görüldüğü gibi 25 °C ortam sıcaklığının sağlandığı ısı odalarında yapılmıştır.

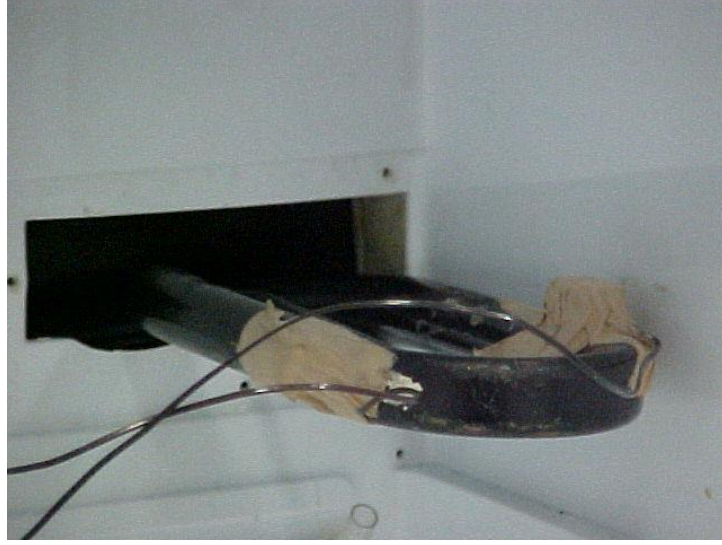
Sistem üzerinden sıcaklık ve basınç ölçümleri alınmış, sıcaklık ölçümü için termoelemanlar, basınç ölçümü için ise basınç transduseri kullanılmıştır. Sistem basıncının sistemin bütün bölümünde hemen hemen aynı olması nedeniyle bir noktadan alınan basınç değeri, basınç ölçümü için yeterli olmuştur.



Şekil 3.3 Deney düzeneğinden sıcaklık ve basınç ölçümü alınan ısı odası

Termoelemanlar aracılığıyla sistem üzerinden alınan sıcaklık ölçümleri ise performansın irdelenmesinde etkili olmuştur. Öncelikle buharlaştırıcı üzerinden alınan sıcaklık değerleri sistem performansında önemli bir yere sahiptir. Başka bir deyişle sistem performansı, buharlaştırıcı üzerinden alınan sıcaklık değerleri ile ölçülmektedir. Buharlaştırıcı üzerindeki sıcaklık değerlerinin düşük seviyelerde olması, düzgün dağılımı ve salınımdan uzak olması, performansını iyi denilebilecek

bir seviyede olduğuna kanıt olarak gösterilebilir. Yapılan deneylerde ise bu durumun sağlanması deneysel çalışmanın amacını belirlemektedir.



Şekil 3.4 Deneye alınan sistemin buharlaştırıcı bölgesi

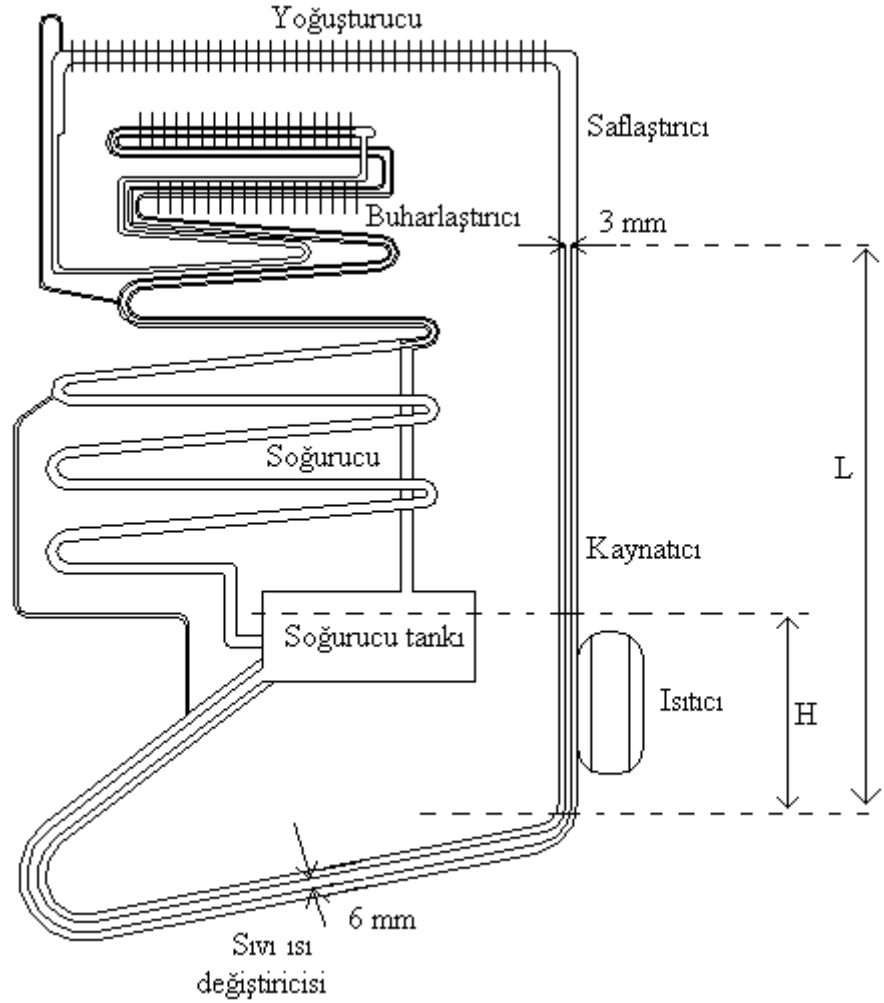
Bu amaç çerçevesinde, buharlaştırıcı üzerine, Şekil 3.4'te görüldüğü gibi, iki adet termoeleman bağlanarak buharlaştırıcı sıcaklığının ölçülmesi, sistemperforansının irdelenmesi açısından yeterli olmuştur. Sıcaklık ölçüm değerleri, buharlaştırıcının giriş ve çıkışına yakın olan yerlere konulan termoelemanlar aracılığıyla alınmış ve alınan değerlerin ortalaması, buharlaştırıcı ortalama sıcaklığı olarak belirtilmiştir.

3.3.1 Sistem Perforansının Etkileyen Parametrelerin İncelenmesi

Bu kısımda yapılan deneysel çalışmaların esasını sistemperforansında etkili olan belirli parametrelerin incelenmesi oluşturmaktadır. Sistem perforansında etkili parametrelerin belirlenmesinde ise teorik çalışmalardan yararlanılmıştır. Bu parametreler; sistem şarj miktarı, şarj miktarının amonyak bakımından kütleleşme derecesi, sistem basıncı ve ısıtıcı güç olmak üzere dört ana esastan oluşmaktadır. Deneylerde bu parametreler ayrı ayrı değiştirilerek sistemperforansına olan etkileri izlenmiş ve perforansın en iyi seviyede olması için gereken optimum değerler elde edilmiştir.

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin kullanıldığı mini bar buzdolaplarının en önemli kısım daha önceki bölümlerde belirtildiği üzere, sistemin kalbi olarak nitelendirilen habbecik pompasıdır. Bu kısımda yapılan deneylerde öncelikle habbecik pompası ölçüleri bilinen bir sistem ele alınmış, bu sistem üzerinde yapılan deneyler

tamamlandıktan sonra deneysel çalışmanın ikinci kısmına, birinci kısımdan elde edilen sonuçlar kullanılarak ve geometri üzerinde bir kısım değişiklikler yapılarak geçilmiştir. Bu bağlamda birinci kısımda ele alınan sistemin habbecik pompası ölçüleri şu şekildedir; Pompa borusunun dış çapı 6 mm, boru et kalınlığı 1.5 mm ve iç çapı 3 mm'dir. Sıvı ısı değiştiricisinden habbecik pompası girişine kadar olan borunun dış çapı 8 mm, et kalınlığı 1 mm ve iç çapı 6 mm'dir. Bu ölçülerin belirtildiği sistemşeması Şekil 3.5'te gösterilmiştir.



Şekil 3.5 Sistem üzerinde habbecik pompası ölçülerinin gösterimi

3.3.1.1 Sisteme Verilen Şarj Miktarı

Birinci kısımda yapılan deneylerde ilk olarak sisteme verilen şarj miktarı üzerinde durulmuştur. Sisteme, amonyak-su karışımı ve ayrıca helyum gazı şarj olarak verilmiştir. Teorik çalışmada belirtildiği gibi helyum gazı sistemi içerisindeki basıncı belirlemektedir. Bir başka deyişle sisteme şarj edilen helyum miktarı, verilen basınca bağlı olarak değişmektedir. Fakat helyumun, gaz halinde sisteme verilmesi

ve de atomik yapısının küçük olması nedeniyle sistemi içerisinde 2-3 gr'lık bir şarj miktarına sahip olmaktadır. Bu değer ise verilen amonyak-su karışımı miktarının yanında ihmal edilebilecek seviyededir. Bu durum göz önüne alındığında sisteme verilen şarj miktarını amonyak-su karışımı miktarı belirlemektedir.

Teorik çalışmada belirtildiği üzere habbecik pompasının Şekil 3.5'te gösterilen H uzunluğu, pompa performansında önemli bir etkiye sahiptir. Aynı zamanda habbecik pompasının en iyi şekilde çalışabilmesi için H uzunluğu ve pompa borusu uzunluğu arasında teorik çalışmalardan elde edilen minimum bir oran vardır. Bu oran göz önüne alındığında sisteme verilen şarj miktarının doğrudan H uzunluğuna etkisi olmaktadır. Bir başka deyişle pompa borusu uzunluğu sabit olduğundan dolayı sisteme verilen şarj miktarı, H uzunluğunu belirlemektedir.

