

**BACALI DOĞAL TAŞINIMLI
YOĞUŞTURUCUNUN EV TİPİ SOĞUTUCULARIN
PERFORMANSINA ETKİSİ**

**2011
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ**

Muratcan KADAYIFÇI

**BACALI DOĞAL TAŞINIMLI YOĞUŞTURUCUNUN EV TİPİ
SOĞUTUCULARIN PERFORMANSINA ETKİSİ**

Muratcan KADAYIFĐI

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Eğitimi Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

KARABÜK

Haziran 2011

Muratcan KADAYIFÇI tarafından hazırlanan "BACALI DOĞAL TAŞINIMLI YOĞUŞTURUCUNUN EV TİPİ SOĞUTUCULARIN PERFORMANSINA ETKİSİ" başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onayladım.

Yrd. Doç. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN

Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı

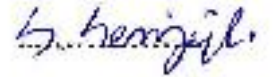


Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 23/06/2011

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Yrd. Doç. Dr. Süleyman SEMİZ (KBÜ)



Üye : Yrd. Doç. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN (KBÜ)



Üye : Yrd. Doç. Dr. Engin ÖZBAŞ (KBÜ)



KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Doç. Dr. Nizamettin KAHRAMAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Muratcan KADAYIFÇI

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

BACALI DOĞAL TAŞINIMLI YOĞUŞTURUCUNUN EV TİPİ SOĞUTUCULARIN PERFORMANSINA ETKİSİ

Muratcan KADAYIFÇI

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Yrd. Doç. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN

Haziran 2011, 96 sayfa

Küresel ısınmanın söz konusu olduğu günümüzde soğutma sistemlerine olan ihtiyaç artacaktır. Enerji kaynaklarının sınırlı olması, yenilenebilir enerji miktarının toplam enerji tüketimindeki payının az olması göz önüne alınırsa soğutma sistemlerinin performanslarının artırılmasının önemi kendiliğinden açığa çıkacaktır.

İkinci bölümde yapılan çalışma üzerine bir literatür araştırması yapılmıştır.

Üçüncü bölümde soğutma sistemlerinin genel karakteristikleri incelenmiş, bir soğutucunun elemanları tanıtılarak kısaca fonksiyonları açıklanmıştır. Bu bölümde ayrıca soğutucularda kullanılan ısı değiştiricileri incelenmiştir. Soğutucularda enerji tüketen bölümlerin tanıtıldığı üçüncü bölüm soğutma çevrimlerinin incelenmesiyle son bulmuştur.

Dördüncü bölümde deney seti olarak kullanılan soğutma ünitesinin ana elemanları ile soğutma ünitesinde kullanılan ölçü aletlerinin tanıtımı ve özellikleri verildi. Deneysel çalışmalarının nasıl yapıldığı, ölçümlerin alınması esnasında nelere dikkat edildiği yine bu bölümde yer aldı. Bu bölümün sonunda doğal taşınım ile bacalı doğal taşınımına ait tablo ve grafiklerin analizi yapıldı.

Deney seti olarak kullanılan soğutma sistemi üzerindeki doğal taşınımlı telli-boru tip yoğuşturucunun performans testi yapılarak enerji tüketimi tespit edildi. Aynı soğutma sistemi yoğuşturucu üzerine özel bir aparat yardımıyla çeşitli boylarda baca konularak yapılan performans testleri ve enerji tüketimleri ölçüldü. Yoğuşturucuya baca konularak her bir baca için ayrı performans testleri ve enerji tüketimleri ölçüldü. Yoğuşturucuya baca konularak yapılan buharlaştırıcı performans testleri bu çalışmanın en belirgin özelliğini oluşturmuştur.

Çalışma sonucunda, enerji tüketimi esas alındığında sistem yük altında çalışırken bacalı doğal taşınım doğal taşınımından % 5, yüksüz çalışırken % 10 daha az enerji tüketmiştir.

Anahtar Sözcükler : Bacalı doğal taşınım, doğal taşınım, yoğuşturucu

Bilim Kodu : 708.3.015

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

EFFECT ON THE PERFORMANCE OF HOUSEHOLD REFRIGERATORS CONDENSER NATURAL CONVECTIVE WITH CHIMNEY

Muratcan KADAYIFÇI

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Metallurgy Education

Thesis Advisor:

Assist. Prof. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN

July 2011, 96 pages

Need of refrigeration systems will be more important in today and the future, because of the global warmness. Improvement of the refrigeration systems performance is becoming more important. This is because of energy shortage and shortage of renewable energy. This forced people to use of the energy sources more important than usual.

In the second chapter a literature search was performed on the study.

In the third chapter, general characteristics of the refrigeration systems are examined. Main components of a refrigerator are introduced and their functions are briefly explained. In this chapter, general rules of heat exchangers using with refrigerators are examined. Also energy consumption devices of the refrigerators are introduced and Carnot refrigeration cycles are examined in the third chapter.

In the fourth chapter, refrigeration unit used as an experiment set's main components and measurement tools are introduced and their specialities are given. How experimental studies are done and how measurements are taken took place in this chapter. At the end of this chapter graphics and tables of natural convection and natural convection with chimney are analysed. Natural convection with chimney and natural convection's graphics and table analysis are took place in this chapter.

Wire-tube condenser on the refrigeration system chosen as an experimental set is tested and energy consumption is measured. The condenser on the same refrigeration system is equipped with a special apparatus and chimney with different length on the condenser is tested and energy consumption is taken. The greatest speciality of this work is using chimney on the condenser.

As a result of this study, according to the energy consumption , natural convection with chimney is % 10 more effective than natural convection with no load and natural convection with chimney is % 5 more effective than natural convection with load.

Key Words : Natural convection with chimney, natural convection, condenser
Science Code : 708.3.015

TEŞEKKÜR

Bu tez alışmasının planlanmasında, araştırılmasında, yrtlmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrbelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında Őekillendiren sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Erdoğan KILIÇASLAN'a sonsuz teŐekkürlerimi sunarım.

Deneysel alışmalar sırasında yardımlarını esirgemeyen, çok kıymetli hocam Sayın Engin ÖZBAŞ'a teŐekkürü bir borç bilirim.

Sevgili aileme maddi ve manevi hiçbir yardımı esirgemedен yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL	ii
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xvi
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
LİTERATÜR TARAMASI.....	3
BÖLÜM 3	22
GENEL BİLGİLER	22
3.1. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ	22
3.1.1. Carnot Soğutma Çevrimi.....	22
3.1.2. Buhar Sıkıştırırmalı İdeal Soğutma Çevrimi	23
3.2. SOĞUTUCULARIN GENEL KARAKTERİSTİKLERİ	25
3.2.1. Ev Tipi Soğutucuların Genel Karakteristikleri.....	25
3.2.1.1. Kompresörler	27
3.2.1.2. Yoğuşturucular	28
3.2.1.3. Buharlaştırıcılar.....	30
3.2.1.4. Genleşme Elemanları	31
3.2.2. Ticari Tip Soğutucuların Karakteristikleri.....	32
3.2.2.1. Kompresörler	32

	<u>Sayfa</u>
3.2.2.2. Yoğuşturucular	36
3.2.2.3. Buharlaştırıcılar	39
3.2.2.4. Genleşme Elemanları.....	44
3.3. SOĞUTUCULARDA KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ.....	47
3.4. SOĞUTUCULARDA ENERJİ TÜKETİMİ	47
3.4.1. Kompresör	48
3.4.2. Yoğuşturucu Fanı.....	48
3.4.3. Buharlaştırıcı Fanı.....	48
3.4.4. Defrost Isıtıcıları.....	49
3.4.5. Derin Dondurucu Bölmesi Kapı Isıtıcısı.....	49
3.4.6. Aydınlatma Lambası.....	49
3.4.7. Selenoit Valf.....	49
3.4.8. Defrost Saati	50
BÖLÜM 4	51
DENEYSEL ÇALIŞMALAR	51
4.1. DENEY SETİNİN ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ	51
4.1.1. Kompresörün Yapısı ve Özellikleri.....	51
4.1.2. Yoğuşturucunun Yapısı ve Özellikleri	53
4.1.3. Buharlaştırıcının Yapısı ve Özellikleri	53
4.1.4. Termostatın Yapısı ve Özellikleri	53
4.2. DENEY SETİNDE KULLANILAN ÖLÇÜ ALETLERİNİN TANITIMI....	54
4.2.1. Dijital Termometrenin Tanıtımı ve Özellikleri	54
4.2.2. Termoelemanların Tanıtımı ve Özellikleri	54
4.2.3. Adam Programının Tanıtımı ve Özellikleri	54
4.2.4. Avometrenin Tanıtımı.....	55
4.3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR VE ÖLÇÜMLERİN ALINMASI.....	55
4.4. MODEL SİSTEME AİT VERİLER	56
4.5. DENEY SETİNİN SOĞUTMA VE ISITMA TESİR KATSAYILARI	59
4.6. DENEY SETİNİN GERÇEK ÇEVİRİMLERİNİN ANALİZİ.....	67
4.7. DENEYSEL SONUÇLARIN HATA ANALİZİ.....	71
4.7.1. Deneysel Hata Tipleri ve Nedenleri	71

	<u>Sayfa</u>
4.7.2. Sıcaklık Ölçümü Hata Analizi.....	72
4.7.3. Enerji Tüketimi Ölçümü Hata Analizi.....	73
4.7.4. Zaman Ölçümü Hata Analizi	73
BÖLÜM 5	74
SONUÇLAR.....	74
5.1. SÜREKLİ REJİMDE DOĞAL TAŞINIMLI VE BACALI DOĞAL TAŞINIMLI DENEY SETLERİNİN PERFORMANS ANALİZİ.....	74
5.1.1. Deney Setinin Enerji Tüketim Analizi	74
5.1.2. Basınç Analizi	76
BÖLÜM 6	79
TARTIŞMA VE DEĞERLENDİRME.....	79
KAYNAKLAR.....	81
ÖZGEÇMİŞ.....	87
EK AÇIKLAMALAR A. DENEY SETİNDE ALINAN ÖLÇÜMLERİN SONUÇLARI.....	88

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.1. Carnot soğutma çevrimi t-s diyagramı	22
Şekil 3.2. Buhar sıkıştırırmalı ideal soğutma çevriminin t-s diyagramı.....	24
Şekil 3.3. Bir soğutucu devresi ve ana elemanları	26
Şekil 3.4. İki paletli dönel tip kompresör ve çalışması	34
Şekil 3.5. Vida tipi helisel kompresörün çalışma şekli	35
Şekil 3.6. Trochoidal kompresörler ve çalışma tipleri	36
Şekil 3.7. Evaporatif yoğuşturucu.....	39
Şekil 3.8. Çeşitli zorlanmış tip buharlaştırıcılar	40
Şekil 3.9. İç içe çift borulu buharlaştırıcı	42
Şekil 3.10. Spiral sargılı boru-dış zarf tipi sıvı soğutucu buharlaştırıcı.....	43
Şekil 3.11. İçten dengeli TEV	45
Şekil 3.12. Dıştan dengeli TEV ve sıcaklık analizi	46
Şekil 3.13. Elektrikli termostatik genleşme valfi.....	47
Şekil 4.1. Doğal taşınımlı ve bacalı doğal taşınımlı deney seti olarak kullanılan soğutma sisteminin genel görünüşü.....	52
Şekil 4.2. Model sistemin çalışma şeması.....	58
Şekil 4.3. Model sistemin yoğuşturucu ve baca şeması	59
Şekil 4.4. Yüklü deney setinin soğutma tesir katsayılarını gösteren grafik	66
Şekil 4.5. Yüksüz deney setinin soğutma tesir katsayılarını gösteren grafik	67
Şekil 4.6. Yoğuşan buhar ile çalışan sıkıştırırmalı basit soğutma devresinin gerçek çevrimi	68
Şekil 4.7. DT ve BDT deney setlerine ait gerçek çevrim diyagramı	69
Şekil 5.1. Yüksüz doğal taşınım ve bacalı doğal taşınımına ait enerji tüketimi diyagramı	75
Şekil 5.2. Yüklü doğal taşınım ve bacalı doğal taşınımına ait enerji tüketimi diyagramı	75
Şekil 5.3. Yüklü doğal taşınım ve bacalı doğal taşınımına ait yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınç diyagramı	77

Şekil 5.4. Yüksüz doğal taşınım ve bacalı doğal taşınımına ait yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı basınç diyagramı77

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1.	100 cm bacalı ve yüklü doğal taşınım için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi.....	59
Çizelge 4.2.	130 cm bacalı ve yüklü doğal taşınım için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi.....	60
Çizelge 4.3.	170 cm bacalı ve yüklü doğal taşınım için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi.....	61
Çizelge 4.4.	Doğal taşınımlı yüklü için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi.....	61
Çizelge 4.5.	100 cm bacalı ve yüksüz doğal taşınım için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi.....	62
Çizelge 4.6.	130 cm bacalı ve yüksüz doğal taşınım için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi.....	63
Çizelge 4.7.	170 cm bacalı ve yüksüz doğal taşınım için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi.....	63
Çizelge 4.8.	Doğal taşınım yüksüz için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi.....	64
Çizelge 4.9.	Yüklü deney setine ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları	65
Çizelge 4.10.	Yüksüz deney setine ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları	65
Çizelge 5.1.	Yüksüz doğal taşınım ve bacalı doğal taşınımına ait enerji tüketimi çizelgesi	74
Çizelge 5.2.	Yüklü doğal taşınım ve bacalı doğal taşınımına ait enerji tüketimi çizelgesi	75
Çizelge 5.3.	Yüklü doğal taşınım ve bacalı doğal taşınımına ait yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı basınç çizelgesi	76
Çizelge 5.4.	Yüksüz doğal taşınım ve bacalı doğal taşınımına ait yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı basınç çizelgesi	77
Çizelge EK A.1.	100 cm bacalı ve yüklü doğal taşınımlı deney seti ölçümleri	89
Çizelge EK A.2.	130 cm bacalı ve yüklü doğal taşınımlı deney seti ölçümleri	90
Çizelge EK A.3.	170 cm bacalı ve yüklü doğal taşınımlı deney seti ölçümleri	91
Çizelge EK A.4.	Bacasız ve yüklü doğal taşınımlı deney seti ölçümleri	92
Çizelge EK A.5.	100 cm bacalı ve yüksüz doğal taşınımlı deney seti ölçümleri	93
Çizelge EK A.6.	130 cm bacalı ve yüksüz doğal taşınımlı deney seti ölçümleri	94
Çizelge EK A.7.	170 cm bacalı ve yüksüz doğal taşınımlı deney seti ölçümleri	95
Çizelge EK A.8.	Bacasız ve yüksüz doğal taşınımlı deney seti ölçümleri	96

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

- A : Isıtma yüzey alanı, kesit alanı (m^2)
E : Toplam iç enerji, enerji tüketimi (Wh)
F : Kuvvet (N)
K : Toplam ısı geçiş katsayısı ($W/ m^2 K$)
L : Uzunluk (m)
P : Güç (W)
P : Basınç (N/m^2)
R : Gaz sabiti ($J/kmolK$)
 R_f : Kirlilik faktörü ($m^2 K/W$)
 R_t : Temas faktörü ($m^2 K/W$)
Q : Birim zamanda ısı geçiş miktarı (W)
S : Isı iletim biçim katsayısı
T : Sıcaklık (K veya 0C)
U : Hız (m/s)
 U_m : Ortalama hız (m/s)
 U_∞ : Sınırdan uzaktaki hız (m/s)
V : Hacim (m^3)
a1 : Dik doğrultudaki boru sıra sayısı
b : Kare şeklindeki bacanın bir kenarı (m)
c : Özgül ısı ($kJ/kg K$)
cp : Sabit basınçta özgül ısı ($kJ/kg K$)
cv : Sabit hacimde özgül ısı ($kJ/kg K$)
d : Çap (m)
dh : Hidrolik (eşdeğer) çap (m)
f : Sürtünme katsayısı
g : Yer çekimi ivmesi (m/s^2)

- h : Entalpi, ısı taşınım katsayısı (kj/kg veya W/ m²K)
- k : Isı iletim katsayısı (W/m K)
- l : Uzunluk (m)
- m : Kütle (kg)
- m : Birim zamanda kütle (kg/s)
- n : Yoğuşturucuya dik doğrultudaki boru sıra sayısı
- r : Yarıçap (m)
- t : Zaman (s)
- u : Özgül iç enerji (kj/kg)
- v : Ortalama akış hızı, özgül hacim (m/s, m³/kg)
- x, y, z : Kartezyen koordinatlar
- α : Yüzeysel ısı geçiş katsayısı (m² /s)
- β : Soğutma tesir katsayısı
- β' : Isıtma tesir katsa
- ρ : Yoğunluk (kg/m³)
- a : Atmosfer
- buh : Buhar
- d : Dış
- düz : Düz boru
- e : Eşdeğer
- f : Film şartları, doymuş sıvı
- g : Doymuş buhar
- ivm : İvmelenme
- kom : Kompresör
- yer : Yerel
- yoğ : Yoğuşma
- () : Denklem numarası
- [] : Referans numarası

KISALTMALAR

ACRC	: AIR Condititoning and Refrigeration Center
ACJ	: Automatic Cold Junction
AEV	: Automatic Expansion Valfe
ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BDT	: Bacalı Doğal Taşınım
DT	: Doğal Taşınım
EDEV	: Elektrikli Termostatik Ekspansiyon Valfi
TEV	: Termostatik Ekspansiyon Valfi
ZT	: Zorlanmış Taşınım
STK	: Soğutma Tesir Katsayısı
ITK	: Isıtma Tesir Katsayısı

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1. GİRİŞ

Soğutma ile ilgili uygulamalar endüstrinin hemen her alanında görülmektedir. Esas olarak bir soğutma sistemi düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktakine ısı geçişi sağlamaktadır.

Endüstrideki soğutma sistemleri çok çeşitli amaçlar için çok farklı boyutlarda ve işletme şartları göz önüne alınarak dizayn edilirler. Bu dizayn sonunda sistemin verimli çalışmasının yanında minimum enerji tüketmesi de göz önüne alınmalıdır.

Günümüzde enerji kaynaklarının gittikçe azalması, yenilenebilir enerji miktarının toplam enerji tüketimindeki payının çok az olması insanları mevcut enerji kaynaklarını daha dikkatli kullanmaya zorlamaktadır.

1.2. AMAÇ

Soğutma sistemleri günümüzde gittikçe önem kazanmaktadır. Refah seviyesinin yükselmesiyle birlikte tüketim maddelerinde aranan kaliteyi de beraberinde getirmektedir. Özellikle gıda maddelerinin ilk üretildiğindeki tazeliğini ve özelliklerini koruyabilmesi ancak uygun sıcaklık ve nem ortamı oluşturularak saklanabilmesiyle sağlanabilir.

Ozon tabakasının, özellikle kuzey kutbuna yakın bölgelerde zayıflaması ve yer yer delinmesi ile yer küremizin önümüzdeki yıllarda daha da fazla ısınacağı herkesçe bilinen bir gerçek haline gelmiştir. Daha fazla sıcaklığın yol açacağı sorunları günümüz bilim adamları tahmin etmeye çalışmakta ve gerekli tedbirleri almak üzere kolektif bir çalışmanın çarelerini aramaktadırlar.

Küresel ısınmanın tesirlerinden biri de hiç şüphesiz soğutma alanında olacaktır. Soğutmaya olan ihtiyaç gerek endüstride kullanılan soğutuculara gerek ev tipi soğutuculara ve gerekse klimalara olan ihtiyacı bir adım daha öne çıkaracaktır.

Özellikle ev tipi soğutucularda enerji tüketimini azaltmak amacıyla sisteme bir baca konarak enerji tasarrufu sağlanmasının araştırması yapılmıştır.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR TARAMASI

Soğutma sistemlerinin performanslarının iyileştirilmesi ve enerji tüketiminin azaltılması için teorik ve deneysel çok değişik çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmaların bir kısmı ev tipi ve ticari tip soğutucular, bir kısmı da ısı pompaları üzerine yapılmıştır. Yapılan literatür taramasında bu ayrım dikkate alınmamıştır. Yapılan performans testleri genellikle buhar sıkıştırımlı sistemler üzerine yapılmıştır. Aşağıda verilen çalışmaların verilişi mümkün mertebe tarihsel sıraya göre verilmeye çalışılmıştır. Dolayısıyla yapılan çalışmaların sunumunda konu bütünlüğüne dikkat edilmemiştir.

Daniels ve Davies tarafından 1971 yılında yapılan bir çalışmada, buhar sıkıştırımlı bir soğutma sistemi değişik oranlarda şarj edilerek performansı test edilmiştir. Gaz şarjı tam olduğu zaman sistem performansı ile eksik şarj altındaki sistemin performansı karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak gaz şarjının artması ve çok eksik olması durumlarında sistemin performansının düştüğü gözlenmiştir [1].

Cornell Üniversitesinden Torrance, 1988 yılında yaptığı bir çalışmada elektronik aygıtlarda meydana gelen ısıyı bir bacadan faydalanarak doğal taşınım ile transfer etmenin deneylerini yapmış ve bilgisayar programı hazırlamıştır [2].

Holtzapple tarafından 1989 yılında yapılan bir çalışmada buhar sıkıştırımlı soğutma ve klima sistemlerinin enerji tüketimini azaltmak amacıyla yapılan çalışmada sistem sırasıyla amonyak ve R-12 ile şarj edilmiş, kabaca performanslarının aynı olduğu gözlenmiştir. Sistem amonyakla çalıştırıldığında yüksek basınç ısı değiştiricisinin daha küçük boyutta olabileceği tespit edilmiş, bunun yanında amonyağın çok büyük bir aşırı ısıya sahip olduğu malzeme ve yağlama problemlerine yol açtığı görülmüştür. Bu problem sıvı amonyağın tekrar dolaştırılmasıyla çözülmüştür. Tek

kademeli buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerin-de sıvı dolaşımının iki metotla yapılabileceği belirtilmiştir. Bu metotlardan birisi, yoğuşturucudaki sıvı kompresörün çıkışına yönlendirilmiş ve aşırı ısıyı sıvının buharlaşmasıyla aldığı görülmüştür. Bu şartlar altında yapılan deneylerde yüksek basınç ısı değiştirici ölçüleri % 10-20 azalmış veya enerji etkinliği % 1-5 yükselmiştir. İkinci metotta yoğuşturucudaki sıvı doğrudan kompresörün emişine yönlendirilmiş, sıkıştırma esnasında gazın soğuduğu ve enerji etkinliğinin % 10-15 arttığı görülmüştür [3].

Holtzapple tarafından 1989 yılında yapılan diğer bir çalışmada amonyakla şarj edilmiş buhar sıkıştırımlı soğutma ve klima sistemlerinin yoğuşturucusundaki sıvı amonyağın kompresöre yönlendirildiğinde kompresörün enerji tüketimi azaldığı gözlemlenmiştir. Enerji kazanım metotlarından biri olan yoğuşturucudaki sıvının kısılması olduğu ve bu iki metodun birlikte uygulanması durumunda enerji etkinliğinin daha fazla arttığı gözlemlenmiştir [4].

1991 yılında Sami ve Duang tarafından yapılan bir çalışmada ısı pompalarında R-12 yerine R-134a kullanılarak dinamik performans testi yapılmış ve bu performans analizi için bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Su-su ve su-hava tipi ısı pompalarında R-134a kullanılarak yapılan deneylerdeki dinamik davranışlar belirlenmiş ve R-12'ninki ile karşılaştırılmıştır [5].

1991 yılında Rite ve Crawford tarafından yapılan çalışmada UA değeri üzerine buzun etkisi ve bir ev tipi soğutucu-dondurucu buharlaştırıcısının kanatlarında biriken buzun neden olduğu hava tarafı basınç düşümü ve performansa etkisi araştırılmıştır. Havanın sabit bir debide aktığı, on saatin üstündeki bir test periyodunda UA değerinin, buzun birikmesiyle kararlı bir şekilde arttığı görülmüştür. UA değerinin yükselmesiyle birlikte hava tarafı basınç düşüş miktarının da yükseldiği görülmüştür. UA değerinin yükselmesinin arkasındaki sebebin belirlenmesi için buharlaştırıcının bir bölümü termoelemanlarla donatılmış, hava tarafı ısı transfer katsayısı yükseldiğinde bu yükseliş devam etmiş ve buzlanma yüzeyinin kalınlaşmasının gereği olarak buharlaştırıcının yüzey alanı da büyümüştür. Soğutucunun enerji tüketiminin arttığı görülmüştür [6].

1991 yılında Wisconsin Üniversitesinde Klein tarafından yapılan çalışmada tersinmezliğin olmadığı ideal termodinamik bir devredeki Carnot tesir katsayısı gerçek devreler için dizayn amacı olarak kabul edilmiştir. Her nasılsa Carnot tesir katsayısı ısı transfer mekanizmasını dikkate almaz. Sonlu orandaki bir ısı transferi, bir tersinmezlik işlemi için gereklidir ve bir soğutma devresinde müsaade edilmez. Dizi işlemlerin dikkate alınmaması Carnot tesir katsayısının faydasını azaltacaktır. Termodinamik ve ısı transferinin, her ikisinin de limitleri soğutma devrelerinin tesir katsayıları için daha gerçekçi dizayn hedefleri belirlemede dikkate alınabilir. Isı transferinin limitasyonları alçak ve yüksek sıcaklıklı ısı değiştiriciler arasındaki ısı değiştiricisinin optimum dağılımı için bir dizayna kılavuzluk edeceğini göstermiştir [7].

1991 yılında Soga Üniversitesinde, Miyara, Kyushu Üniversitesinden Koyama ve Fujii tarafından yapılan bir çalışmada, karışımında azeotrop bulunmayan soğutucu akışkan (R-12 ve R114 karışımı) karışımlarının kullanıldığı buhar sıkıştırımlı ısı pompaları için simülasyon analizi geliştirilmiştir. Buharlaştırma ve yoğunlaşma için ısı transfer katsayıları, verilen ampirik korelasyonlarla hesaplanmış; geliştirilen metot ve düzeltmeler deneysel datalarla karşılaştırılmıştır. Sistemin tesir katsayısı yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcı ısı transfer alanları yeterince büyük tutulduğunda saf soğutucu akışkanlarınkinden daha yüksek çıktığı gözlenmiştir [8].

1991 yılında Farzad Carrier firmasının Amerika'daki birimlerinde, 1994 yılında Farzad ve Texas Üniversitesinden Oneal'in yaptıkları ortak çalışmalarda klima buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcısı içindeki soğutucu akışkan basınç düşümü ve ısı transferi için bir değişkene ihtiyaç gösteren bir model geliştirilmiştir. Sistem değişkenleri olarak güç, kapasite, akışkan akışı, aşırı soğuma ve aşırı ısınma olarak belirlenmiştir. Model sistem sonuçları kılcal borulu genleşmeli 10.6 kW kapasiteli bir klima sistemiyle karşılaştırılmış, sonuçlar model sistemin daha iyi olduğunu göstermiştir [9,10].

Stephen ve Evans tarafından 1992 yılında Bristol Üniversitesinde yapılan bir çalışmada ev tipi soğutucuların sıcaklık performansı yapılmış, soğutucu boş iken sıcaklık dağılım dataları incelenmiş, bu datalar soğutucu dolu iken sıcaklık dağılım

dataları ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca kapı açılıp kapanmalarının sıcaklık dağılımı ve soğutucu performansına etkileri incelenmiştir [11].

Auckland Üniversitesinde Bansal, Dutto ve Hivet tarafından 1992 yılında yapılan bir çalışmada çift vidalı kompresörlü R-134a soğutucu akışkan ile şarj edilmiş bir ısı pompasının performans karakteristikleri incelenmiştir. R-134a'nın performansı kompresör performans parametrelerinin terimleri içinde çalışılmış ve halen kullanılmakta olan ısı pompalarının soğutucu akışkanının R-134a ile değiştirilebilme imkanları alçak ve orta sıcaklıklar için araştırılmıştır. R-134a ile ester yağ karışımı ve yağ-soğutucu akışkan karışımının viskozitesi üzerine aşırı ısınmanın etkileri çeşitli çıkış basınçları için incelenmiştir [12].

Bodio, Chorowski ve Wilczek tarafından Wroclaw Teknik Üniversitesinde 1992 yılında yapılan bir çalışmada ev tipi soğutucuların propan-bütan karışımı gibi bazı hidrokarbonlar CFC soğutucu akışkanlara alternatif olarak araştırılmıştır. Termodinamik analizler, propan-bütan karışımının R-12 soğutucu akışkanınkine benzer karakteristikler ortaya koyduğu görülmüştür. Propan-bütan karışımı ile şarj edilen ev tipi soğutucuların performansları incelenmiş, yapılan testler sonucunda propan-bütan karışımının R-12 yerine kullanılabileceği tespit edilmiştir [13].