Bu doğrultuda yapılacak deneyler için ilk olarak sisteme verilen ve amonyak-su karışımından oluşan şarj miktarı üzerinde bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada soğurucu tankının tamamı dolu olarak düşünülmüş ve yapılan hesaplar sonucunda şarj miktarının 270 gr-275 gr aralığında maksimum olduğu hesaplanmıştır. Bu hesap yapılırken helyum gazının soğurucu tankı içerisindeki dönüşünün sağlanabilmesi için gerekli olan boşluk da göz önüne alınmıştır. Yapılan hesabın doğruluğu ise sistem 280 gr'lık şarj miktarıyla denendiğinde performansın çok kötü çıkması sonucu ispatlanmıştır. Bu sebeple deneylere 270gr, 250gr ve 230gr'lık üç ayrı şarj miktarı ile başlanmıştır. İlk olarak sisteme 270 gr şarj verilmiştir. Daha sonra 250 gr ve 230 gr şarj miktarlarında devam edilmiştir.

3.3.1.2 Şarj Miktarının Amonyak Bakımından Kütleselel Değişikliği

Sistem performansında etkili olan bir diğer parametre ise şarj miktarının amonyak bakımından kütleselel değişikliğidir. Sisteme amonyak-su karışımı şarj olarak verildiğinde ve sistemi içerisinde amonyak soğutucu akışkan, su ise soğurucu akışkan olarak nitelendirilmektedir. Sistemi içerisinde karışımın ayrışması kaynatıcı kısmında, birleşmesi ise soğurucu kısmında gerçekleşmektedir. Kaynatıcıdan sisteme verilen sıvı ile birlikte karışım buhar ve sıvı fazına ayrışır. Ayrışma öncesinde tamamen sıvı fazda bulunan amonyak-su karışımı, sistem içinde zengin karışım olarak nitelendirildiğinde, ayrışma sonrasında sıvı fazda kalan kısım ise, amonyak bakımından fakirleştiği için fakir karışım olarak nitelendirilmektedir.

Kaynatıcı kısmındaki ayrışma detaylı olarak teorik çalışmada incelenmiştir. Amonyak derişikliğı öncelikle kaynatıcı sıcaklığını etkilemektedir. Düşük derişikliklerde belirli bir ayrışma sıcaklığına ulaşmak için kaynatıcıya daha fazla ısı verilmesi gerekmektedir. Derişiklik arttıkça, ayrışma sıcaklığı azalacak ve kaynatıcıya verilmesi gereken ısı miktarı da azalacaktır. Derişikliğin artması ile birlikte aynı zamanda karışından ayrılan buhar fazının amonyak içeriğı de artacağından dolayı saflaştırıcıda atılacak ısı azalacaktır. Fakat şarj miktarının amonyak bakımından kütsel derişikliğinin yüksek olması habbecik pompası performansında sıkıntı doğurmaktadır. Amonyak derişikliğinin yüksek olması, ayrışma sırasında karışma verilen ısı miktarının da düşük olması anlamına gelmektedir. Sisteme verilen ısı miktarının düşmesi sonucunda ise habbecik pompası içerisinde oluşan iki fazlı akış rejimini etkilenmekte ve sistemin performansında bir düşme meydana gelmektedir. Bu nedenle, şarj miktarının amonyak derişikliğı belirli değerler arasında olmalıdır.

Yapılan deneylerde sisteme verilen şarjın amonyak bakımından kütsel derişikliğı % 28'i aşmamaktadır. Bunun sebebi ise şarj öncesinde su ve amonyak atmosfer basıncında birleştirilmektedir. Atmosfer basıncında su soğurabileceğı en yüksek amonyak miktarını soğurması ile birlikte sıcaklığa bağılı olarak elde edilen kütsel amonyak derişikliğı maksimum %28- %31 değerleri arasında olmaktadır. Yapılan deneysel çalışmalarda ise sisteme kütlece %27, %24 ve %20 amonyak derişikliklerinde şarj verilmiştir.

3.3.1.3 Sistem Basıncı

Sistem performansında etkili olan parametrelerden biri de sistem basıncıdır. Bu tip sistemlerin özelliklerinden biri ve de klasik absorpsiyonlu sistemlerden farkı, sistem içerisinde basıncın sabit olmasıdır. Bazı kısımlarda, basınç küçük farklılıklar göstermektedir. Fakat bu farklılıklar, sistem basıncı göz önüne alındığında ihmal edilebilecek seviyededir. Bu durum göz önüne alınarak yapılan deneylerde sistem üzerinde, bir noktadan basınç değeri alınması sistem basıncının izlenmesi açısından yeterli olmuştur. Basınç ölçümü Şekil 3.2'de gösterilen şarj verme düzeneğinin sisteme bağlantı yeri ne yakın bir yerden basınç transduseri aracılığıyla alınmıştır.

Sistem basıncı daha önceki bölümlerde de belirtildiği üzere, sistemi içerisindeki iki önemli noktada büyük öneme sahiptir. Bu iki nokta yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı

kısımlarıdır. Habbecik pompasında sudan ayrılan amonyak buharı, sistemin saflaştırıcı kısmında, içerisinde barındırdığı su buharından da arındıktan sonra saflık derecesine yakın olarak yoğunlaştırucu içerisine girer. Amonyak buharı yoğunlaştırucu içerisinde sistem basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığında yoğunlaşır. Örneğin 18 bar basınç altında çalışan sistemde amonyakın yoğunlaştırucudaki yoğunlaşma sıcaklığı 45.4 °C'dir. Bu sıcaklık yoğunlaştırucudan dışarıya olan ısı geçişinde önemli bir faktördür. Sistemin kullanıldığı ortam sıcaklığının 25 °C olduğu düşünüldüğünde, yoğunlaştırucu sıcaklığı ve ortam sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkında yoğunlaşma gerçekleşmektedir. Bu fark ne kadar yüksek olursa ısı geçişi o kadar iyi olacak ve de yoğunlaşma daha iyi sağlanacaktır. Yoğunlaştırucuda amonyak buharının tamamen sıvı haline gelmesi, buharlaştırıcıya amonyakın sıvı halde girmesini sağlayacaktır. Bu durum buharlaştırıcıda, buharlaşmanın daha iyi olması ve dolap iç ortamından çekilen ısını ısıtması anlamına gelmektedir.

Basıncın sistem içerisinde etkisini gösterdiği diğer bir kısım buharlaştırıcıdır. Yoğunlaştırucudan gelen sıvı amonyak buharlaştırıcı içerisine girdiğinde helyum gazı ile karşılaşmaktadır. Helyum gazı ile karşılaşan amonyak sıvısı, helyum gazının içerisine yayıldığından dolayı kısmi basıncında önemli bir düşme meydana gelmektedir. Bu basınç düşümü ile birlikte amonyak sıvısı helyum gazı içerisine yayılarak (difüzyon ile) buharlaşır ve bu buharlaşma sonucunda buzdolabı içerisinden sisteme ısı çekilmiş olur. Sistem basıncının buharlaştırıcı içerisindeki önemli ise amonyak sıvısının helyum gazı içerisine yayılarak buharlaşmasında etkili olmasıdır. Bu konuyla ilgili olarak, Kouroneneous ve Stegia-Sagia (1996) tarafından yapılmış olan çalışmada buharlaştırıcı içerisinde amonyak ve helyum gazı arasında gerçekleşen kütle geçişi nümerik olarak incelenmiş ve amonyak sıvısının helyum gazı içerisine yayılarak buharlaşmasının basınç ile ilişkisi izlenmiştir. Bu ilişki basınç düştükçe amonyak sıvısının helyum gazı içerisine yayılarak buharlaşmasının kolaylaştığını göstermektedir.

Sistem basıncı, yoğunlaştırucu ve buharlaştırıcı kısımları için ayrı ayrı ele alındığında şu sonuç ortaya çıkmaktadır; sistem basıncının yoğunlaştırucu kısmı için yüksek olması gerekirken, buharlaştırıcı kısmı için ise düşük olması gerekmektedir. Bu durumda sistem basıncının bu iki kısımda düşünülerek incelenmesi gereklidir.

Yapılan deneylerde, yukarıda belirtilen kıstaslar çerçevesinde sisteme değişik basınçlarda şarj verilerek performans izlenmiştir. Deneylerde karşılaşılan bir diğer

konu ise sistemin durgun haldeki basıncı ile çalışırken anındaki basıncı arasında farklılık vardır. Bu farklılığın sebebi, sistem çalışmaya başladığı andan itibaren, habbecik pompasında amonyağın buharlaşmaya başlaması sonucunda buhar basıncında belirli bir miktar yükselmenin olmasıdır. Amonyağın buhar basıncındaki bu yükselmeyle beraber amonyak buharı helyum gazını sürükleyerek buharlaştırıcı ve soğurucu kısmına hapseder. Helyum gazı bu şekilde buharlaştırıcı ve soğurucu arasında bir çevrim yapar. Basıncıdaki yükselme, sistemin ısıtıcı gücüne bağlı olarak değişik değerler almaktadır. Deneylerde elde edilen basınç farklılık değerleri 1.5-2 bar aralığında değişmiştir.