Maryland Üniversitesinde Radermacher, Amrane ve Rane'in 1992 yılında yaptığı ortak çalışmada solüsyon devreli iki kademeli buhar sıkıştırımlı ısı pompasının (VCHSC) dört versiyonunun performansları karşılaştırılmıştır. VCHSC sadece bir kompresöre ihtiyaç duyan bir kaskat sistemidir. Sistem bir sızma hattı olan değiştirilmiş versiyonu ve bir kızgın buhar soğutucusuyla donatılmıştır. Dört devre aynı toplam UA değeri için absorber sıcaklığı 105 °C disabsorber sıcaklığı -2.5 °C olan bütün ısı değiştiricilerle karşılaştırılmıştır. Simülasyon sonuçları sızma hattı ve kızgın buhar soğutucusu olan bir devre ile karşılaştırılınca tesir katsayısında % 40-50'lik bir artış, soğutma kapasitesinde de % 30-40'lık bir iyileşmenin olduğunu göstermiştir. Doğrultmaçlı ve sızma hattı olan her iki devreye de bir kızgın buhar soğutucusu eklenince hem tesir katsayısı hem de soğutma kapasitesi % 20 artmıştır [14].

Chalmer Üniversitesinde Högberg, Vamling ve Berntsson tarafından 1992 yılında yapılan bir çalışmada çalışılan soğutucu akışkanların devre performanslarının karşılaştırılması için üç metot kullanılmıştır. Çalışılan soğutucu akışkan karışımı olarak R-22 ile R-114 ve R-22 ile R-142b çiftleri seçilmiştir. Metotlar ısı değiştirici işlemlerinin hesaplanmasında farklılık göstermiştir. Bu üç metot sırasıyla eşit minimum yaklaşım sıcaklıkları, eşit anlamlı sıcaklık farkları ve eşit ısı transfer alanlarıdır. Tesir katsayısındaki kompozisyon değişiklikleri bütün metotlar için açıklanmıştır. Sıvılar arası çalışmalarda güçlü sıkıştırmalar yapıldığı zaman taşınım özellikleri hesaba katılmıştır. Sıvılar arası önemli özellikleri belirlemek için eşit ısı transfer alanları metodu kullanılmıştır. Eşit anlamlı sıcaklık farkları metoduyla, tesir katsayısı saf akışkanlar için neyse karışımlar için de aynı hassasiyette tahmin edilebileceği ve farklı sıvıların tesir katsayılarının kabaca tahminleri için kullanılabilceği görülmüştür. Eşit minimum yaklaşım sıcaklıkları metodu azeotrop olmayan karışımlar için kullanılabilceği tespit edilmiştir [15].

Leeds Üniversitesinde Bensafi, ve Haselden tarafından 1993 yılında yapılan bir çalışmada şu sonuçlara ulaşılmıştır. Isı pompalarında veya klimalarda bir soğutucu akışkan karışımı kullanılarak güç tasarrufu sağlanabilir. Bu yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdaki sıcaklığın kaymasıyla, havanın ısıtılması ve soğutulmasıyla sıcaklık aralıklarının birbirine yaklaştırılmasıyla sağlanır. Bunun gerçekleşmesi iyi bir karışım seçilmesine yoğuşturucu ve buharlaştırıcı dizaynına ve akış kontrol sistemine bağlıdır. Bütün bu problemlerin çözümü R-22 ile R-142b karışımının bir laboratuvar cihazında test edilmesiyle sağlanmıştır. Sonuçlar, geleneksel bir R-22 ile çalışan sistemle karşılaştırıldığında en büyük güç tasarrufunun % 25 olduğu görülmüştür. Deneysel çalışmalar bir bilgisayar modeliyle birleştirilmiş ve çevreci olarak bilinen gazlarla performansları test edilmiştir. Tahminler bir dizi karışım için raporlaştırılmış ve ilk mal oluş fiyatları aynı kalmak şartıyla % 25 tasarrufun nasıl gerçekleştirileceği gösterilmiştir [16].

1993 yılında Jiaotong Üniversitesinde, Wu, Xie, ve Li tarafından yapılan araştırmalarda CFC yerine kullanılacak soğutucu akışkanların soğutma sistemlerinin orijinal yapısına dokunulmadan kullanıldığında enerji etkinlik oranının düşeceği belirtilmiştir. Enerji etkinlik oranındaki bu düşüşün teorik analizi yapılmış ve enerji

etkinlik oranının yükselmesi için bazı tavsiyeler sunulmuştur. Sonuçlar orijinal çalışma sıvısı olan R-12 yerine kullanılan azeotropik olmayan R-22 ile R-152a karışımıyla çalışan bir ev tipi soğutucunun geliştirilmesinde kullanılmıştır. Sonuçlar bu karışımla çalışan soğutucuların R-12 ile çalışan soğutucularla karşılaştırıldığında enerji etkinlik oranının % 6.5 arttığını göstermiştir [17].

Superior Enstitüsünden Afgan, Nükleer Bilimler Enstitüsünden Radanovic, Rusya Soğutma Enstitüsünden Tikhonov'un 1994 yılında yaptığı ortak çalışmada küçük soğutucuların performans analizi için bir simülasyon programı geliştirilmiştir. SRMS adı verilen sistem hem su soğutmalı hem de hava soğutmalı yoğuşturucuların ve küçük soğutucularda çok sık rastlanan arızaların teşhisinde kullanılabileceği öngörülmüştür. Uygun olarak geliştirildiğinde diğer kompleks tip soğutma sistemlerine de uygulanabileceği belirtilmiştir. Sistem aynı zamanda eğitim ve deneysel amaçla da kullanılabilmektedir. SRMS soğutma endüstrisindeki sistem elemanlarının daha etkin ve iyi performansta nasıl çalıştırılacağına gösterilmesini amaçlamıştır. Bilgiye dayalı kuralların sınırladığı kapasite, oluşturulan bilgisayar donanımı küçük soğutma sistemlerinin performanslarının teşhisinde kullanılabileceği belirtilmiştir [18].

Maryland Üniversitesinde Won, Jung, ve Radermacher tarafından 1994 yılında yapılan bir çalışmada büyük bir ev tipi soğutucu-dondurucu ünite tamamen farklı iki buhar sıkıştırımlı sisteme dönüştürülmüş olup, meydana gele çift döngülü sistem üzerinde bazı testler ve araştırmalar yapılmıştır. Sistemin kompresörü, yoğuşturucusu ve buharlaştırıcısı üzerinde bazı değişiklikler yapılmış; yapılan testlerde enerji tüketiminin % 4.3 azaldığı görülmüştür. Çift döngülü sistemlerde pistonlu kompresörler yerine paletli kompresör kullanılarak yapılan deneylerde enerji tasarrufunun % 20'ye kadar yükseldiği görülmüştür. Bu sistemin tek dezavantajı olarak ek donanıma ihtiyaç göstermesidir [19].

Richardson ve Butterworth tarafından 1994 yılında Southampton Üniversitesinde yapılan çalışmada, bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde propan-izobütan karışımı denenmiş sonuçta R-12 yerine bu karışım kullanıldığında aynı çalışma şartlarında daha iyi bir çalışma katsayısına ulaşıldığı görülmüştür [20].

Hong Kong Politeknik Üniversitesinden Leung ve Cranfield Üniversitesinden Probert'in 1995 yılında yaptığı bir çalışmada, eşkenar üçgen kesitli bir kanal, elektrikli bir ısıtıcı ile düzensiz bir şekilde ısıtılmış, iç yüzeydeki sürekli zorlanmış taşınımın belirlenmesi için deneysel bir çalışma yapılmıştır. Böyle bir üçgen kanal içindeki hava akışının ısı taşınımının süreklilik değerini belirlemek için boyutsuz korelasyonun kullanılabileceği görülmüştür [21].

İ.T.Ü'den Göktun'un 1995 yılında kaskat bir soğutucunun performansı üzerine ısıl direncin ve iç tersinmezliğin araştırıldığı bir çalışmada tersinmez kaskat soğutucunun tesir katsayısını bulmak için bir denklem geliştirilmiştir [22].

Mc Govern ve Harte'nin 1995 yılında Dublin Üniversitesinde yaptıkları çalışmada kompresör performans analizi için bir ekserji metodu geliştirilmiştir. Yapılan çalışmada kompresörün shaft gücünün kullanılmasındaki hatalar ölçülmüş ve belirlenmiştir. Bu bilgilerin yeni kompresör dizaynlarında kullanılabileceği ileri sürülmüştür. Bu metodun herhangi bir pozitif tip pistonlu kompresöre uygulanabileceği belirtilmiştir. Kompresör için detaylı bir simülasyon programı geliştirilmiş olup R-12 ile kullanılan açık tip pistonlu bir kompresörün analizi örnek olarak verilmiştir. Sonuçlar mevcut mekanizmaya göre ekserji sınırlarının anlık oranlarının grafiklerini ve shaft gücü kayıplarının ortalama aralıklarının grafiklerini içermektedir [23].

1996 yılında İ.T.Ü'de Göktun'un yaptığı çalışmada, üç ısı kaynaklı tersinmez bir soğutucunun (IRWTHS) optimal performansının incelendiği bu çalışmada sonlu-oranlı ısı transferinin birleşik etkileri ve optimal performans üzerindeki iç dağılımı araştırılmıştır [24].

Krack firmasından Zhou ve Maryland Üniversitesinden Radermacher 1996 yılında yaptıkları çalışmada, ısı değiştiricisi olarak amonyak-su karışımı kullanılan bir buhar sıkıştırımlı soğutma devresi geliştirilmiştir. Isı pompası sistem performansını ölçmek için bir sistem dizayn edilmiştir. Isı değiştiricisi sıcaklığı 60-80 °C arasında bırakıldığında deney setinin tesir katsayısı 1.2-1.8 arasında gerçekleşmiştir. Soğutma kapasiteleri 7-12 kW arasındayken amonyak konsantrasyonu yükseltilmiş buna bağlı

olarak soğutma kapasitesinde de yükselme görülmüştür. Giriş basıncı 2 çıkış basıncı 6 bar iken yoğuşturucu sıcaklığı 79 °C, tesir katsayısı 1.44 ve soğutma kapasitesi 10.25 kW olarak gerçekleşmiştir. Deneysel sonuçlar tek kademeli ve iki kademeli devrelerinki ile karşılaştırılmıştır. Tek kademeli sistemin en yüksek sıcaklıktaki (119-120 °C) tesir katsayısı (0.69-1.04) arasında gerçekleşmiştir. Tek kademeli sistemin en yüksek tesir katsayısındaki (2.2-3.5) sıcaklık 40 °C olarak kaydedilmiştir. Aynı zamanda bir çözelti, absorber çıkış disabsorber girişi arasında devre performansını iyileştirmek için dolaştırılmıştır. Deneysel sonuçlar tesir katsayısındaki %1-2 arasındaki iyileşmeye karşılık sıcaklık 0-6 °C arasında yükselmiştir [25].

Maryland Üniversitesinde Judge ve Radermacher tarafından 1997 yılında, karışım soğutucu akışkanlarla saf soğutucu akışkanlar devre kararlılığının incelendiği bir çalışmada ısı değiştiricisi için bir simülasyon programı geliştirilmiştir. Simülasyon programının amacı dinlenme mekanlarındaki klima cihazlarının yoğuşturucu ve buharlaştırıcılarının parametrelerini incelemektedir. Soğutucu akışkan diferansiyel momenti, süreklilik, alan ve enerji denklemleri yoğuşturucu ve buharlaştırıcılar için çözüldü ve kararlılık sonuçları deneysel olarak türetilmiştir. Yoğuşma ve buharlaşma için on farklı ısı transfer korelasyonu en iyi deneysel datalar olarak belirlenmiştir. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı olarak kullanılan dört çapraz akışlı ısı değiştiricilerinin kapasiteleri tespit edilmiştir. Simülasyonla belirlenen kapasitelerin deneysel sonuçlarla \pm % 8 örtüştüğü görülmüştür. Ayrıca simülasyon programıyla paralel ve ters akışlı ısı değiştiricilerin ve azeotropik karışımların denendiği sistemin ölçme etkileri incelenmiştir. Tipik bir ısı pompasında çapraz akışlı ısı değiştiricisi kullanılarak yapılan deneylerde devre performansı %4.4 artarken paralel akışlı ısı değiştiricisi kullanılarak yapılan deneylerde devre performansının % 8.3 düştüğü görülmüştür [26].

Genoa Üniversitesinde Rebora ve Tagliafico tarafından 1997 yılında yapılan bir çalışmada, soğutucuların dış kabuğuna yoğuşturucu yerleştirilerek yapılan ısı performans ile sıradan soğutucuların ısı performansları karşılaştırılmıştır. Ayrıca bunların buharlaştırıcılarının ve yoğuşturucularının konfigürasyonları geliştirilmiştir. Dış kabuğuna yoğuşturucu yerleştirilen soğutucuların dış çerçevesindeki ısı transfer

oranı için bir para metrik sonlu eleman modeli geliştirilmiştir. Özellikle ev tipi cihazlardan göğüs tipi dondurucular dikkate alınmıştır. Aparatların bağıl ısı transfer değerlerini ölçmek için (hem performans hem de kapasite) bir termodinamik yaklaşım metodu geliştirilmiştir. Performansı etkileyen dizayn parametrelerinin hassas analizleri, metal tabakaları kalınlığı, izolasyon köpüğünün kalınlığı, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı borularının çapları ve tabakalar ile borular arasındaki ısıl temas direnci referans alınarak geliştirilmiştir. Sonuçlar metal plakalardaki iki boyutlu ısı geçişinin büyük önemini, serpantinlerin global verimi ile soğutucu plakalar arasındaki ısıl temas direnci ve plaka kalınlığının önemini göstermiştir [27].

Illinois Üniversitesinde 1997 yılında Clausing ve Lum, 1997 yılında Petroski ve Clausing tarafından testere biçimi bir yoğuşturucu dizaynı üzerinde yapılan çalışmada soğutucu akışkanın geçişleri düzenlenerek yoğuşturucu alanında % 5'lik bir tasarruf sağlanmıştır [28,29].