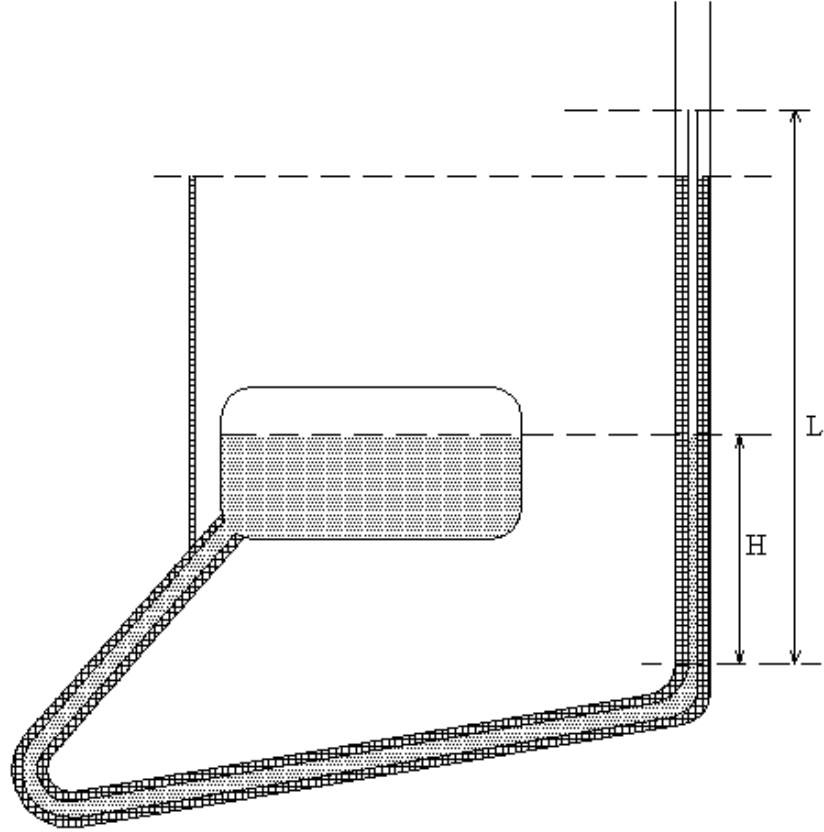
3.3.1.4 Isıtıcı Güç

Sistem performansında belirleyici rol oynayan parametrelerden bir diğeri de sisteme verilmesi gereken ısıtıcı güçtür. Bu tip mini bar buzdolaplarında sisteme verilen ısı, elektrik enerjisini ısı enerjisine çeviren bir ısıtıcı aracılığıyla sağlanır. Isıtıcı gücün en uygun değerde çalışması, sistem için büyük önem arz etmektedir. Sistemde gereğinden fazla ısıtıcı güç kullanmak gereksiz enerji sarfiyatına sebep olmaktadır. Bu nedenden dolayı sisteme gerekli olan gücün verilmesi gerekmektedir. Bu konuda yapılması gereken diğer bir çalışmada yapılacak geometri değişiklikleriyle sistem gereksinimi sağlayacak en düşük seviyedeki gücün bulunmasıdır. Isıtıcı güç kaynatıcıda amonyak ve su karışımını ayırtırmak için kullanılması yanında habbecik pompasının da çalışmasını etkilemektedir. Bu durum geometri değişikliğinin incelendiği ikinci kısımda tartışılmıştır.

3.3.2 Sistemdeki Geometri Değişikliklerinin Performansa Etkisini İncelenmesi

Yapılan deneysel çalışmanın ikinci kısmında sistem geometrisinde yapılan değişikliklerin sistem performansına olan etkileri tartışılmıştır. Daha önceki bölümlerde belirtildiği üzere habbecik pompası sistem performansında çok önemli bir yer tutmaktadır. Mini bar buzdolaplarında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde habbecik pompasının görevi akışkan dolaşımını sağlamasıdır. Bir başka deyişle sistemin kalbini oluşturmaktadır. Klasik kompresörlü soğutma sistemlerinde belirli bir basınç farklılığına ihtiyaç duyulduğundan dolayı, basınç farklılığı soğutucu akışkanın kompresör tarafından sıkıştırılması ile oluşturulur ve oluşan basınç farkında aynı zamanda sistemde akışkan dolaşımı da sağlanmış olur. Klasik absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde ise düşük seviyede basınç farklılığına

İhtiyaç duyulan noktada ve akışkanın sistemi içerisinde dolaşımını sağlayabilmesi için sirkülasyon pompası kullanılmaktadır. Kullanılan sirkülasyon pompası aynı zamanda ihtiyaç duyulan düşük basınç farklılığını da oluşturabilmektedir. Buzdolaplarında kullanılan absorpsiyonlu sistemlerde ise basınç farklılığı sistemde kullanılan basınç dengeleyici gaz aracılığı ile sağlandığından dolayı sistemde sadece akışkan dolaşımını sağlayacak bir pompaya ihtiyaç duyulmaktadır. Absorpsiyonlu sistemlerde pompa aracılığı ile dolaşım sağlayan akışkan soğurucu akışkan olarak nitelendirilen sıvı fazdaki fakir karışımdır. Soğutucu akışkan olarak nitelendirilen amonyak buharı ise, sıvı fazdan buhar faza geçtiğinden dolayı oluşan yoğunluk farklılığında dolaşımını sağlayabilmektedir. Yani bu sistemlerde kullanılan pompanın amacı sadece soğurucu akışkanın (fakir karışım) dolaşımını sağlamaktır.



Şekil 3.6 Deneyde kullanılan sistemin habbecik pompası kısmı

Mni bar buzdolaplarında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde sirkülasyon pompası olarak kullanılan habbecik pompası Şekil 3.6'da gösterilmektedir. Habbecik pompasının bu sistemlerdeki görevi soğurucu akışkanı yer çekimine karşı belirli bir seviyeye kadar yükseltmek olduğundan dolayı soğurucu akışkanın geri dönüşü yer çekimi kuvveti sayesinde sağlanmaktadır. Habbecik

pompa giriş kısmına gelen akışkan aldığı ısı enerjisi ile birlikte buharlaşmaya başlar ve buhar habbeleri bir kısım sıvıya da taşıyarak yukarı doğru yükselir. Böylelikle habbecik pompası içerisinde iki fazlı akış rejini sağlanarak sıvı fazında yukarı doğru taşınması gerçekleşmektedir. Teorik çalışmada detaylı olarak anlatılan habbecik pompası içerisinde oluşan iki fazlı akış rejini, sıvı fazında iyi bir şekilde taşındığı tıkaç akış rejini olmalıdır. Habbecik pompası içerisinde tıkaç akış rejini sağlanması soğutma çevriminde akışkan rejimini sürekli kılacağı gibi sisteme verilen ısıtıcı gücü de etkileyecek gereksiz güç kullanımı engelleyecektir. Bu rejinin sağlanması ile ilgili en etkili parametrenin habbecik pompası çapı olduğu teorik çalışmada belirtilmiştir.

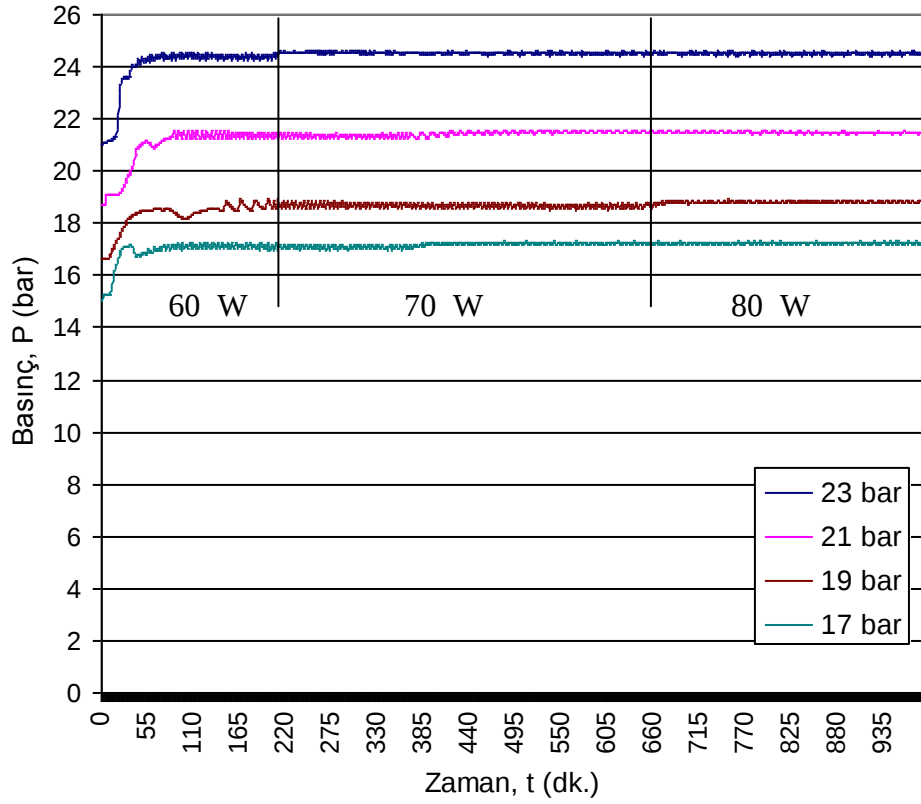
İkinci kısımda yapılan deneylerde habbecik pompası çapı ve H uzunluğu üzerinde durulmuştur. Birinci kısımda yapılan deneysel çalışmada daha önce belirtildiği gibi kullanılan sistemin habbecik pompası çapı 3 mm ve habbecik pompası ve soğurucu tankı arasındaki bağlantı borusunun çapı 6 mm'dir. İkinci kısımda ise habbecik pompasında kullanılan boru ölçüleri 6 mm dış çap, 1 mm et kalınlığı olmak üzere habbecik pompası çapı 4 mm'ye getirilmiştir. Habbecik pompası girişindeki boru çapı ise aynı ölçülerde kalmıştır. H uzunluğu ise sisteme verilen şarj miktarı ile değiştirilmiştir. Teorik çalışmada habbecik pompası geometrisiyle ilgili elde edilen sonuçların tümünü deneylerde kullanmak mümkün olmuştur. Bu durumun sebebi, sistemin tamamen çelik ve demir borulardan oluşması nedeniyle sistem konstrüksiyonu üzerinde fazla bir değişlik yapılmasının mümkün olmayışındadır. Fakat yapılan değişlikler teorik çalışma sonuçlarının doğruluğunun ispatlanması için yeterli olmuştur.