Brunel Üniversitesinde Tassou ve Qureshi tarafından 1997 yılında yapılan çalışmada, çeşitli hızlardaki kapasite kontrol uygulamaları için pozitif sıkıştırmalı pistonlu kompresörlerin performanslarının araştırıldığı açık tip pistonlu, yarı-kapalı pistonlu ve açık tip paletli kompresörler test edilmiştir. Her üç kompresör sabit ve çıkış basıncı değişken çalışma şartları altında teste tabi tutulmuştur. Sonuçlar her üç kompresörün de nominal hızda maksimum verim için dizayn edildiğini göstermiştir. Yalnızca açık tip kompresör sabit çıkış basıncında ve düşük hızlarda tesir katsayısında bir iyileşme sergilemiştir. Kontrollü değişken çıkış basınçlarında her üç kompresörde düşük hızlarda tesir katsayıları bir yükselme göstermiştir. Enerji analiz sonuçları deneysel sonuçlar üzerine bina edilmiştir. Normal hava şartları altında yapılan deneylerde her üç kompresörün çeşitli hızlardaki enerji tüketimi, normal hızlardaki enerji tüketimi ile karşılaştırılınca tasarruf sağladığı görülmüştür. Analizler açık tip pistonlu kompresörlerin normal hava şartlarında çalışmasıyla % 12 sıcak hava şartlarında çalışmasıyla % 24 tasarruf sağladığını göstermiştir [30].

Cranfield Üniversitesinden Nikoladis ve Probert tarafından 1998 yılında yapılan bir çalışmada, R-22 kullanarak şok ara soğutmada kullanılan iki kademeli birleşik soğutma sisteminin davranışları ekserji metodu kullanılarak tespit edilmiştir.

Yoğuşturucunun doygunluk sıcaklığı 298-308 K buharlaştırıcının doygunluk sıcaklığı ise 238 ile 228 arasında değişmektedir. Sistemin tersinmezlik oranları üzerindeki buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki sıcaklık değişimlerinin etkileri belirlenmiştir. Hem yoğuşturucu ile çevresindeki sıcaklık farkının büyüklüğü en yüksek tersinmezlik oranı olarak gerçekleşmiştir. Yoğuşturucu tersinmezlik oranındaki çok az bir azalma bütün setin tersinmezlik oranını 2.40, buharlaştırıcının tersinmezlik oranındaki çok az bir azalma bütün setin tersinmezlik oranını 2.87 defa daha azalmasına neden olmuştur. Çünkü yoğunlaştırıcı ve buharlaştırıcıdaki sıcaklıkların değişimleri sistemin toplam tersinmezliğini önemli ölçüde etkilediği tespit edilmiştir [31].

Fisher ve Torrance'nin 1998 yılında yaptığı çalışmada bir pin-fin soğutucu ve bir bacadan oluşan bir sistem için analitik bir çözüm sunulmuştur. Çalışmanın sonuçları tüm sistemin boyutunun sınırlandırıldığı bir probleme uygulanmıştır. Verilen ısı dağılımı ve toplam sistem boyutu için en uygun pin-fin çapı ve ısı emici yüzey değeri gözlemlenmiştir. Bu değerler bacalı ve bacasız sistemler için ortaya çıkarılmıştır. Bir pin-fin soğutucudan ortaya çıkan minimum termal direncin invizit akışına bağlı idealize modelinkinden yaklaşık 2 kat daha fazla olduğunu göstermek için optimizasyon kullanılmıştır [32].

Hong Kong Üniversitesinde Chow ve Lin tarafından 1998 yılında yapılan bir çalışmada şu sonuçlara ulaşılmıştır. Çok katlı apartmanlardaki split tip klima cihazlarının yoğuşma ünitesi genellikle kapı girişlerine konmaktadır. Yoğuşma ünitesini terk eden ısı enerjisi apartman boyunca yükselerek devam ederken kuş tüylerini de beraber sürükler. Kuş tüyleri yukarı katlara doğru hareket ederken hem sıcaklığın etkisi hem de tüylerin yoğuşturucu kanatçıklarını tıkaması sonucu yoğuşturucu kapasitesi düşer ve hatta yüksek sıcaklıktan dolayı klimanın çalışmasını durdurabilir. Dizayn sırasında klima teknikerlerinin grup halinde çalışan yoğuşturucuların performanslarını analiz etmesi oldukça zordur. Yoğuşturucu sargılarındaki sıcaklıkları tahmin etmek için bir hava akış simülasyon-hesaplama sistemi geliştirilmiştir [33].

Xiamen Üniversitesinde Chen tarafından 1998 yılında yapılan çalışmada iki kademeli kombine soğutma sisteminin genel modelini kapsayan bir devre kurulmuş, soğutma sisteminin performansını içeren soğutucu akışkanın iç dağılımı ve ısı kaynakları arasındaki ısı kaçağı sonlu elemanlı ısı transferi gibi bir çok tersinmezliklerin etki analizi için kullanılmıştır. Optimizasyon için tesir katsayısı bir objektif fonksiyonu olarak alınarak maksimum tesir katsayısı hesaplanmıştır. İzotermal işlemdeki soğutucu akışkanın sıcaklıkları, ısı transfer alanlarının optimal dağılımı, soğutma sistemine giren güç gibi denklemler performans parametrelerini belirlemiştir [34].

Kanada'da 1999 yılında Michaud tarafından yapılan çalışmada mekanik enerjinin üretimi ile meydana gelen ısı atmosferde yukarı doğru taşınım yoluyla yükseldiği tespit edilmiştir. Mekanik enerjinin kontrolü ve konsantrasyon işlemi ile güneş baca fenomeni karşılaştırıldığında aynı termodinamik temeli paylaşırlar. Tornado benzeri vorteks etkisinin kontrolü ve oluşumu, mekanik enerjinin tutulduğu yerdeki konsantrasyonu için bir işlem gerçekleştirilmiştir. Güneş bacasının fiziksel borusu bir vorteks ve atmosfer sınır katlarının bir güneş kollektörü olarak rol oynadığı görülmüştür [35].

Dhahran Üniversitesinde 1999 yılında Khan ve Zubair tarafından yapılan bir çalışmada, buhar sıkıştırılabilmeli soğutma sistemlerinin karakteristik eğrileri, sistemin kapasitesi ve tesir katsayılarıyla ters orantılı olarak tanımlanmıştır. Basit buhar sıkıştırılabilmeli sistemlerin gerçek datalarının kullanıldığı sistem performans eğrileri elde edilmiştir. Eğriler lineer bulunmuş $1/\beta$ ve $1/q$ arasındaki bu lineer ilişki sistemin çeşitli kayıplarının ışığı altında açıklanmıştır. Bu kayıpların tersinmezliğinden hareketle sırasıyla ısı değiştiricilerin, izantropik olmayan sıkıştırmanın, sistemdeki genişleme valfinin ve kompresördeki genişlemenin sonlu elemanlı metotla ısı transferi tahlil edildi. Gerçek bir buhar sıkıştırılabilmeli sistem gibi çalışan bir sonlu-zaman termodinamik model geliştirilmiştir. Bu model su giriş sıcaklığı sabit tutularak buharlaştırıcı kapasitesinin soğutucu akışkanın debisi değiştirilerek ayarlandığı çeşitli hızlarda çalışan bir soğutma sistemi performansını tespit etmek için kullanılmıştır. Ayrıca bu model toplam bir ısı değiştirici alanı vermesi için buharlaştırıcı ile yoğunlaştırıcı arasındaki ısı değiştiricisinin optimum dağılım aralığının tespitinde

kullanılmıştır. Bunun yanında aşırı ısınma ve aşırı soğumanın sistem performansına etkisi de araştırılmıştır [36].

Arçelik Eskişehir buzdolabı fabrikasında Dengeç ve İleri 1999 yılında, basit soğutucuların termoeconomik optimizasyonunun formüle edildiği bir çalışmadan bu formüller özel bir deneyle uygulanmıştır. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı alanları ile kompresör verimliliği sistem bölümlerinin bağımsız dizayn değişkenleri olarak seçilmiştir. Enerji analizleri toplam ve bölgesel tersinmezliği bulmak için uygulanmıştır. Enerji kayıpları için ayrılan birleşik değerler, para ve geri kazanım birleştirilmiş ve bölümlerin optimum termoeconomik eşitlikleri açığa çıkarılmıştır. Sonuçta özel soğutma yükleri ve çalışma sıcaklıklarının belirlendiği bir ev tipi soğutucunun optimum soğutma sisteminin termoeconomisini belirlemek için denklemler geliştirilmiştir [37].

Illinois Üniversitesinde Barnes, 2000 yılında yaptığı çalışmada, hava ve soğutucu akışkan ısı transferi için korelasyonlar ve basınç düşümleri çeşitli boru-tel yoğuşturucu konfigürasyonlarının dizayn optimizasyonları için birleştirilmiş her konfigürasyon için enerji tüketim minimizasyonları 2001 enerji standartlarını karşılayacak şekilde dizayn edilmiştir. Son dizaynlar sıradan dizaynlara göre daha yüksek atak açılara sahiptir. % 50-70 daha düşük akış oranlarında daha yüksek ısı transfer katsayılarına erişilebilmektedir. Genel dizaynlarla karşılaştırılınca benzer kompresör güçlerinde ısı değiştiricilerindeki sistemlere bu dizayn önerilmiştir. Düşük akış oranlarında, düşük kanal yüksekliklerinde yüzey akışı düşmüş, buna bağlı olarak da gürültü azalmış soğutucunun soğutma hacmi büyümüştür. Fan motor etkisi ikiye katlandığında optimum hava akış oranı % 18 yükselirken enerji tüketimi de % 2 azalmıştır [38].

İ.T.Ü'den Kodal, Yıldız Teknik Üniversitesinden Şahin ve Öktem'in 2000 yılında yaptıkları çalışmada iki kademeli endoreversible birleşik ısı pompası devre modeli için yeni optimizasyon kriterlerine dayanan bir termoeconomik performans analizi geliştirilmiştir. Optimal performans ve dizayn parametrelerinin objektif fonksiyonu belirlenmiştir. Soğutucu akışkanın optimal sıcaklıkları, optimum tesir katsayısı, optimum özel ısıtma yükü ve ısı değiştirici alanlarının optimum dağılımının teknik

terimleri ve ekonomik parametreleri belirlenmiştir. Global ve optimal performans üzerine ekonomik parametrelerin etkileri tartışılmıştır [39].

Trasher, Fisher ve Torrance'nin 2000 yılında yaptıkları çalışmada bacaların altına yerleştirilen pin-fin soğutuculardan oluşan termal sistemler için deney sonuçlarını sunmuşlardır. Sistem düzeyinde ısı transferi ve gözeneklilik optimizasyon sonuçları önceki termal tahminlerle karşılaştırılmıştır. Teori ve deney arasında genellikle hem eğilim olarak hem de büyüklük olarak iyi bir uyum görülmüştür. Çoğu durum için en uygun gözeneklilik değeri %91 dir. Çalışmada ayrıca baca çıkışlarındaki hız ölçümleri ve soğuk girişinin etkileri sunulmuş ve tartışılmıştır [40].

Nonyang Teknik Üniversitesinde Wong, Liang ve Nathan tarafından 2000 yılında yapılan çalışmada hava soğutmalı yoğuşturucuların birçok modeli, yoğuşturucu performansını araştırmak için denenmiş, oluşturulan modelde soğutucu akışkan ve havanın özellikleri ile beraber tersinmezliğin farklı kaynaklarıyla beraber altı ekserji sınırı, sargı boyunca sayısız kontrol volümleri hesaplanmıştır. Bir kontrol verimi için ana denklemler bir sargı için bütün kontrol volümlerini bağlayan bir bilgisayar simülasyon programıyla beraber sunulmuştur. Bu modeli kullanarak ısı transferindeki sargı karakteristikleri, sıvı akışı ve ekserji sınırları soğutma devreleri araştırmaları üzerine önemli bir analiz gerçekleştirilmiştir. Çalışmalar soğutucu tarafının termal direnci hava tarafının termal direnci ile karşılaştırılabileceğini ve sargı performansının soğutucu akışkanın akış boyunca kütle akışını değiştirerek yükseltebileceğini göstermiştir. Sıradan bir sargı ile karşılaştırıldığında, kompleks bir soğutucu devresinde soğutucu akışkan çok iyi bir şekilde dağıtılıp toplanabilirse sargıların ısı transfer alanında % 5 lik bir azalma olmuştur [41].

Seoul National Üniversitesinde Chang, Kim, ve Ro tarafından 2000 yılında yapılan ortak çalışmada, hidrokarbon soğutucu akışkan kullanılan bir ısı pompasının performansı deneysel olarak incelenmiştir. Saf hidrokarbon soğutucular (propan, izobütan, bütan ve propilen) propan ile izobütan ve propan ve bütan karışımları bir ısı pompası sisteminde soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. Isı pompası kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı genişleme valfi ile birlikte vakum ve şarj üniteleri, ikincil transfer sıvı sirkülasyon ünitesi ve çeşitli ölçme ünitelerinden

meydana gelmiştir. Her soğutucu akışkanın performansı ikincil ısı transfer sıvısının çeşitli sıcaklık seviyelerinde ve çeşitli kompresör hızlarında karşılaştırılmıştır. Performans katsayısı ve hidrokarbon soğutucu akışkanların soğutma-ısıtma kapasiteleri verilmiştir. Deneysel sonuçlar bazı hidrokarbon soğutucu akışkanların R-22 ile karşılaştırılabileceğini göstermiştir. Seçilen soğutucu akışkanların buharlaşma ve yoğuşma ısı transfer katsayıları, ısı değiştiricilerin alt kısımlarından çok hassas ölçümlerle belirlenmiş ve R-22 soğutucu akışkanınki ile karşılaştırılmıştır. Hidrokarbon soğutucu akışkan karışımının faz değiştirmesiyle birlikte ısı transferinin azaldığı görülmüştür. Saf ve karma hidrokarbon soğutucu akışkanlar için tahmini ısı transfer katsayılarının ampirik düzeltilmesi geliştirilmiş ve sonuçların deneysel datalarla uygunluğu görülmüştür. Bazı hidrokarbon akışkanların R-12 den daha iyi bir performans karakteristiği gösterdiği gözlemlenmiştir [42].

Lee ve Yoo tarafından Seoul National Üniversitesinde 2000 yılında yapılan çalışmada, laminat tipi buharlaştırıcı, pistonlu kompresör, paralel akışlı yoğuşturucu bir risivir-kurutucu ve bir dıştan dengelemeli termostatik genişleme valfinden meydana gelen bir otomobil klimasının ayrı bölümlerinin performans analizi değişik çalışma şartları altında yapılmıştır. Laminat tip buharlaştırıcı performans analizi için bir bilgisayar programı tam ısı transfer katsayısı ve deneysel olarak bulunan basınç düşümü üzerine geliştirilmiştir. Bir bilgisayar programı da paralel akışlı tip soğutucu performans analizi ısı transfer katsayısı için bir ampirik eşitliğin kullanılmasıyla geliştirilmiştir. Son olarak entegre otomobil klima sisteminin performansı üzerine yoğuşturucu ölçülerinin ve soğutucu akışkan şarjının etkileri tartışılmıştır [43].

Çek Cumhuriyeti Soğutma Enstitüsünde Ryska, Kral ve Ota tarafından 2000 yılında yapılan bir çalışmada, transport soğutma sistemlerinde ve klima ünitelerinde yeni bir gelişmenin sunulduğu bir metotta değişik motor hızlarının ve sürüş stillerinin hesaba alınarak otobüs ve kamyonlarda tam soğutma performansı incelenmiştir. Bu metodun kullanılması iki soğutma ünitesinin geliştirilmesinde gösterilmiştir [44].

Inha Üniversitesinde Jung, Lee, Park ve Kang tarafından 2000 yılında yapılan çalışmada, çok kademeli yoğuşma ünitesi bulunan ısı pompaları için bilgisayar simülasyon programı geliştirilmiş ve aynı şartlar altında R-11, R-123 ve R-141b

soğutucu akışkanları için sistemin performansı incelenmiştir. Sonuçlar split olmayan üç kademeli yoğuşma üniteleri bulunan ısı pompasına göre % 25-42 daha yüksek olduğunu göstermiştir. Tesir katsayısındaki bu yükselme kullanılan soğutucu akışkanlar arasında da gözlenmiştir. Tesir katsayısındaki bu iyileşme çoğunlukla yoğuşturucudaki su ile soğutucu akışkan arasındaki ortalama sıcaklık farkının düşmesinin gereğidir ki termodinamik tersinmezliğin düşmesini netice vermiştir [45].

Wisconsin Üniversitesinde Klein, Reindl ve Brownell tarafından 2000 yılında çalışmada elde edilen sonuçlar şöyledir. Birçok soğutma uygulamasında yoğuşturucudan çıkan sıcak sıvı soğutucu akışkan ile buharlaştırıcıdan çıkan soğuk gaz akışkan arasında enerji değişiminin olduğu bilinmektedir. Bu sıvı emiş veya emiş hattı ısı değiştiricileri bazı durumlarda bunu sağlayamazlar önceki araştırmalar emiş hattı ısı değiştiricilerinin performansını iyileştirdiğini keşfetmelerine rağmen bu çalışma önceki çalışmalardan üç yönden farklılık arz eder. Birincisi, emiş hattı ısı değiştiricilerinin performans etkilerini iyileştiren yeni bir boyutsuz düzeltme grubu belirlenmiştir. İkinci olarak yeni soğutucu akışkanları da içine alan önceki çalışmaları da kapsar. Üçüncüsü analizler sistem performansı üzerinde emiş hattı ısı değiştiricilerindeki basınç düşmelerinin etkilerini içine alır. Sonuç olarak sistemde R-507a, R-134a, R-12, R-32, ve R-717 soğutucu akışkanları kullanıldığından sistem performansı oldukça etkilenmiştir [46].

Kore Üniversitesinde Choi, Y.Kim ve J.Kim tarafından 2001 yılında yapılan çalışmada, bir inverter ısı pompasından soğutucu akışkanın daha hassas kontrolü için uygun geometride ekonomik bir bay-pas geçişi oluşturulmuştur. Bay-pas geçişinin akış karakteristiklerinin çalışma şartlarının geçiş geometrisinin bir fonksiyonu olarak geliştirilmiştir. Bay-pas geçişinin deneysel sonuçları kılcal borunun sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bay-pas geçişi bir frekansın bir fonksiyonu olarak en iyi bir akış trendi göstermiştir. Frekans dikkate alındığında bay-pas geçişinin akış düzeni diğer bay-pas geçişleri ve kılcallar arasında en iyileri olduğu görülmüştür. Bay-pas geçişli bir inverter ısı pompasının performansı ve sonra kılcal borununki değişen frekanslarda bir fizyometrik kalorimetre ile ölçülmüş sonuç olarak bay-pas geçişli bir inverter ısı pompasının performansı kılcal borununkinden daha iyi olduğu

görülmüştür. Düşük çalışma frekanslarında ise kılcal boru ile bay-pas geçişi arasında kayda değer bir fark tespit edilememiştir [47].

Shizupka Üniversitesinde Dutta, Yanagisawa ve Fukuta tarafından 2001 yılında yapılan çalışmada, bir scroll komproserün performansı sıvı soğutucu akışkan püskürterek incelenmiş püskürtmenin pratik etkileri ve temelleri deneysel ve teorik olarak analiz edilmiştir. Teorik analizden bir sıvı-buhar karışımının sıkıştırma modeli ısı transferinin silindir cidarından emişi, sıkışması ve püskürtülmesi hesaba katılarak geliştirilmiştir. Yapılan deneylerden birinde yağ sıcaklığı sabit tutularak kompresör performansı üzerinde sıvı soğutucu akışkan püskürtülmesinin etkileri incelenmiş ve sonuçlar teorik olanlarla karşılaştırılmıştır. Ana prensip olarak püskürtme işlemi kompresörün gücüne bağlı olarak değişmekte, buna bağlı olarak ta ısı transferi etkilenmektedir. Yağ sıcaklığını kontrol etmeksizin pratik çalışma şartları altındaki kompresöre soğutucu akışkan püskürtmenin performansa etkileri incelenmiştir. Bu şartlar altında kompresörün toparlandığı ve performansın iyileştiği yağ ve silindir sıcaklıklarının düştüğü görülmüştür. Bunun yanında soğutucu akışkan püskürtmenin yağ viskozitesine etkisi ve soğutucu akışkanın yağda çözünürlüğü tartışılmıştır [48].

Wisconsin Üniversitesinde Manska, Reindl ve Klein tarafından 2001 yılında, endüstride halen kullanılan, iki farklı sıcaklıkta çalışan çok büyük endüstriyel soğutma sistemlerinin optimizasyonlarını kapsayan bir araştırma yapılmıştır. Bu sistem tek vidalı ve pistonlu kompresörlerin kombinasyonu, bir evaporatif yoğuşturucu sıvı taşımalı direk genişlemeli buharlaştırıcı kombinasyonundan meydana gelmiştir. Bu sisteme matematik bir model geliştirilmiştir. Bu model sistemden alınan deneysel datalar kullanılarak geliştirilmiştir. Bunun sonucu olarak model sistem optimum sistem performansını elde etmede kılavuzluk yapabilecek alternatif sistem dizaynında ve çalışma stratejilerinde bir araç olarak hizmet vermiştir. Metotlar, analizler ve bu çalışmadaki sonuçlar evaporatif yoğuşturucu ölçülerini ve çıkış basıncını kontrol etmeye odaklanmıştır. Sistemin enerji sarfiyatını azaltan çıkış basıncı, dış hava yağ termometre sıcaklığını lineer bir fonksiyonu olarak bulunmuştur. Bu projede soğutma sistemlerinin yıllık sonuçları için simülasyon dataları tavsiye edilen dizayn ve kontrol değişikliklerin sonucunda yıllık enerji tüketiminde % 11'lik bir azalma olduğunu göstermiştir [49].

Florida Üniversitesinde Goswami, Ek, Leung, Jotshi, Sherif ve Colacino tarafından 2001 yılında yapılan çalışmada şu sonuçlara ulaşılmıştır. Bir klima sistemi belirlenen miktardaki soğutucu akışkanla tam doluyorsa optimal şartlarda çalışır. Yapılan tamirler veya soğutucu akışkan kaçakları sonucu soğutucu akışkanın azalmasıyla düşük bir performans ve çok yüksek bir çalışma maliyeti ortaya çıkar. 3 ton-frigo'luk bir soğutma yüküne ait eksik R-22 soğutucu akışkanla yüklü bir klima sisteminin performansını ve çalışma etkilerini ortaya koyan bir deneysel araştırma yapılmıştır. Deneysel sonuçları, bir sistemin % 90'nın altında şarj edilmesi halinde soğutma kapasitesinde % 3.5 bir azalma karşılığında tesir katsayısında % 2'lik bir yükselme görülmüştür. Gaz şarjı %80'nin altına düştüğünde sistem performansında ciddi bir azalmayla karşılaşmıştır. Soğutma sargılarının dış yüzeyinde bir buz tabakası olduğu bununda ısı transferini azalttığı tespit edilmiştir. % 85'in altındaki bir soğutucu akışkan şarjıyla çalışan bu sistemde yapılan analizler çalışma esnasındaki enerji tasarrufu 3-4 ay içinde amorti ettiğini göstermiştir [50].

Umm Al-Quara Üniversitesinde Salah El-Din tarafından 2001 yılında yapılan çalışmada elde edilen sonuçlar şöyledir. Tam tersinmez ısı pompaları ve soğutucuların performans analizi termodinamiğin ikinci kanunu ışığında gerçekleştirilmiştir. Isı pompası iki değişebilen ısı kaynağı arasında aralıksız çalıştırılmıştır. Sonuçlar ısı makinesinin sıcak ve soğuk tarafındaki ısı değiştiricilerinin ölçüleri arasındaki optimal dengenin iç enerji oranından etkilendiğini göstermiştir. Aynı zamanda ısı pompasıyla taşınan ısı ve soğutucu tarafından alınan ısı iç enerjileri belirgin bir şekilde değiştirdiği gözlenmiştir [51].

Yıldız Teknik Üniversitesinden Şahin ve Koyun İ.T.Ü'den Kodal 2001 yılında yaptıkları ortak çalışmada sonlu sıcaklık farklı tersinmez ısı geçişi ile iki kademeli tersinmez kombine soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanların iç dağılımı ve dış ısı kaynakları arasındaki ısı kaçağının ısı ekonomisi performans analizi yapılmıştır. Her ünitenin toplam değerinin soğutma yükü optimizasyonu için bir objektif fonksiyon olarak alınmıştır. Maksimum objektif fonksiyonu ve karşılıklı optimal performanslar ile dizayn parametreleri analitik olarak beraber verilmiştir. Büyük tersinmezlik etkileri ve genel ekonomik parametreler ve optimal performans tespit

edilmiştir. Gerçek iki kademeli soğutma sistemlerinin ekonomik dizayn şartlarını belirlemede önemli rol oynayacak bazı yeni sonuçlar elde edilmiştir [52].

Kore Üniversitesinde Park, Kim, ve Min tarafından 2001 yılında yapılan bir çalışmada, hızı ayarlanabilen bir kompresör ve genişleme elemanı olarak lineer elektronik valfin kullanıldığı multi tip inverter bir klima için bir analiz yapılmıştır. Sistem performansı, kompresörü farklı frekanslarda çalıştırılarak, odalar arasına konan bir buharlaştırıcıya farklı soğutma yükleri koyarak analiz edilmiştir. Elektronik genişleme valfinin optimum açıklığı soğutma yükü için kompresör çalışma frekansı belirlenerek hesaplanmıştır. Sistemin optimum bir tesir katsayısına ulaşabilmesi için elektronik valfin daha fazla açılması, soğutma yükünün aralıklı artmasıyla birlikte kompresörün çalışma frekansı da yükselmiştir. Sistemin toplam soğutma yükü sabitken her oda arasındaki multi tip klimanın soğutma yükleri farklı farklıydı. Soğutma yükleri aralıklı olarak arttırıldığında kompresörün çalışma frekansı da yükselmiş buna bağlı olarak da kompresörün enerji tüketimi de artmıştır. Odalar arası sıcaklık farkının artmasıyla sistem performansında azalma görülmüştür [53].

Stuttgart Üniversitesinden Cizungu, Groll ve Mani tarafından 2001 yılında yapılan bir çalışmada, R-123, R-134a, R-152a ve R-717 soğutucu akışkanlar kullanılarak buhar jet soğutma sistemlerinin performans analizleri yapılmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki farklı kaynama noktaları için sistem verimliliği temel olarak püskürtme geometrisi ve sıkıştırma oranına bağlıdır [54].

Hong Kong Üniversitesinde Chow, Lin ve Wong tarafından 2001 yılında yapılan çalışma şöyledir. Çok katlı otellerde split klima uygulaması gittikçe yaygın hale gelmektedir. Yoğuşturucu üniteleri geçmişte bina girişlerine konulurdu. Bu da ısının yayılmasını engellediğinden yoğuşturucu performansını bozmakta olduğu görülmüştür. Bu durum özellikle yüksek katlarda oluşmaktadır. Bu problemin çözümü için önerilen yol, yoğuşturucu ünitelerini ayrı bir odaya veya aydınlatma boşluğuna yerleştirmektir. Bu durumda aydınlatma boşluğunun baca etkisinden faydalanarak yoğuşturucu performansı da artırmaktır [55].

Nanyang Teknik Üniversitesinde Liang ve Wong tarafından 2001 yılında yapılan bir çalışmada, adyabat kılcal borudaki iki fazlı akışkanın nümerik modellenmesi yapılmış iki fazlı sürükleyici akımın genişleme bölümündeki kılcal boruya tesirini inceleyerek soğutma sistemlerinin basınç dağılımının, kuruluk fonksiyonunun ve faz akımlarının analizi yapılmıştır [56].

Jiaotong Üniversitesinde Dai, Wong, Zhang ve Yu tarafından 2001 yılında yapılan bir çalışmada, kuru nem alıcı bölmesi bulunan evaporatif soğutma ve buhar sıkıştırımlı klima cihazından oluşmuş bir karma klima sistemi kurulmuştur. Deneysel bulgular soğutma işlemini ve yeni karma sisteminin tesir katsayısını kayda değer seviyede yükseltebileceği buhar sıkıştırımlı soğutma sistemiyle karşılaştırıldığında görülmüştür [57].

Yapılan bu tezdeki çalışma sonucunda ise; bacalı doğal taşınımın doğal taşınımına göre enerji tüketiminin az olduğu görülmüştür.