3.4 Deneysel Çalışma Sonuçları

Bu çalışmada yapılan deneyler, önceki bölümlerde de belirtildiği üzere iki kısma ayrılmaktadır. Birinci kısımdaki deneylerden alınan sonuçlar, ikinci kısımda da kullanılarak deneyler tamamlanmıştır. Birinci kısımda daha önce belirtildiği üzere şarj miktarı, şarj miktarının amonyak bakımından derişikliği, sistem basıncı ve ısıtıcı güç parametreleri üzerinde durulmuş ve bu parametrelerin sistem performansındaki etkileri incelenerek performansın en iyi düzeyde olması için gereken optimum değerleri elde edilmiştir.

Deneylerde, şarj miktarı ve şarj miktarının amonyak bakımından kütleli derişikliğı parametrelerinde yapılan her bir değışikliğin sistemtekrar şarj edilmiştir. Basınç ve güç parametrelerinin incelenmesinde ise şarj verilen sistem üzerinde değışiklik yapmak mümkün olmuştur.

Deneye alınan sistemde ilk olarak görülen durum sistemin durma ve çalışma anında sahip olduğı basınç değerlerinin birbirinden farklı olmasıdır. Daha öncede anlatıldığı üzere, kaynatıcıda ısı alarak buharlaşmaya başlayan amonyağın buhar basıncında bir artışın meydana gelmesi sonucunda sistem basıncı çalışma anında yükselmektedir.

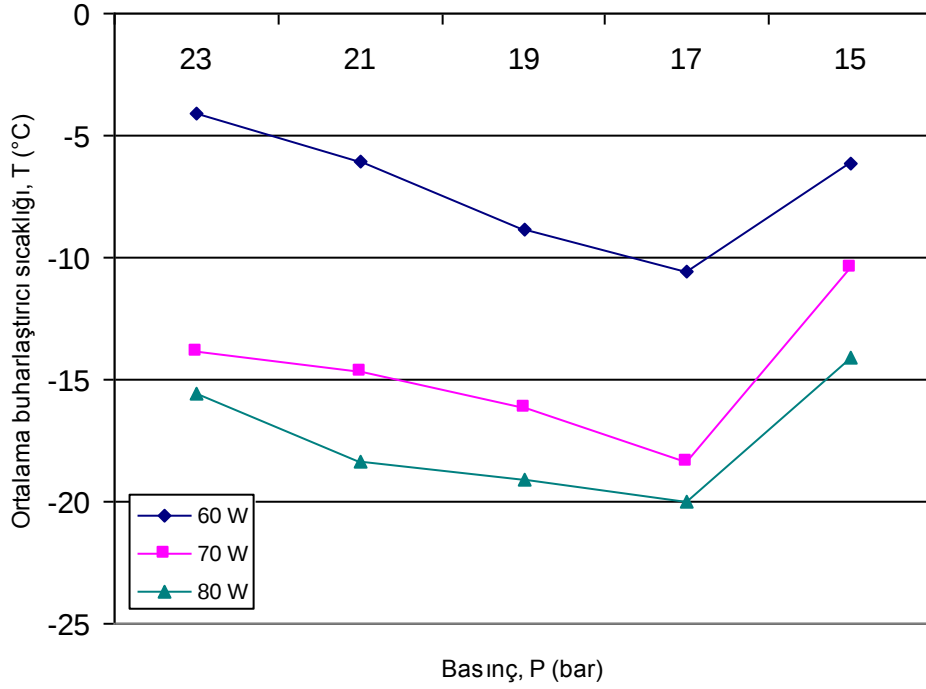


Şekil 3.7 Sistem basıncının zamanla değişimi

Şekil 3.7'de görüldüğü üzere basınç, çalışma halinde yaklaşık 2 bar seviyelerinde artmıştır. Bu basınç artışı, sistemin çalışmaya başlaması ile sürekli rejime geçiş anına kadar sürmektedir. Sistem sürekli rejime geçtikten sonra basınç sabitlenmektedir. Şekil 3.7'de ayrıca dört ayrı basınç değeri için sistem basıncının durgun hal den sürekli rejim haline geçişi sırasındaki basınç artışı gösterilmektedir. Basınç artışı değışik sistem basınclarında da hemen hemen aynı değeri almaktadır. Sisteme verilen ısıtıcı gücün de bu basınç artışına etkisi vardır. Güç artırıldıkça zaman basınç artışı biraz daha yükselmektedir. Fakat bu yükselme ihmal edilebilecek seviyede düşüktür.

Yapılan deneylerde sistem basıncı, sürekli halde sistemin sahip olduğu basınç değeri olarak göz önüne alınmıştır.

Sistem performansının basınç ile olan ilişkisi ise, deneylerde elde edilen sonuçlar ışığında Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Şekil 3.8’de belirtilen basınç değerleri sistemin çalışma halindeki basınç değerleridir. Deneyde aynı zamanda değişik ısıtıcı güçlerinde de basınç değişiminin sistem performansına olan etkisi irdelenmiştir.



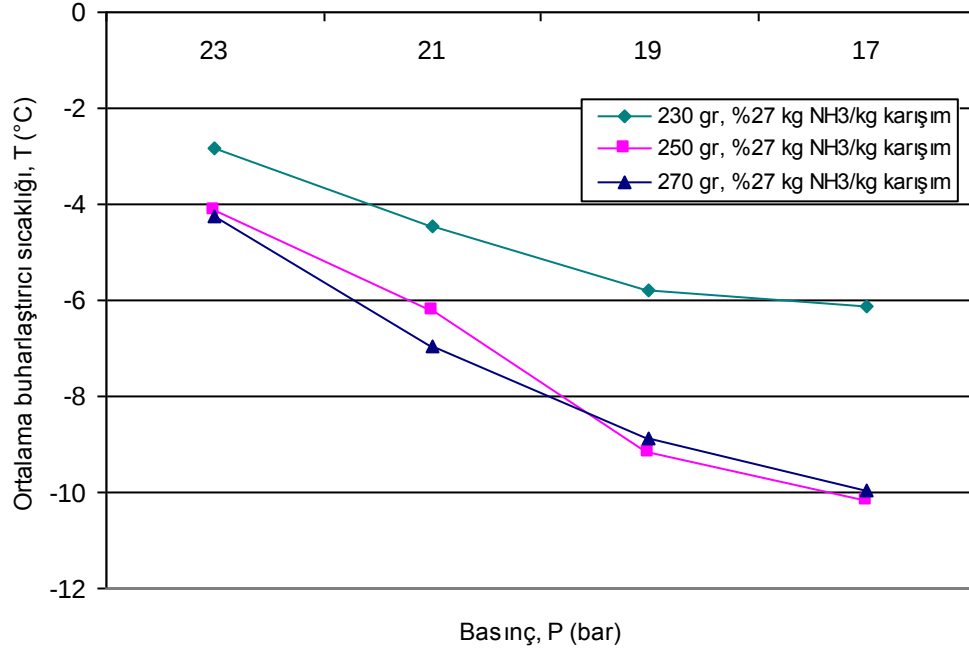
Şekil 3.8 Sistem basıncı değişiminin değişik ısıtıcı güçlerinde ortalama buharlaştırıcı sıcaklığına etkisi

Sistem basıncının düşük olması durumunda buharlaştırıcıdaki sıvı amonyakın helyum gazı içerisine yayılarak buharlaşmasının daha iyi olacağı, fakat basıncın belirli bir değer altına düşmesi durumunda ise yoğunlaştırıcıda yoğunlaşmanın tam olarak sağlanamayacağından dolayı buharlaştırıcıya amonyakın sıvı halde gönderilemeyeceği, önceki kısımlarda belirtilmişti. Bu durum Şekil 3.8’de açık bir şekilde görülmektedir. Sistem performansı 17 bar sistem basıncında en iyi değerini vermektedir. Basıncın 15 bar’a gelmesi durumunda ise performansta bir düşüş gerçekleştiği kaydedilmiştir. Bu durumda sistemin çalışma basıncının 17 bar seviyelerinde olması gerektiği söylenebilir. Daha sonra yapılmış olan deneylerde yine 23 bar-17 bar basınç aralığında sonuçlar alınmıştır. Ve yine 17 bar basınç değerinin sistemi için optimum değer olduğu görülmüştür. Basınç optimizasyonuna

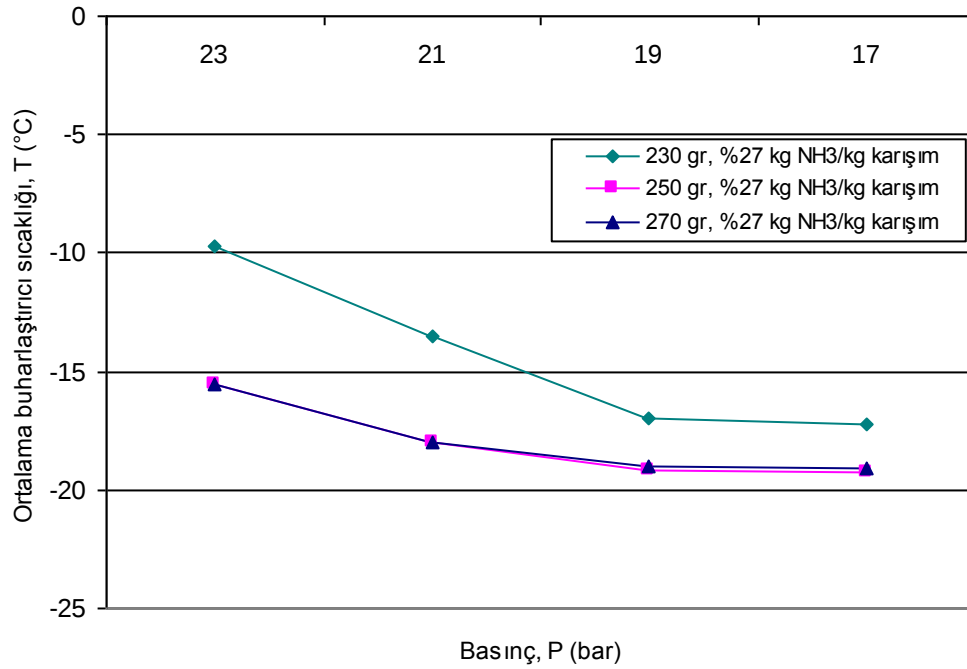
ek olarak bu kısımda yapılan deneylerde üç değişik ısıtıcı gücü de kullanılmıştır. Deneyin birinci kısmında kullanılan sistemin en iyi şekilde çalıştığı ısıtıcı gücün 80 W olduğu da Şekil 3.8’den anlaşılmaktadır.