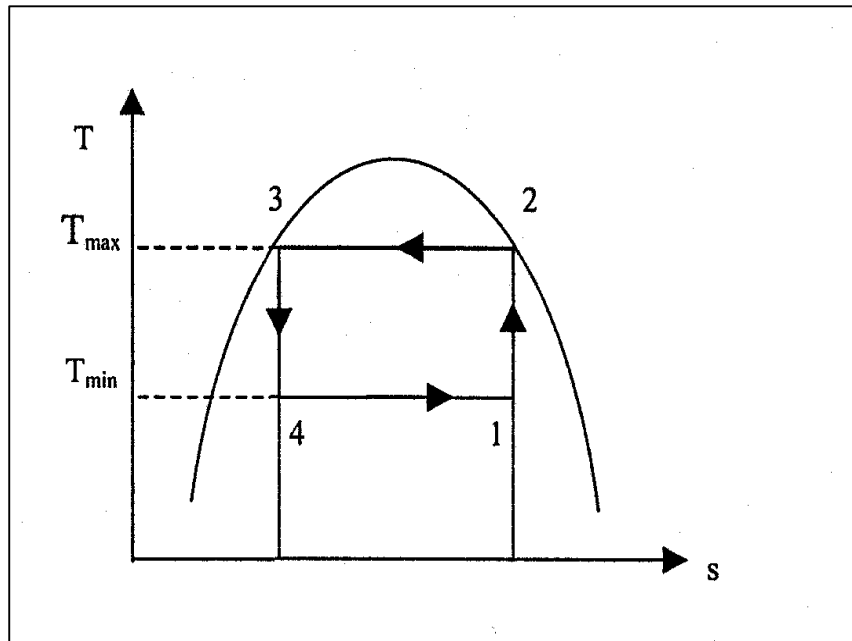
BÖLÜM 3

GENEL BİLGİLER

3.1. SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

3.1.1. Carnot Soğutma Çevrimi

Ters Carnot çevrimi, belirli sıcaklıklardaki iki ısıl enerji deposu arasında çalışan en etkin soğutma çevrimidir. Şekil 2.1 doymuş buharla çalışan Carnot soğutma çevriminin T-s diyagramını göstermektedir. Şekil 2.1 de görüldüğü gibi Carnot çevrimi iki izantropik ve iki sabit sıcaklık işleminden meydana gelmektedir. 1 noktasından kompresöre giren ıslak buhar 2 noktasına kadar izantropik olarak sıkıştırıldıktan sonra, yoğuşturucuda soğutma suyu veya havasına sabit sıcaklıkta ısı vererek yoğuşmakta ve 3 noktasında doymuş sıvı elde edilmektedir [58].



Şekil 3.1. Carnot Soğutma Çevrimi T-s diyagramı

3 noktasından itibaren izantropik olarak genişleyerek iş yapan akışkan 4 noktasından 1 noktasına kadar buharlaştırıcıda sabit sıcaklıkta buharlaşarak çevreden ısı atmakta ve böylece çevrim tamamlanmaktadır [58].

İzantropik sıkıştırma işi;

$$W_C = h_2 - h_1 \quad (3.1)$$

Verilen ısı:

$$q_{23} = h_2 - h_3 \quad (3.2)$$

olur. Benzer şekilde genişleme elemanındaki izantropik genişleme işi;

$$W_T = h_3 - h_4 \quad (3.3)$$

ve buharlaştırıcı ile soğutulacak ortamdan alınan ısı da;

$$q_{14} = h_1 - h_4 \quad (3.4)$$

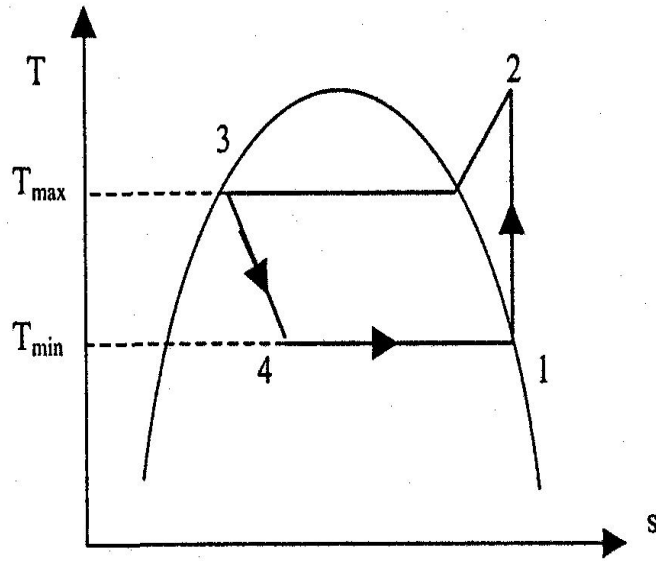
eşitlikleriyle hesaplanabilir. Sıkıştırma ve genişleme işlerindeki akışkanın iki fazlı olması nedeniyle Carnot soğutma veya ısıtma çevrimini uygulamada gerçekleştirmek mümkün değildir [58,59].

3.1.2. Buhar Sıkıştırırmalı İdeal Soğutma Çevrimi

Carnot soğutma çevrimindeki güçlükler 4-1 durum değişiminin buharın sıkıştırılmadan önce tümüyle buharlaştığı bir kısımla işlemiyle değiştirilerek aşılmaktadır. Carnot soğutma çevrimi, genişletme makinesi yerine basınç düşürücü bir genişleme valfi kullanıldığında ideal soğutma çevrimine dönüşür. Genleşme valfi soğutucu akışkanı kontrol etmekte; valfe giren yüksek basınçlı sıvı soğutucu, iğne valften geçerek düşük basınç tarafına akarken bir kısımda hızla buharlaşmaktadır [58,60].

İdeal soğutma sisteminin T-s diyagramı şekil 3.2 de görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi 1 noktasından 2 noktasına kadar kompresörde izantropik olarak sıkıştırılan akışkan, 2 noktasından 3 noktasına kadar yoğuşturucuda yoğuşurken

çevreye ısı verir ve 3-4 noktaları arasında sabit entalpide bir genişleme valfinden geçirildikten sonra, 4 noktasından 1 noktasına kadar sabit sıcaklıkta buharlaştırıcıdan geçerken ısı alır ve böylece çevrim tamamlanmış olur. İdeal soğutma çevriminde ısının çevrime daha yüksek sıcaklıklarda verebilmesi ve genişleme sonucunda buharın içerdiği nem oranlarının azaltılabilmesi için buharın kızdırılması gerekmektedir [58,59].



Şekil 3.2. Buhar sıkıştırımlı ideal soğutma çevriminin T-S diyagramı

İzantropik sıkıştırma işi:

$$W_C = h_2 - h_1$$

Yoğuşturucuda sistemden atılan ısı;

$$q_h = q_{23} = h_2 - h_3$$

ve buharlaştırıcıda soğutulacak ortamdan alınan ısı da;

$$q_L = q_{14} = h_1 - h_4$$

eşitlikleriyle hesaplanabilir. Genleşme valfindeki kısılma süresince entalpi sabit kaldığından; $h_3 = h_4$ ve bu durumda net iş;

$$W_{net} = W_C = h_2 - h_1$$

olur [58,61].

3.2. SOĞUTUCULARIN GENEL KARAKTERİSTİKLERİ

3.2.1. Ev Tipi Soğutucuların Genel Karakteristikleri

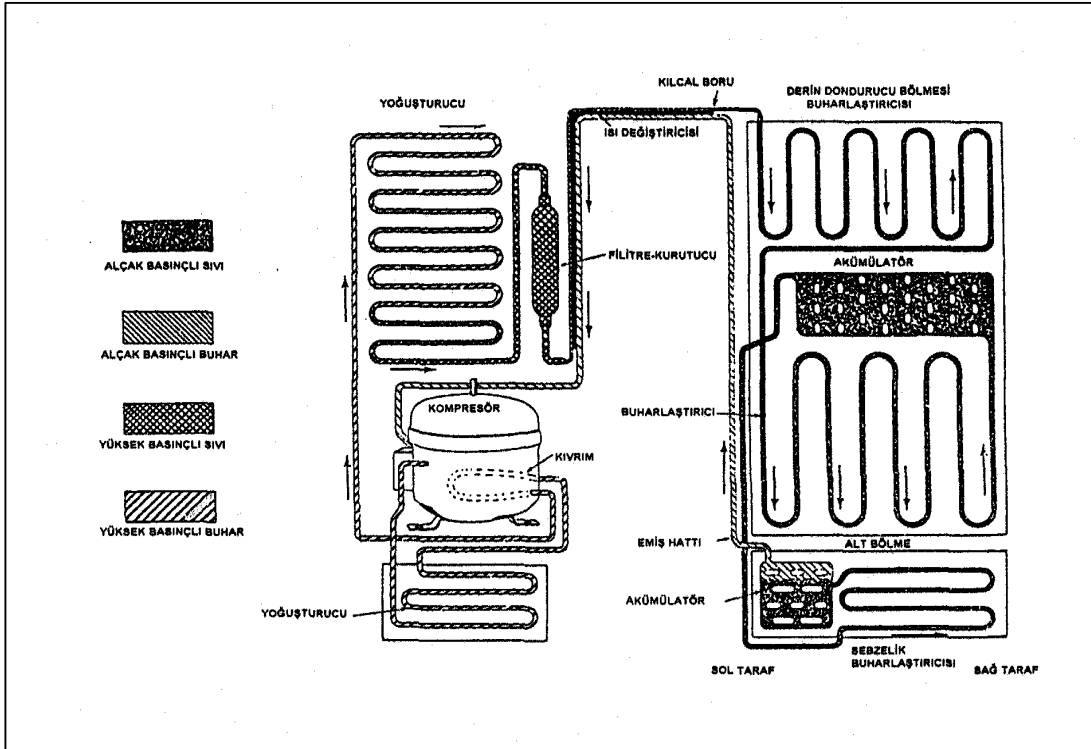
Bir ev tipi soğutucuyu iki ana kısma ayırarak inceleyebiliriz. Bunlardan birincisi mekanik kısım ikincisi ise elektriksel kısımdır. Elektriksel kısım bu çalışmanın amaçları dışında kaldığından detaylı olarak incelenmeyecektir. Mekanik kısım ise beş ana elemandan oluşmuştur. Bunlar; kompresör, buharlaştırıcı, yoğuşturucu, genleşme elemanı ve kabindir [62].

Günümüzde kullanılan ev tipi soğutucuların çok çeşitleri ve modelleri olmakla birlikte genellikle kabinleri iki kısımdan oluşmuştur. Üstteki bölüm genellikle donmuş gıdaların saklandığı bölüm olup diğer bölüme göre daha küçüktür. Bu bölümün sıcaklığı yaklaşık olarak -18°C civarındadır. Alttaki bölüm ise günlük ve taze yiyeceklerin saklandığı bölüm olup sıcaklığı $2-7^{\circ}\text{C}$ arasında değişmektedir. Bu bölümlerin her birisinin ayrı bir kapısı vardır. Yoğuşturucu bazı dizaynlarda tamamen tabanda yer alırken bazı dizaynlarda bir kısmı tabanda bir kısmı ise kabinin arkasında olabilir. Kapakların iç yüzeyinde ise küçük paketler ve içeceklerin konabileceği raflar mevcuttur [62,63].

Kabin duvarları saçtan yapılmış olup arası izolasyon maddesi ile doldurulmuştur. Kabinin iç kısımlarına motor kontrol mekanizması (termostat), aydınlatma anahtarı ve rafların yerleştirilebilmesi için çıkıntılar yapılmıştır.

Bu soğutucularda kullanılan kompresör genellikle hermetik (kapalı) tip kompresör olup tabana yerleştirilmiştir. Buharlaştırıcı ise bazı dizaynlarda iki bazı dizaynlarda ise üç parçadan oluşur. Birinci parçası dondurucu kısmındadır. İkinci ve üçüncü kısımlar ise taze yiyeceklerin saklandığı bölümdedir. Buharlaştırıcının çıkışına ise kompresöre sıvı halde soğutucu akışkanın gitmesini önlemek amacıyla oldukça büyük bir akümülatör konmuştur. Şekil 3.3 bir soğutucu devresini ve ana elemanlarını göstermektedir [62,64].

Bir soğutma sisteminin çalışmasını kısaca şöyle açıklayabiliriz. Kompresör buharlaştırıcıda buharlaşan düşük basınç ve düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkanı emer ve sıkıştırır. Sıkışan bu akışkanın basıncı ve sıcaklığı yükselmiştir. Yoğuşturucuya giren akışkan burada ısısının büyük bir kısmını ortamdaki havaya doğal taşınım yoluyla atar. Sıcaklığı düşen akışkan sıvılaşmaya başlar [63].



Şekil 3.3. Bir soğutucu devresi ve ana elemanları

Bu soğutucularda yoğuşturucunun çok küçük bir kısmı kompresörün içindeki yağın içinden geçirilerek yağın ısınması ve soğutucu akışkanın da daha iyi soğuması sağlanır. Yoğuşturucunun çıkışında akışkan tamamen sıvı haldedir. Sıvı haldeki akışkanın içinde bulunabilecek olan nem, kir, pas, tortu ve benzeri şeyleri temizlemek amacıyla bir kurutucu-filtreden geçirilir. Akışkan bundan sonra kısılma valfine (kılcal boru) gelir. Kılcal borunun diğer ucu ise buharlaştırıcıya bağlıdır. Soğutucu akışkan kompresörün emiş etkisiyle basıncı düşürülen buharlaştırıcıya girer girmez buharlaşmaya başlar ve buzdolabının içinden ısı çeker. Soğutucu akışkan tekrar kompresör tarafında emilerek soğutucu içindeki sıcaklık istenen seviyeye gelinceye kadar bu şekilde çalışmaya devam eder [62,63,64].

3.2.1.1. Kompresörler

Ev tipi soğutucularda kullanılan kompresörler iki ana kısımdan meydana gelir. Bunlardan biri mekanik kısım diğeri ise elektrik motoru kısmıdır. Elektrik motorunun rotor ön kısmı kompresör krank mili olarak dizayn edilmiş olup yekparedir. Bu yekpare kısım bir metal muhafaza içine alınmıştır. Bu metal muhafaza iki parçalı olup kompresör içine yerleştirildikten sonra kaynatılır. Bu özelliğinden dolayı ayrıca bir krank sızdırmazlığına gerek duyulmaz. Genellikle elektrik motoru üstte kompresör kısmı alttadır. Bazı kompresörlerde ise elektrik motoru altta kompresör kısmı üsttedir. Yekpare kısım metal muhafaza içine yaylar üstüne monte edilmiştir. Bu durum kompresörün çalışması esnasında meydana gelecek titreşimleri söndürür ve metal muhafazaya yansıtmaz. Metal muhafaza içindeki emme ve basma hatları esnek yapılmıştır. Elektrik motorundan çıkan üç kablo ucu metal gövdeye izole edilerek tespit edilir. Bu uçlar ana sargı ucu (run), yardımcı sargı ucu (start) ve ortak uçtur (common) [62,63,64].

Kompresörün yağlanması metal muhafaza içine konulan özel bir yağın krankın dönmesiyle savrulması esasına (çarpma yağlama) dayanır. Bunun yanı sıra emiş borusu içinden kompresöre dönen soğutucu akışkanın içinde bir miktar yağ vardır. Emiş borusu krank milinin üstünde bulunan bir oyuga yönlendirilerek içindeki yağı buraya damlatır. Krankın dönmesiyle birlikte bu yağ savrularak hem elektrik motorunun sargılarındaki ısının bir kısmını alır hem de mekanik kısmı yağlar. Metal muhafaza içindeki boşlukta sadece buhar fazındaki soğutucu akışkan vardır. Bu akışkan silindir tarafından emilerek kompresör çıkış hattına basılır [62,63].

Bu tip kompresörleri çalıştırırken bir röleye ihtiyaç duyulur. Bazı kompresörler çift hızlıdır. Bu kompresörler ısı yükü değişkenlik arz eden soğutma sistemlerinde kullanılır [63].

Kompresörlerde Hacimsel Verimlilik

Bir kompresörün hacimsel verimliliği pompalandığı gazın gerçek hacminin hesaplanan hacme bölünmesiyle bulunur. Etkili bir çalışma için volümetrik

verimlilik mümkün olduğunca yüksek olmalıdır. Bu verimliliği etkileyen birçok sebep vardır. Bunlardan birisi, eğer kompresör kafasındaki basınç yükselirse pistonun her kurs sonunda pompalayacağı miktar azalır. Bunun sebebi sıkıştırma hacminde bulunan sıkıştırılmış gaz piston alt ölü noktaya doğru giderken genişir ve taze soğutucu akışkan yeterince silindir boşluğuna giremez. Çünkü silindir içindeki basınç emiş hattındaki basınçtan yüksektir. İkinci sebep ise emiş basıncının düşmesidir. Emiş basıncı düşük olursa akışkanın silindire girmesi zorlaşır ve her kurs sonunda pompalanan miktar azalır. Üçüncüsü, eğer sıkıştırma hacmi çok olursa her defasında pompalanan akışkan miktarı da azalacaktır. Kompresörün verimliliği aynı zamanda valflerin açılma miktarına bağlıdır. Eğer emiş valfi az açılırsa silindire az gaz gireceğinden pompalanan miktar da azalacaktır. Aynı zamanda basma valfi az açılır veya basma hattında bir daralma söz konusu olursa bu silindirde ekstra basınç meydana getirecek dolayısı ile kompresörün hacimsel verimliliğini düşürecektir [63].

Kompresörlerde Sıkıştırma Oranı

Bir kompresörün sıkıştırma oranı silindir hacminin sıkıştırma hacmine oranıdır. Bir soğutma sisteminde bu ilişki yüksek basınç tarafının mutlak değerinin alçak basınç tarafının mutlak değerine oranıdır. Bu oran tek kademeli kompresörler için 1 ile 10 arasında değişebilir. Eğer oran bundan fazla ise iki kademeli kompresör kullanılmalıdır [62,63].

3.2.1.2. Yoğuşturucular

Soğutma devresindeki yoğuşturucunun görevi buharlaştırıcıda soğutucu akışkanın toplamış olduğu ısıyı dışarı atmaktır. Ev tipi soğutucularda dört çeşit yoğuşturucu kullanılır. Bunlar:

- 1- Tabii taşınimli kanatlı yoğuşturucular
- 2- Tabii taşınimli telli yoğuşturucular
- 3- Tabii taşınimli levhalı yoğuşturucular
- 4- Zorlanmış taşınimli kanatlı yoğuşturucular

Buhar ve gazların bir yüzeyde yoğuşması yüzeyin özelliklerine bağlı olarak damla veya film teşekkülü tarzında oluşur. Damla teşekkülü ile yoğuşma durumunda çok daha yüksek ısı geçiş katsayıları sağlanabilmekte ve bu tercih edilmekte ise de uygulamada soğutucu akışkan özellikleri ve yoğuşturucu imalatının faktörlerle sınırlanmaları nedeniyle ancak film tarzında yoğuşma ve az ölçüde de damla teşekkülü ile yoğuşma birlikte olmaktadır [59,62,63].

Yoğuşturucudaki ısı alışverişinin üç safhada olduğu düşünülebilir. Bunlar kızgınlığın alınması, soğutucu akışkanın yoğuşma ile aşırı soğuması yoğuşturucu alanının %0-10' unu kullanacaktır. Kızgınlığın alınması için ise yoğuşturucu alanının %5' ini bu işe tahsis etmek gerekir. Bu üç geçiş şekline bağlı olarak yoğuşturucudaki ısı geçiş katsayıları ile sıcaklık aralıkları da farklı olmaktadır. Yoğuşma sırasında ise her iki değer de alt üst seviyelerin arasında bulunacaktır. Yapılan deneylerde ısı geçiş katsayısının artması karşısında sıcaklık farkının azalması veya bunu tersi yaklaşık olarak aynı çarpım sonucunu vermektedir ve bu değerlerin ortalamasını kullanmak mümkün olmaktadır. Hesaplamalarda sağladığı basitlikte göz önünde bulundurularak yoğuşturucuların hesabında tek bir ısı geçirme katsayısı ile tek bir ortalama sıcaklık mevcuttur. Yoğuşturucuları şu şekilde sınıflandırabiliriz.

- 1- Su soğutmalı yoğuşturucular
- 2- Hava soğutmalı yoğuşturucular
- 3- Evaporatif yoğuşturucular

Ev tipi soğutucularda hava soğutmalı yoğuşturucular kullanılır [59,62,63,64].

Hava Soğutmalı Yoğuşturucular

Bu tip yoğuşturucular gücü 1 BG' e kadar olan soğutma sistemlerinde istisnasız bir şekilde kullanılırlar. Tercih edilmelerinin başlıca sebepleri; basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü, bakım ve tamirlerinin kolaylığı şeklinde sayılabilir. Ayrıca her türlü soğutma uygulamasına uyabilecek karakterdedirler. Çoğu uygulamada hava sirkülasyon fanı açık tip kompresörün motor kasnağına integral şeklinde bağlanır ve ayrı bir tahrik motoruna ihtiyaç kalmaz [62,63,64].

Hava soğutmalı yoğuşturucular genellikle bakır boru-alüminyum kanat tertibinde bazen de bakır boru-bakır kanat ve bakır veya çelik boru-çelik kanat şeklinde imal edilirler. Alüminyum alaşımı boru-kanat imalatlara da rastlamak mümkündür. Kullanılan boru çapları $\frac{1}{4}$ ile $\frac{3}{4}$ parmak arasında değişmektedir [62,63,64].

3.2.1.3. Buharlaştırıcılar

Buharlaştırıcı, kısma valfinden gelen soğutucu akışkanın buharlaştığı yerdir. Kısma valfi olarak ev tipi soğutucularda genellikle kılcal boru (capillary tube) kullanılır. Soğutucu akışkan bu valften buharlaştırıcıya girdiğinde sıvı haldedir ve kompresörün emiş hattına bağlı bulunan buharlaştırıcıda kompresörün emiş etkisinden dolayı alçak basınç oluşmuştur. Sıvı soğutucu akışkan buharlaştırıcıya girer girmez buharlaşır. Buharlaştırıcı boyunca buharlaşma işi devam eder. Bazı nedenlerden dolayı soğutucu akışkanın tamamı buharlaşmazsa kompresöre sıvı halde soğutucu akışkan girebilir ki bu kompresör açısından tehlikelidir. Bunu önlemek amacıyla buharlaştırıcının çıkışına genellikle akümülatör adı verilen bir silindir konur. Buharlaştırıcılar dört değişik şekilde imal edilir.

- 1- Kabuk tip (shell type) buharlaştırıcılar
- 2- Raflı tip (shelf type) buharlaştırıcılar
- 3- Duvar tip (wall type) buharlaştırıcılar
- 4- Kanatlı-borulu tip (fin-tube type) buharlaştırıcılar [62,63,64].

Kanatlı-boru tip buharlaştırıcılar genellikle zorlanmış taşınımlı sistemlerde kullanılır. Özellikle buzlanmayı önlemek amacıyla bir fan ile birlikte kullanılır. No-frost olarak bilinen buharlaştırıcılar kabin içindeki havayı çekerek buharlaştırıcı üzerinden geçirerek hava kanallarından tekrar kabin içine üflerler [62,63,64].

Buharlaştırıcının yapısı soğutucu akışkanın iyi ve çabuk buharlaşmasını sağlayarak soğutulan maddenin (hava, su vb.) iyi bir geçiş sağlayarak yüksek bir verimle geçmesini sağlayacak şekilde dizayn edilmelidir. Ayrıca soğutucu akışkan ısı alışverişini yaparken içinde bulunduğu ve hareket ettiği hacmin durumu da buharlaştırıcı dizaynında önemli değişiklikler meydana getirir [62,63,64].

Hava Soğutucu Buharlaştırıcılar

Bu tip buharlaştırıcılarda havanın ısı geçiş katsayısı düşük olduğundan bunu telafi etmek ve hava geçiş yüzeylerini arttırmak amacıyla genellikle kanatçıklar ilave edilir. Isı geçiş katsayısını daha da arttırmak için vantilatörle zorlamalı bir hava hareketi sağlanabilir. Ancak gerek kanat ilavesi gerekse vantilatörle tahrik konulması her uygulamada pratik olarak uygun olmayabilir [62,63,64].

3.2.1.4. Genleşme Elemanları

Kılcal boru (capillary tube), ev tipi soğutucularda en çok kullanılan soğutucu akış kontrol elemanıdır. Kılcal borular soğutma sisteminde yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına sıvı soğutucu akışkanın geçişini ölçülü şekilde kontrol etmek üzere küçük kapasiteli sistemlerde pratik ve ekonomik bir çözüm sağlar. Bilhassa paket halinde imal edilen ev tipi soğutucular klima cihazları gibi soğutucu akışkan boruların çapları ile sistem bölümlerinin geometrisi belli olan ve daha ziyade hermetik tip kompresörle çalışan soğutma sistemlerinde sık sık uygulanmaktadır. Kılcal boru çapı küçük ve boyu gerektiği şekilde uzun tutulmuş uzun bir boru olup akışkanın geçişini sınırlayarak basıncını düşürmektedir. Kılcal boru iç çapı ile boyu kullanılacağı soğutucu akışkanın türüne, soğutma kapasitesine ve çalışma sıcaklık şartlarına göre değişecektir [59,62,63,64].

Soğutucu akışkanın en büyük basınç düşümü kılcal borunun son kısımlarında ve sıvı kısmen buharlaşmaya başladığında meydana gelmektedir ki buharlaştırıcıya girişte buharlaşan akışkan miktarı % 10-20 arasında olmaktadır. İç çapın çok küçük olması, sistemde kalabilecek yabancı maddelerle kolayca tıkanabilmesine neden olabileceğinden ki bu durumla sık sık karşılaşılabilir, kılcal borunun önüne iyi bir pislik tutucu (fitler-drier) konulması çok yararlı olmaktadır. Kılcal boru seçiminde iç çapı biraz büyük seçmek ki, bu boyunun daha uzun tutulmasını gerektirecektir, tıkanma ihtimalini azaltacaktır [62,63,64].

3.2.2. Ticari Tip Soğutucuların Karakteristikleri

Ev tipi soğutucular için çalışma prensipleri ticari soğutucular içinde geçerli olmakla birlikte ticari sistemler bazı yönlerden ev tipi soğutuculardan ayırdır. Bu farkları şöyle sıralayabiliriz.

- 1- Tek bir yoğuşma ünitesine bağlı buharlaştırıcı sayısı
- 2- Kompresör dizaynı ve gücü
- 3- Yoğuşturucu ünitesi dizaynı ve büyüklüğü
- 4- Motor kontrol sistemi (sıcaklık ve basınç)
- 5- Soğutucu akışkan kontrolü (sıvı ve gaz)
- 6- Boru sistemi
- 7- Buharlaştırıcı dizaynı
- 8- Defrost sistemi
- 9- Soğutucu akışkan

Bazı büyük ticari sistemlerde yarı-kapalı (semi-hermetic) kompresör kullanılır. Bunun yanında içecek soğutucular, süt soğutucular, dondurma dolapları gibi bazı ticari üniteler de tamamen kapalı (hermetic) kompresörlerle çalışır. Bazı durumlarda soğutucu akışkanın geçtiği boru devreleri çok karışıktır. Bunun karışık olması birden fazla buharlaştırıcı kullanılması, defrost sisteminin olması, ekstra motor kontrollerinin olması gibi sebepler sayılabilir [62,63,64].

3.2.2.1. Kompresörler

Küçük kapasiteli ticari sistemlerde genellikle kapalı (hermetic) tip kompresörler kullanılır. Büyük kapasiteli soğutucularda ve klima uygulamalarında pistonlu kompresörlerin yerini paletli, vidalı, scroll-spiralli, santrifüj kompresörler alırlar. Ayrıca pistonlu kompresörlerin yarı-kapalı (semi-hermetic) ve açık (open type) tipleri kullanılır [62,63,64].

Paletli Kompresörler

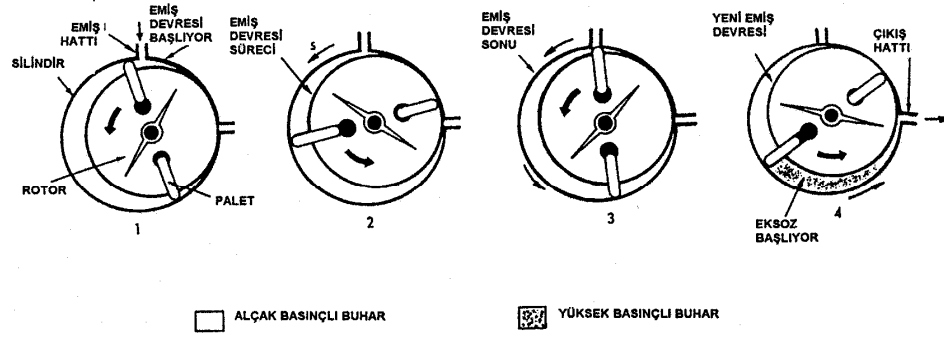
Paletli kompresörler pistonlu kompresörlerin gidip gelme hareketi yerine sıkıştırma işlemini yaparken dönel hareketi kullanırlar. Bu dönel hareketten yararlanma şekli ise değişik türden olabilir [62,63,64].