Birinci kısımda kullanılan sistem için gerekli olan şarj miktarının bulunması amacıyla 230 gr, 250 gr ve 270 gr şarj miktarları, sisteme ayrı ayrı şarj edilerek performansın en iyi seviyede olması için gereken şarj miktarı bulunmuştur. Bu aşamada sisteme verilen şarj miktarının amonyak bakımından kütleli derişikliğı % 27’dir.

Şekil 3.9 ve 3.10’da sırası ile 60 W ve 80 W ısıtıcı güçlerinde ve 230 gr, 250 gr ve 270 gr şarj miktarlarında ve değişik basınçlarda elde edilen ortalama buharlaştırıcı sıcaklıkları görülmektedir. Bu şekillerde 250 gr ve 270 gr’lık şarj miktarlarının sistem performansı hemen hemen aynı oranda etkilendiğı, 230 gr’lık şarj miktarında ise performansın düştüğü görülmektedir. Sisteme verilen şarj miktarının habbecik pompası kısmındaki H uzunluğunu değiştirdiğı daha önceki kısımlarda belirtilmişti. Teorik çalışmada ise habbecik pompası performansının belirli bir H uzunluğunun altında iyi olmayacağı belirtilmişti. Buradan hareketle sistemi içerisinde 230 gr’lık şarj miktarının habbecik pompası için gerekli olan H uzunluğunu karşılamadığı söylenebilir. Diğer yandan bu sistemi için 270 gr’lık şarj miktarı ve 250 gr’lık şarj miktarı ile yapılan deneylerde birbirine yakın sonuçlar elde edilmesi, 270 gr şarj miktarının habbecik pompası için gerekli olan minimum H uzunluğunu aştığı söylenebilir. Teorik çalışmada elde edilen sonuçlarda habbecik pompası çapının 3 mm pompa borusu uzunluğunun ise 25 cm olduğu kabul edilerek yapılan çözümde, değişik ısıtıcı güçleri için H uzunluğunun 5.9 cm civarında olduğu saptanmıştı. Bu bağlamda 250 gr’lık şarj miktarının habbecik pompası için gerekli H uzunluğunu yakaladığı söylenebilir. Bu durumda sisteme 270 gr şarj verilmesi, maliyet açısından düşünüldüğünde gereksiz olacaktır.



Şekil 3.9 60 Wlık ısıtıcı gücünde değişik sistem şarj miktarlarının sistem performansına yaptığı etkilerinin karşılaştırılması

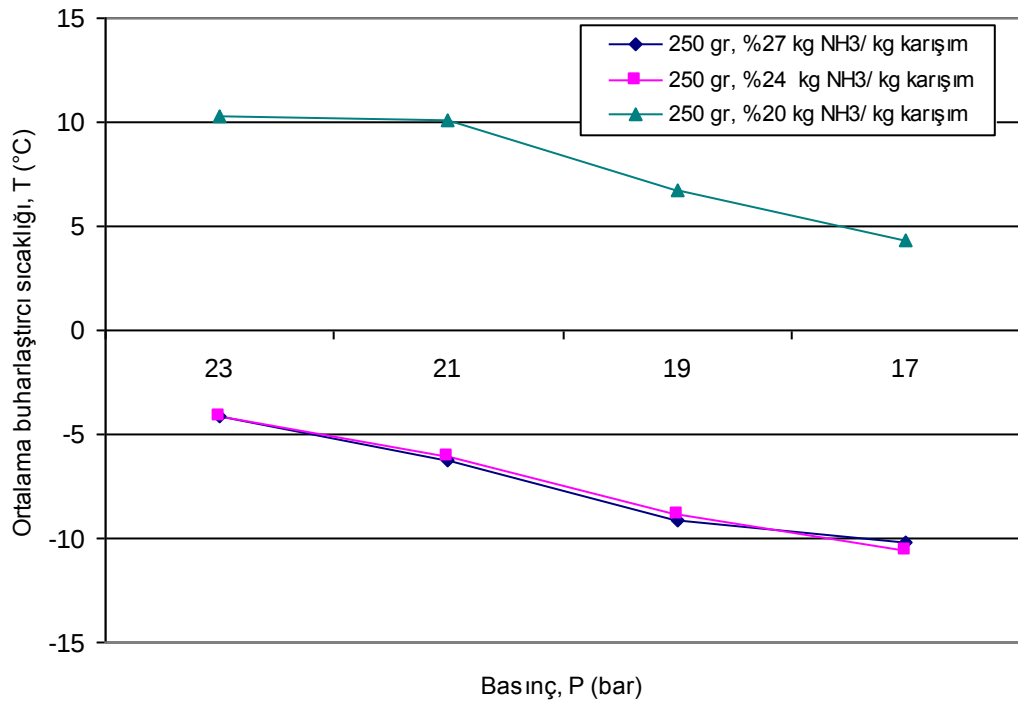


Şekil 3.10 80 Wlık ısıtıcı gücünde değişik sistem şarj miktarlarının sistem performansına yaptığı etkilerinin karşılaştırılması

Deneylerde incelenen bir diğer parametre ise şarj miktarının amonyak bakımından değişimidir. Deneylerde amonyak bakımından kütlece %27, %24 ve %20 oranlarına sahip miktarlar kullanılmıştır. Bu değişiklik değerleri kullanılarak yapılan

deneylerden 60 W ve 80 W ısıtıcı güçleri için alınan sonuçlar Şekil 3.11 ve 3.12’de gösterilmiştir.

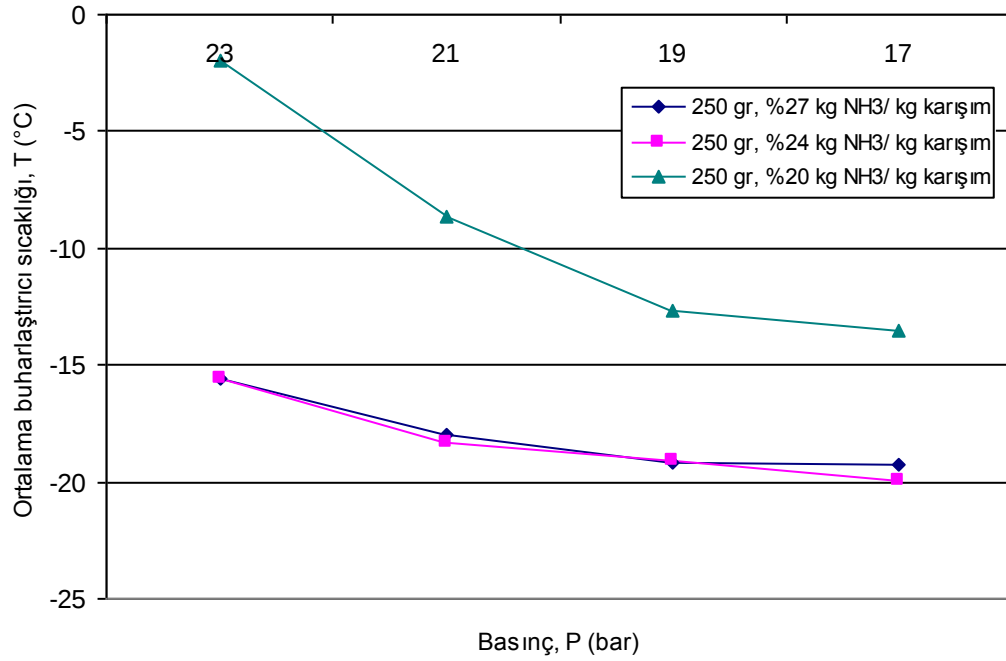
Şarj miktarının sahip olduğu amonyak derişikliğinin sistem performansındaki etkisine ilişkin açıklanalar Bölüm 3.3.1.3’de ayrıntılı olarak anlatılmıştı. Yapılan deneyde alınan sonuç ise bu kısımda anlatılanlar ile paralellik göstermektedir. Sisteme %20 amonyak derişikliğinde verilen şarj sonrasında deneylerden alınan sonucun pek iyi olmadığı Şekil 3.11 ve 3.12’den anlaşılmaktadır. 80 W ısıtıcı gücü için alınan sonuçlarda buharlaştırıcı sıcaklığı 0°C ’nin altına düşmesi ne rağmen 60 W için alınan sonuçlarda buharlaştırıcı sıcaklığı 0°C ’nin altına düşmemiştir. Bunun sebebi ise 60 W ısıtıcı gücünde kaynatıcı sıcaklığı Bölüm 3.3.1.3’de belirtildiğı üzere, amonyagın sudan ayrışması için gereken sıcaklığa ulaşamamaktadır. Bu sebeple sistem performansı, ısıtıcı gücün 60 W şarj miktarının amonyak bakımından kütle sel derişikliğinin %20 olduğu durumda çok kötü sonuçlar vermiştir.



Şekil 3.11 60 W lık ısıtıcı gücünde, değişik kütle sel derişikliğlerinin sistem performansı na yaptığı etkilerin karşılaştırılması

80 W lık ısıtıcı gücünde ise kaynatıcı sıcaklığı belirli bir miktar daha yükselir. Fakat kaynatıcıda ayrışan karışımın buhar fazı, gereğinden fazla su buharı içerdiğinden dolayı amonyagın saflık derecesine yakın bir şekilde buharlaştırıcıya

gönderilmesi söz konusu olduğundan dolayıdır ki, %20 kütleli derişikliğıne sahip amonyak-su karışımı sisteme şarj edildiğinde sistem performansı kötüleşmektedir. %24 ve %27 kütleli derişikliklerde sisteme verilen şarjlar ile yapılan deneylerde elde edilen sonuçlar ise birbirine yakın çıkmıştır. Bu sonuçlar aynı zamanda teorik çalışmayla da örtüşmektedir. Bu durumda, yine maliyet açısından düşünüldüğünde sisteme %24 kütleli derişikliğıne sahip amonyak-su karışımının şarj olarak verilmesinin uygun olacağı söylenebilir.

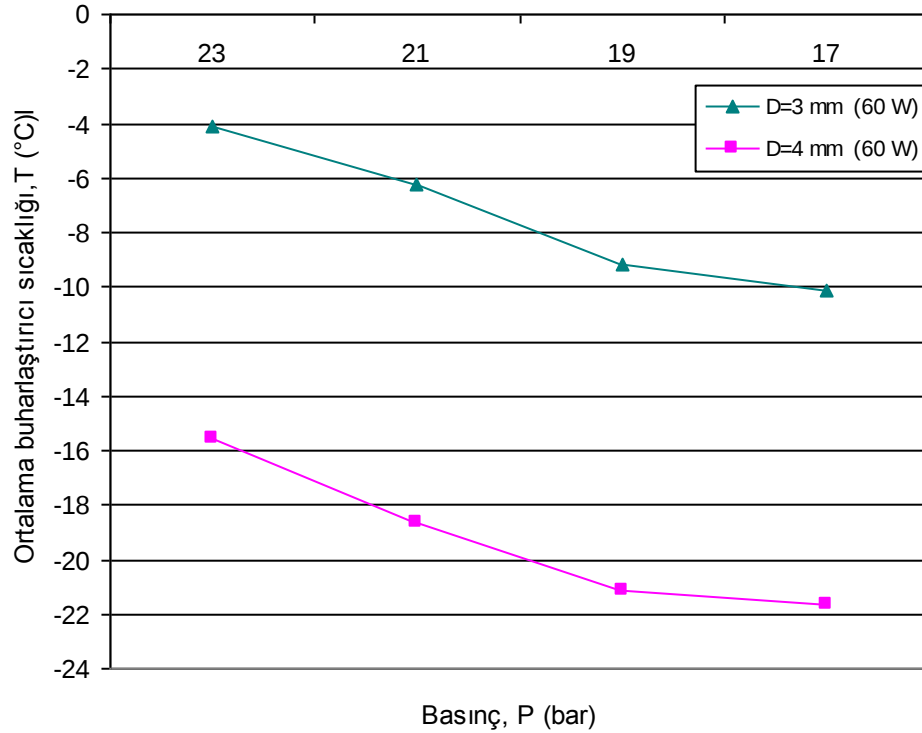


Şekil 3.12 80 Wlık ısıtıcı gücünde, değişik kütleli derişikliklerinin sistem performansına yaptığı etkilerin karşılaştırılması

Birinci kısımda elde edilen sonuçlar kullanılarak geometri değişikliğinin yapıldığı ikinci kısma geçilmiştir. Deneysel çalışmanın ikinci kısmını oluşturan deneylere birinci kısımda deneye alınan sistemin, habbecik pompası çapı 1 mm artırılarak devam edilmiştir.

İkinci kısımda ele alınan sistem ile yapılan deneylerde öncelikle güç üzerinde durulmuştur. Bu kısımdaki sistem 60 Wlık ısıtıcı gücünde performans açısından iyi sonuçlar vermiştir. Isıtıcı gücün 70 W'a çıkarılması sonucunda ise sistem performansında meydana gelen iyileşme çok düşük seviyede olmuştur. Bu durumda ikinci kısımda incelenen sistem için gerekli olan ısıtıcı gücün 60 W olduğu söylenebilir. Ve yine ısıtıcı gücün artırılmasının sistemde gereksiz enerji sarfıyatına neden olacağı söylenebilir. Şekil 3.13'de birinci kısımda ele alınan sistem ile ikinci

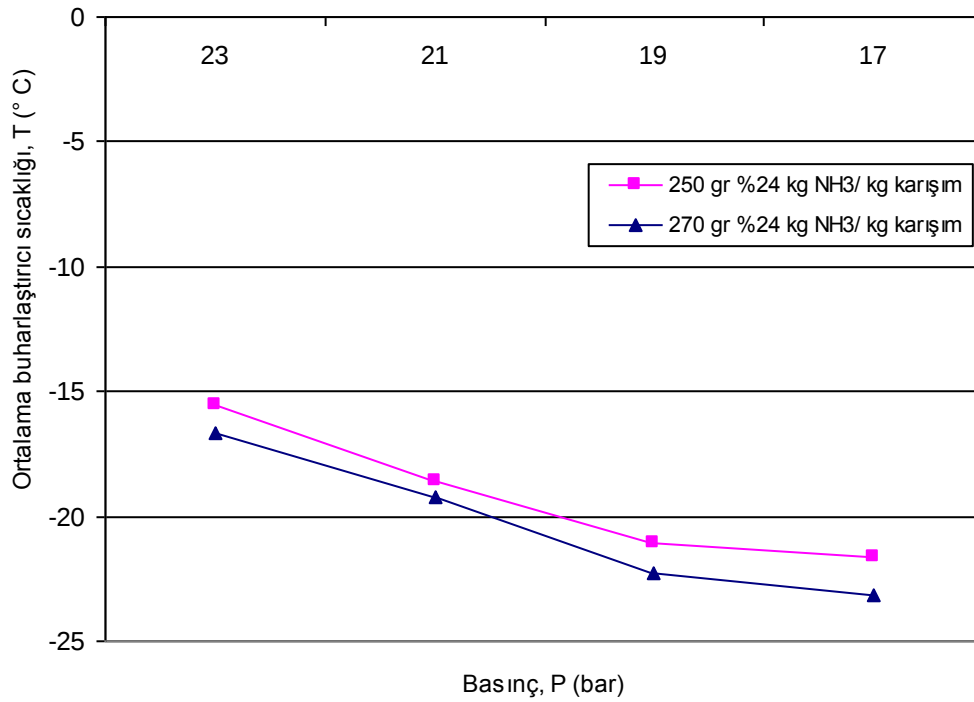
kısımda ele alınan sistemin 60 W ısıtıcı gücünde performans karşılaştırılması gösterilmektedir. Habbecik pompası çapının artırılması sistem performansının önemli bir seviyede artmasına neden olmuştur. Teorik çalışmalardan elde edilen sonuçlara bakıldığında habbecik pompası çapının 3.25 mm'den daha az olması durumunda pompa içerisinde oluşan iki fazlı akış rejiminde yüzey gerilmeleri etkili olmaktadır. Yüzey gerilmelerinin etkili olduğu durumda ise bu kuvvetin aşılmaması için sisteme daha fazla güç verilmesi gerekmektedir. Habbecik pompası çapının 4 mm'ye getirilmesi ile birlikte pompa içerisinde oluşan iki fazlı akış rejimi yüzey geriliminin etkisinden uzaklaşacağı için sistem daha düşük ısıtıcı güçlerinde çalışabilecektir. Fakat pompa çapının artırılması durumunda habbecik pompası kısmında, H uzunluğunun artması bir dezavantaj olarak ortaya çıkmaktadır.



Şekil 3.13 Birinci ve ikinci kısımda deneye alınan (habbecik pompası çapı 3 mm ve 4 mm) sistemin 60 W ısıtıcı gücünde karşılaştırılması

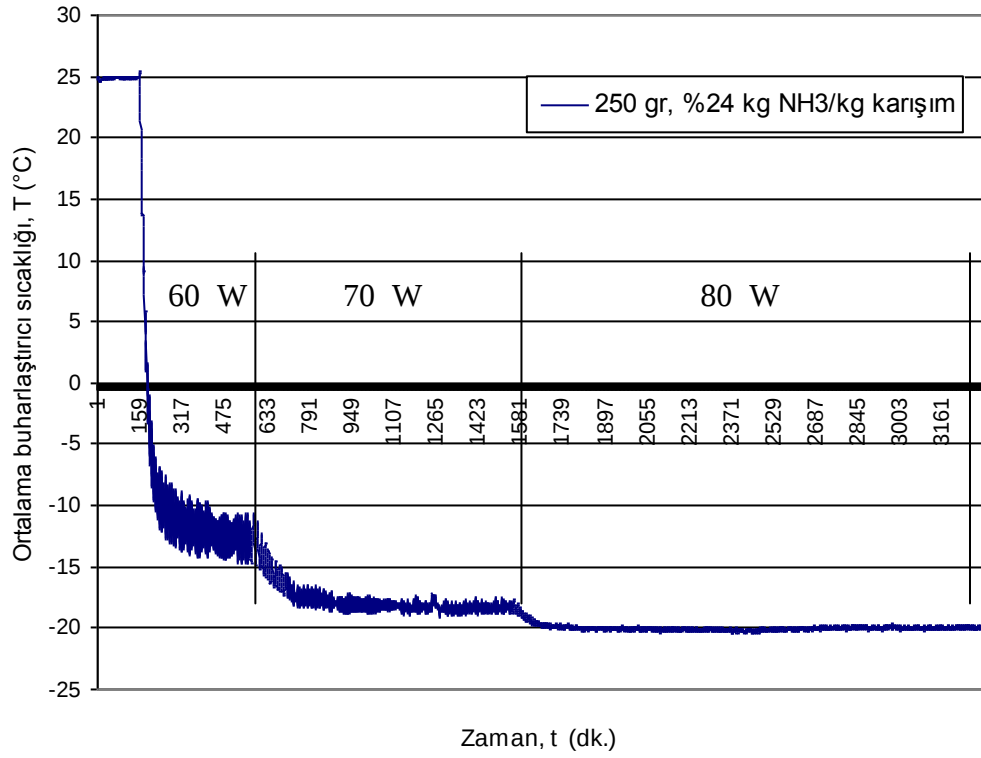
Habbecik pompası çapının artması ile birlikte H uzunluğunun değişmesi, sisteme verilen şarj miktarını da etkilemektedir. Bu durum Şekil 3.14'te gösterilmiştir. Sisteme şarj edilen 270 gr'lık karışımda sistem performansının daha iyi sonuç verdiği yapılan deneyde elde edilmiştir. 4 mm çapındaki habbecik pompasının teorik çalışmadan elde edilen H uzunluğu 9.2 c m'ye karşılık gelmektedir. Fakat deneylerde, 270 gr şarj miktarı ise 9.2 c m'lik H uzunluğunu karşılayamadığı görülmüştür. Sistem

şarjının 270 gr'dan fazla olması durumunda ise helyum gazının soğurucu tankı içerisinden buharlaştırıcı kısmına doğru dönüşü engellenmektedir. Bu problemin çözülmesi ile birlikte sistem performansı daha da iyi bir seviyeye gelecektir. Soğurucu tankının bulunduğu konumdan biraz daha yukarı doğru alınması veya habbecik pompasının aşağı doğru alınması durumunda bu problem ortadan kalkacaktır. Böyle bir imkan deneyler sırasında bulunamadığından dolayı bu şekilde olacak performans artışı deney ile görülememiştir. Fakat teorik sonuçlar göz önüne alındığında sistem performansının, Huzunluğunda yapılacak bir iyileştirme ile daha da artacağı söylenebilir.

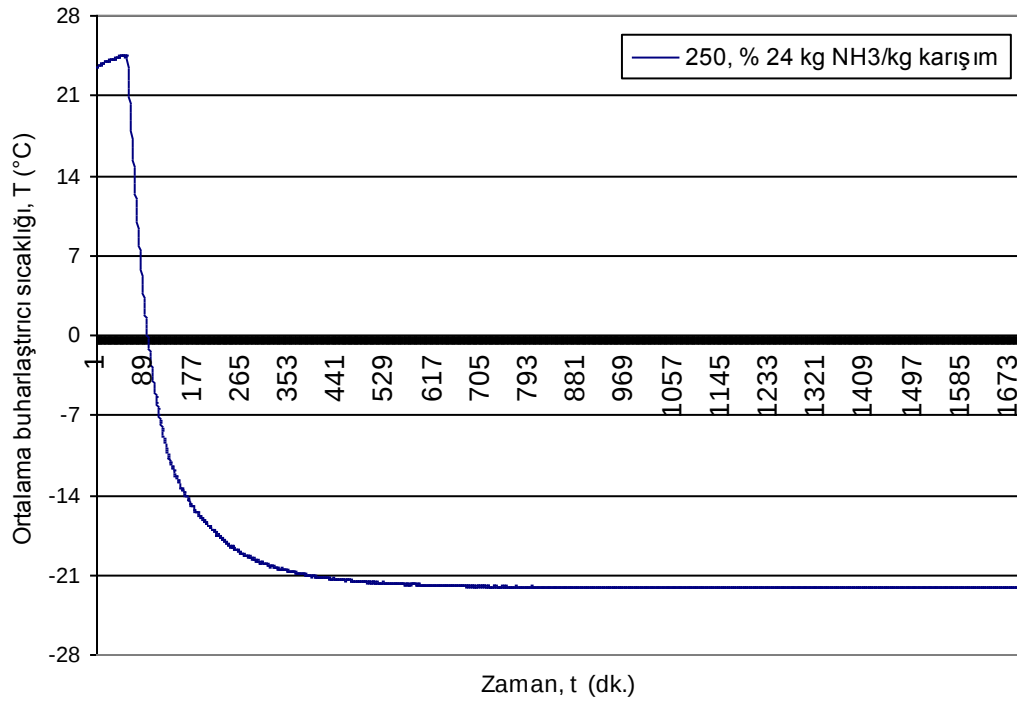


Şekil 3.14 İkinci kısımda ele alınan (habbecik pompası çapı 4 mm) sistemin 60 W ısıtıcı gücünde ve değişik şarj miktarlarında sistem performansına yaptığı etkilerin karşılaştırılması

Birinci kısımda belirtilen parametreler için yapılan deneyler sonucunda elde edilen optimum değerler kullanılarak deneysel çalışmanın birinci ve ikinci kısmında incelenen sistemlerin ortalama buharlaştırıcı sıcaklıklarının zamanla değişimi Şekil 3.15 ve 3.16'da gösterilmiştir. İkinci kısımda yapılan geometri değişikliği sonucunda sistem performansında bir artışın meydana gelmesinin yanı sıra şekillerden de anlaşılacağı üzere buharlaştırıcı sıcaklıkları düzgün dağılımı ve sürekli hale gelmiştir.



Şekil 3.15 Birinci kısımda ele alınan (habbecik pompası çapı 3 mm) sistemin ortalama buharlaştırıcı sıcaklığının zamanla değişimi



Şekil 3.16 İkinci kısımda ele alınan (habbecik pompası çapı 4 mm) sistemin ortalama buharlaştırıcı sıcaklığının zamanla değişimi

Habbecik pompası çapının 1 mm arttırılması ile yapılan geometri değişikliğinde sistemin performansı nı niyi denilebilecek düzeylere geldiği açıkça görülmektedir. H uzunluğu için yapılacak geometri değişikliğinin sistem performansı nı daha da arttıracak teorik çalışmalardan alınan sonuçlar ışığında söylenebilir. Fakat yapılan deneylerde, H uzunluğu çok fazla değiştirilemediği için performansı daha iyi seviyelere getirmek mümkün olamamıştır. Diğer taraftan, teorik çalışmada elde edilen sonuçların deneysel çalışma ile örtüştüğü açıkça görüldüğünden, H uzunluğu için yapılacak geometri değişikliğinin kesinlikle performansı arttıracak belirtilebilir.

Sonuç olarak yapılan deneylerde sistem performansı nda etkili olan parametreler ayrı ayrı incelenmiş ve bu parametrelerin performans üzerinde yaptığı etkiler nedenleri ile birlikte tartışılarak performans artırımı için gerekli olan optimum değerler elde edilmiştir. Ayrıca gerekli olan geometri değişiklikleri yapılarak sistem performansı mevcut durumdan daha iyi seviyelere getirilmiştir.

4 SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmada, absorpsiyonlu soğutma sistemi ile çalışan bir buzdolabı, sistem performansını iyileştirilmesi amacıyla deneysel ve teorik olarak incelenmiştir.

Çalışmanın teorik kısmında, öncelikle sistemi içerisindeki akışkanların oluşturduğu karışımların gerekli olan termodinamik özellikleri ayrı ayrı bulunmuş ve bu özellikler teorik çalışmanın diğer kısımlarında kullanılmıştır. Bulunan termodinamik özelliklerin yardımıyla ilk olarak deneyde kullanılan sistemin, termodinamik analizi yapılmış ve sistem üzerindeki ısı kayıpları bulunmuştur. Bir sonraki teorik analizde ise sistem performansında en etkili kısım olan habbecik pompası için bir model oluşturulmuş ve bu modelde elde edilen sonuçlar yapılan deneyler ile karşılaştırılmıştır. Teorik çalışma sonuçları, sistemin termodinamik analizi ve habbecik pompası analizi adı altında geliştirilen iki ayrı programdan elde edilmiştir. Teorik çalışmada elde edilen sonuçlar, çalışmanın sistemin termodinamik analizi (Bölüm 2.4.6) ve habbecik pompası analizi (Bölüm 2.5.2) bölümlerinde grafik ve tablolar halinde ayrıntılı bir şekilde verilmiştir. Aynı zamanda, bu bölümlerde sonuçlarla ilgili yapılan yorumlara da değinilmiştir.

Çalışmanın deneysel bölümü iki ayrı kısımda yapılmış ve teorik çalışmadan elde edilen sonuçlar ışığında deneyler sürdürülmüştür. Deneylerin birinci kısmında, sistem içindeki önemli parametreler (şarj miktarı, şarj miktarı amonyak derişikliği, basınç ve güç) üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Bu parametrelerin sistem performansındaki etkileri incelenmiş ve performansın en iyi düzeyde olması için gerekli olan optimum değerleri bulunmuştur. Deneysel çalışmanın ikinci kısmında ise sistem üzerindeki geometri değişikliklerine yer verilmiştir. Sistemdeki geometri değişiklikleri habbecik pompası geometrisi üzerinde yoğunlaşmıştır. Geometri değişikliklerinin performansa olan etkisi incelenmiş ve sonuçlar teorik çalışma ile karşılaştırılmıştır. Yapılan geometri değişikliği ile sistem performansının optimum seviyede olması göz önünde tutulmuştur. Deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlar ise bu çalışmanın deneysel çalışma sonuçları (Bölüm 3.4) kısmında yine grafik ve

tablolar halinde ayrıntılı bir şekilde verilmiştir. Elde edilen sonuçlarla ilgili yorumlar da ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır.

Buzdolabı uygulamalarında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sisteminin performansında, teorik ve deneysel çalışmalar ışığında yapılan değişiklikler sonucunda, bir iyileşmenin olduğundan bahsetmek mümkündür. Öncelikle sistemin termodinamik analizinin yapılması ile sistemde kullanılması gereken optimum güç miktarı bulunmuştur. Bu sistemlerde gereğinden fazla ısıtıcı gücün kullanılması sisteme fazla bir fayda sağlamamaktadır. Aksine fazla güç kullanılması sistem üzerindeki ısı kayıplarını arttıracığından gereksiz bir enerji sarfıyatına sebep olmaktadır. Sistem S.E.K'nın iyileştirilmesi için, daha çok sistemdeki ısı kayıplarının azaltılması gerektiği sonucuna varılmıştır. Bu sistemlerin en önemli kısmını, akışkan dolaşımının sağlanmasında kullanılan habbecik pompası oluşturmaktadır. Habbecik pompasının sistemi içindeki görevi, kaynatıcı bölgede ayrışan buhar faz ile birlikte sıvı fazı da belirli bir seviyeye kadar yükseltmektir. Habbecik pompası tarafından pompalanan sıvı fazın kütleli debisini, kaynatıcıda üretilen ve sistem içerisinde soğutucu akışkan görevinde kullanılan buhar fazın debisi ile arasında belirli bir oranın olması gerekmektedir. Bu durumun sebebi sistemdeki çevrimin sağlıklı bir şekilde sağlanabilmesidir. Bu nedenle habbecik pompası ölçülerinin belirtilen şartı sağlayabilecek durumda olması gerekmektedir. Yapılan teorik çalışmada öncelikle bu ölçülerin hangi aralıkta olması gerektiği bulunmuş, deneysel çalışmada ise sisteme verilen şarj miktarı, pompa borusu çapı ve uzunluğu parametrelerinde yapılan değişiklikler ile bu ölçüler tutturulmaya çalışılmış ve sistem performansındaki değişimi gözlemlenmiştir. Yapılan bu değişikliklerin sistem performansını dünü yönünde etkilediği açıkça görülmüştür.

Deneysel çalışmada görülen diğer bir husus ise, sistem basıncının performansta çok büyük bir etkisinin olduğudur. Sistem basıncının etkili olduğu sistem elemanları yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı bölgeleridir. Yoğunlaştırıcı kısmında soğutucu akışkan sistem basıncında yoğunlaşmaktadır. Bu durumda basıncın yüksek olması, soğutucu akışkanın yoğunlaşma (doyma) sıcaklığını da yükselteceğinden ortam ile yoğunlaştırıcı arasındaki ısı geçişini iyileştirecek ve daha iyi bir yoğunlaşma sağlanmasına sebep olacaktır. Fakat basıncın yüksek olmasının dezavantajı ise buharlaştırıcı bölgesindeki kütle geçişini kötüleştirmesidir. Bu sebepler göz önüne alındığında sistem basıncının optimum bir değerde olması gerektiği ortaya çıkmaktadır. Sistem performansı en

iyi seviyede olduğu optimum basınç değeri ise yapılan deneyler sonucunda bulunmuştur. Sistem basıncı aynı zamanda ortam sıcaklığı ile de ilişkilidir. Bu nedenle, absorpsiyonlu soğutma sistemi ile çalışan buzdolaplarının kullanıldığı yerler göz önüne alınarak yapılan deneylerde, 25 °C ortam sıcaklığının sağlandığı ısı odaları kullanılmıştır. 25 °C ortam sıcaklığında sistemin performansının iyi bir seviyede olması için gereken optimum basınç değeri 17 bar olarak bulunmuştur. Sistemin kullanıldığı ortam sıcaklığının daha yüksek olması durumunda ise basınç için bulunan optimum değer biraz daha yükselecektir.

Bu çalışmada, üretimi devam eden mevcut bir absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerinde deneysel ve teorik bir inceleme yapılmış ve sistem performansında gözle görülür bir iyileştirme sağlanmıştır. Bu çalışmanın devamında ise geometri değişikliklerini biraz daha genişletmek mümkün olabilecektir. Sistem üzerindeki ısı kayıplarının biraz daha azaltılması ve bu kayıpların tekrar sisteme kazandırılması üzerinde yapılacak bir çalışma, bu çalışmadan sonra daha da kolay olacaktır. Bu sistemlerde, özellikle saflaştırıcı bölgesinde meydana gelen ısı kaybı gereksiz ısı kaybı olarak belirtilmektedir. Bu çalışmanın literatür araştırması bölümünde ise sistemin saflaştırıcı bölgesi için yapılan bir çalışma belirtilmiştir. Yapılacak olan bir sonraki çalışmada, saflaştırıcı bölgesi için tasarlanan yeni geometri için, bu çalışmada yapılan termodinamik analiz tekrardan yapılabilir ve sistem geometrisi bu şekilde tekrar düzenlenerek performansın ölçülmesi amacıyla sistem üzerinde deneysel bir çalışma mümkün olabilir. Saflaştırıcı bölgesinde meydana gelen ısı kaybını tekrar sisteme kazandırmak amacıyla başka çalışmalarda yapmak mümkündür. Örneğin buzdolabı aydınlatması bu kısımdan atılan ısınn elektrik enerjisine dönüştürülmesi ile sağlanabilir.

Bir sonraki çalışmada incelenebilecek bir diğer kısım ise ısıtıcı bölgesidir. Isıtıcının habbecik pompası ile teması ve bu bölgeden dışarı kaybedilen ısınn tamamen pompaya verilmesi gibi konularda tekrar bir çalışma yapılabilir ve yeni bir ısıtıcı şekli tasarlanabilir.

Sistemin buharlaştırıcı bölgesinde, soğutucu akışkanın basınç dengeleyici gaz içerisinde yayılarak buharlaşmasıyla meydana gelen kütle geçişi çok önemli ve geniş bir konudur. Bu konu üzerinde daha önceki dönemlerde çalışmalar yapılmış fakat bu kadar geniş bir konu için yeterli değildir. Yapılacak bir sonraki çalışmada bu bölümde meydana gelen kütle geçişi konusu ayrıntılı bir şekilde incelenebilir.

Sistemin buharlaştırıcı bölgesi ise yapılacak çalışmadan sonra yeniden tasarlanabilir ve sistem performansında olumlu bir gelişme sağlanabilir.

Sonuç olarak buzdolabı uygulamasında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemi bu çalışmada ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir. Aynı zamanda bu çalışma, sistem üzerinde yapılacak diğer çalışmalara da bir temel oluşturacak nitelikte olup, diğer çalışmaların hızlı bir şekilde ilerlemesine yardımcı olacaktır.

KAYNAKLAR

- Beattie, D R H and Whalley, P. B,** 1982. A simple two-phase frictional pressure drop calculation method, *International Journal of Multiphase Flow*, **8**, 83-87
- Chen, J., Kim K. J. and Herold, K. E,** 1996. Performance enhancement of diffusion-absorption refrigerator, *International Journal of Refrigeration*, **19**, 208-218
- Chisholm D,** 1983. Two phase flow in pipelines and heat exchangers, McGraw Hill, NY
- Einstein, A and Szilard, L,** 1928. Improvements relating to refrigerating apparatus, (Appl. U K Patent: 1927; Priority, Germany, 1926)
- El-Sayed, Y. M and Tribus, M,** 1985. Thermodynamic properties of water-ammonia mixtures theoretical implementation for use power cycles analysis, *ASME Special Publication*, AES 1, New York (NY), 89-95
- Göğüş, Y ve Taer, E,** 1994. Isı terimleri sözlüğü, Ankara
- Hassoon, H. M and Fitt, P. W,** 1991. Mathematical modeling of a steam-injected bubble pump, *Ashrae Transactions* **97**, Part 1, 163-171
- Herold, K, Radermacher, R and Klein S. A,** 1996. Absorption chillers and heat pumps, CRC Press, NY
- Kouremenos, D. A and Stegou-Sagia, A,** 1988. Use of helium instead of hydrogen in inert gas absorption refrigeration, *International Journal of Refrigeration*, **11**, 336-341
- Kouremenos, D. A, Stegou-Sagia, A and Antonopoulos, K. A,** 1996. Three-dimensional absorption process in aqua-ammonia absorption refrigerators using helium as inert gas, *Proceedings of the ASME, Advanced Energy Systems Division*, ASME 1996, 365-374

- Kuehn, T. H., Ramsey, J. L. and Threlkeld, J. L.,** 1998. Thermal Environmental Engineering Prentice-Hall Inc., Eaglewood Cliffs, NJ
- Saravanan R. and Maiya M. P.,** 1997. Effect of component pressure drops in two-fluid pumpless continuous vapour absorption refrigerator, *Energy conversion and management*, **38**, 1823-1832
- Saravanan R. and Maiya M. P.,** 1999. Influence of thermodynamic and thermophysical properties of water-based working fluids for bubble pump operated vapour absorption refrigerator, *Energy conversion and management*, **40**, 845-860
- Shelton, V. S. and Steward W. S.,** 2002. Bubble pump design for single pressure absorption refrigeration cycles, *for inclusion in Ashrae Transactions 2002*, **108**
- Srikhirin, P. and Aphornratana, S.,** 2002. Investigation of a diffusion absorption refrigerator, *Applied Thermal Engineering*, **22**, 1181-1193
- von Hatzen, B. C. and Minters, C. G.,** 1928. Refrigerator, US Patent 1,685,764
- Wallis, G. B.,** 1969. One-dimensional two-phase flow McGraw Hill, NY
- Xu, F. and Goswami, D. Y.,** 1999. Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle applications, *Energy*, **24**, 525-536
- Ziegler, B. and Trepp, C.,** 1984. Equation of state for ammonia-water mixtures, *International Journal of Refrigeration*, **7**, 101-106

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa Erhan Arslan, 1979 yılında Sivas'ta doğdu. 1997 yılında başladığı O D T Ü Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünden 2001 yılında mezun oldu. Aynı yıl İ. T. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programında Yüksek Lisans öğrenimine başladı. Yine aynı yıl İ. T. Ü. Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi olarak göreve başladı. Halen bu görevde bulunmaktadır.