Sabit Paletli Kompresörler

Daha çok küçük kapasiteli ve tam hermetik (kapalı) tip motor-kompresör dizaynında uygulanan bu tip paletli dönel kompresörlerde palet dönel rotorun eksantrik hareketini takip ederek doğrusal hareket yapar. Bu ve diğer tip dönel hareketli kompresörlerde en önemli husus birbirine temas ederek hareket eden parçaların yüzey düzgünlükleri ile çalışma boşluklarının mümkün olduğu kadar az olması ve sürtünme aşınmalarının asgari seviyede tutulmasını sağlayacak şekilde iyi bir yağlama yapılmasıdır. Dönel kompresörlerde ölü hacim çok küçük olarak yapılabildiği için volümetrik verim çok yüksektir. Ayrıca iyi bir imalat tekniği ile ses ve titreşim seviyeleri pistonlu kompresörlere nazaran çok daha alçak seviyelerde olmaktadır [62,63,64].

Çok Paletli Dönel Kompresörler

Daha çok büyük kapasiteli kompresörlere uygulanan bu dizayn şeklinde paletlerde rotorla birlikte dönel harekete katılırlar. R12, R22 ve Amonyak gibi soğutucu akışkanlarla tek kademeli olarak normal operasyon sıcaklık seviyelerinde kullanıldığı gibi kaskat sistemi derin soğutma uygulamalarının yüksek süpürme debisi gerektiren alçak kademesi için ideal bir çözüm gerektirmektedir. Bugünkü imalatların güç olarak sınırları 10 ile 600 BG arasında değişmektedir. Uygulama yerlerinin başında; soğuk depoculuk, gıda maddelerinin dondurulması işlemleri endüstriyel ve kimyasal proseslerin soğutma gerektiren işlemleri gelmektedir. Bu kompresörlerin palet sayısı genellikle dört ile on altı arasında değişmektedir [62,63,64].



Şekil 3.4. İki paletli dönel tip kompresör ve çalışması

Helisel Tip Dönel Kompresörler

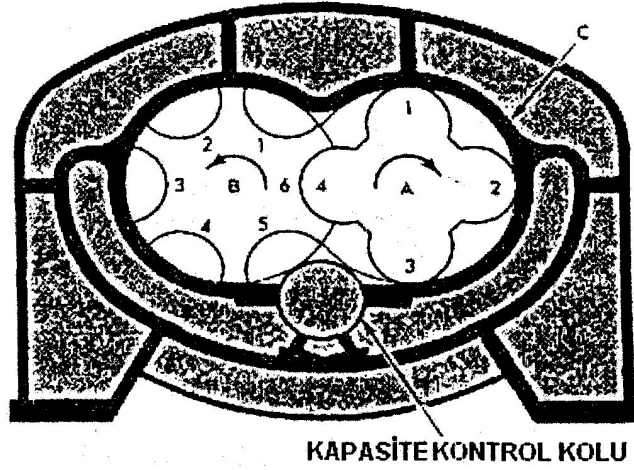
Soğutma uygulamalarında halen en çok rastlanan helisel tip dönel kompresörleri, bariz farklara sahip iki ana grupta toplamak mümkündür.

Tek Vidalı/Helisel Tip Dönel Kompresörler

Prensip olarak silindir şekilli helisel bir rotor ile yıldız şeklindeki bir çift tekerden meydana gelmiş olan bu tür kompresörler gerek helisel rotorun gerekse yıldız tekerlerin şekil ve geometrik durumları bakımından değişik tertiplerde yapılmaktadır [62,63,64].

Helisel/Vida Tipi Dönel Kompresörler

Çalışma prensibi yönünden dişli yağ pompasına benzeyen bu kompresörler birisi erkek diğeri diş helis vida çiftinden meydana gelmektedir. Bu helisel vida çifti bir dış gövde içerisine yerleştirilmiş ve her iki başlarından yataklanmıştır. Dış gövde soğutucu akışkan giriş-çıkış ağızlarını da içerir. Soğutucu gazın helisel boşluklardaki hareketi hem radyal hem de aksiyal yönde oluşmaktadır. Helisel dişlilerden birisi (genellikle erkek) tahrik gücünü sıkıştırma işlemine iletir ve bu işlem sırasında diğeri dişli serbest durumda tahrik edeni takip ederek döner ancak her iki helis dişlinin de ayrı ayrı tahrik gücü verilerek senkronize edilmiş devir sayılarıyla tahrik edildiği dizayn şekillerine de rastlamak mümkündür [62,63,64].



Şekil 3.5. Vida tipi helisel kompresörün çalışma şekli

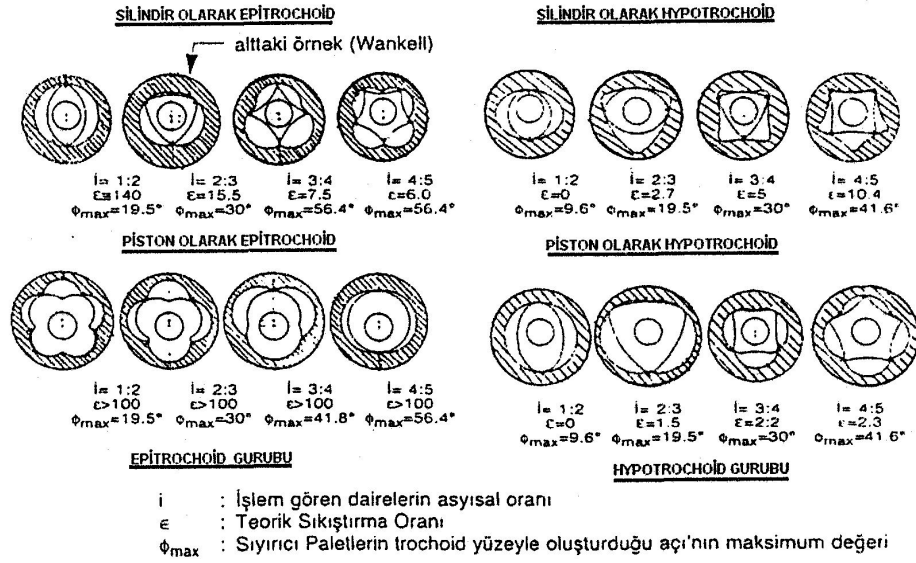
Scroll-Çift Spiralli Kompresörler

Pozitif-cebri sıkıştırıcı kompresörler olup birisi sabit diğeri uydu şeklinde dönen ve dar tolerans aralıklarıyla çalışan iki spiral elemandan oluşmaktadır. Aşırı sıvı oranlarına dayanıklı olmaları daha yüksek verime sahip olmaları ve ses titreşim seviyelerinin düşük olması gibi önemli üstünlüklere sahip bulunmaktadır. Ancak gerek spiral elemanlarının geniş temas yüzeyi sızdırmazlığı gerekse alın kısmındaki sızdırmazlığı mümkün olduğunca yüksek tutulmalıdır ki bu da imalatın yakın toleransla yapılmasını, aşınmaya dayanıklı malzeme kullanılmasını yataklamanın ve yağlama işleminin iyi yapılmasını gerektirmektedir [62,63,64].

Trochoidal Kompresörler

Trochoidal kompresörler dönel pozitif sıkıştırıcı ve değişik tertip şekillerine sahip makineler olup bunların en iyi örneği, bilinen wankel motorunun tersi olan kompresörlerdir [62,63,64].

Trochoidal yüzeyler dairesel olup birinin diğeri içinde veya dışında dönme hareketi yapması ile Epitrochoid veya Hypotrochoid sıkıştırma meydana getirmektedir. Her iki halde de piston veya silindir görevi yaptırabilmekte olup bunların örnekleri şekil 3.6 da görülmektedir [62,63,64].



Şekil 3.6. Trochoidal kompresörler ve çalışma tipleri

Santrifüj kompresörler

Bu tip kompresörlerin pistonlu ve dönel paletli veya vida tipi kompresörlerden farkı pozitif sıkıştırma işlemi yerine santrifüj kuvvetlerden faydalanarak sıkıştırma işlemini yapmasıdır. Santrifüj kompresörlerle özgül hacmi yüksek olan akışkanların kolayca hareket ettirilmesi mümkün olduğu için sık sık büyük kapasiteli derin soğutma (-100 °C ye kadar) işlemlerinde uygulandığı görülür. Santrifüj kuvvetlerin büyüklüğü hızların karesi ile doğru orantılı olduğundan giriş-çıkış basınç farklarının büyütülmesi devrin artırılması ile veya rotor çapının büyütülmesiyle veya kademe sayısı artırılarak sağlanabilir [62,63,64].

3.2.2.2. Yoğuşturucular

Ticari sistemlerde başlıca üç tür yoğuşturucu kullanılır. Bunlar hakkında aşağıda kısaca bilgi verilecektir.

Hava Soğutmalı Yoğuşturucular

Ticari soğutmalarda kullanılan yoğuşturucular hafif soğutma yüklerinde genellikle 1 BG'e kadar zorlanmış taşımamlı hava soğutmalı yoğuşturuculardır. Bu

yoğuşturucularda hava bir fan yardımıyla yoğuşturucu üzerine ya iterek ya da emerek sirkülasyon sağlanır. Fanların büyük güçte olanlarının ayrı bir elektrik motoru ile tahriki gerekir. Hava soğutmalı yoğuşturucularda yoğuşan soğutucu akışkanı yoğuşturucudan almak ve depolamak üzere genellikle bir depo (reciver) kullanılması usul haline gelmiştir. Bunun amacı yoğuşturucunun faydalı alanını sıvı depolaması için harcamamaktır [62,63,64].

Bir soğutma sisteminin bekleneni verebilmesi büyük ölçüde yoğuşma basınç ve sıcaklığının belirli sınırlar arasında tutabilmesiyle mümkündür. Bu ise yoğuşturucunun çalışma rejimiyle yakından alakalıdır. Aşırı yoğuşma sıcaklık ve basıncının önlenmesi yoğuşturucunun yeterli soğutma alanına sahip olmasıyla ilgili olduğu kadar hava devresinde yeterli debi ve sıcaklıkta havanın bulunmasıyla da ilgilidir. Yoğuşma sıcaklık ve basıncının çok düşük olması halinde ise yeterli soğutucu akışkan olmamasına bağlı olan sorunlar çıkmaktadır. Örneğin kılcal boru veya genişleme valfinde yeterli basınç düşümü sağlanamamasından dolayı kapasitenin düşmesi sık sık rastlanan bir durumdur. Bu durumu önleyici tedbirleri iki ana grupta toplamak mümkündür. Bu tedbirleri, soğutucu akışkan tarafını kontrol etmek ve hava tarafını kontrol etmek şeklinde sayabiliriz [62,63,64].

Su Soğutmalı Yoğuşturucular

Bilhassa temiz suyun bol miktarda ucuz ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde gerek kuruluş ve gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik yoğuşturucu tipi olarak kabul edilir. Büyük kapasitedeki soğutma sistemlerinde genellikle tek seçim olarak düşünülür [62,63,64].

Su soğutmalı yoğuşturucuların dizaynı ve uygulanmasında; boru malzemesinin ısı geçirgenliği, kullanılan suyun kirlenme katsayısı, kanatlı boru kullanıldığında kanat verimi, su devresinin basınç kaybı, soğutucu akışkanın aşırı soğutulmasının seviyesi gibi hususlar göz önünde bulundurulur [62,63,64].

Su soğutmalı yoğuşturucular değişik şekillerde ve konstrüksiyonlarda yapılmakta olup genel tipleri şunlardır:

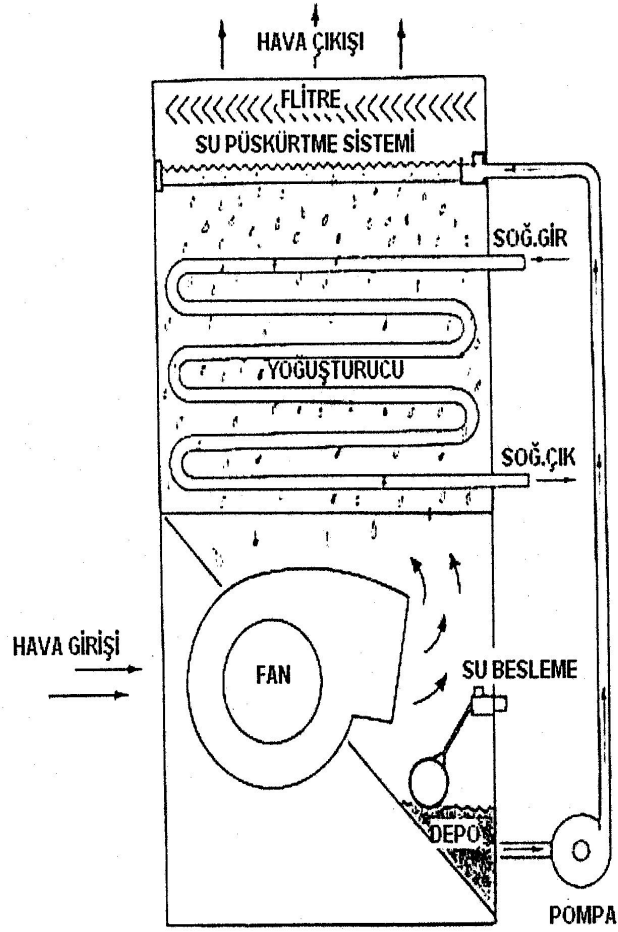
- 1- Dik tertipli boru-dış zarf tipi (shell and tube) yoğuşturucular
- 2- Yatık tertipli boru-dış zarf tipi (shell and tube) yoğuşturucular
- 3- Helisel serpantin-dış zarf tipi (dik ve yatık tipleri) yoğuşturucular
- 4- İç içe çift boru (double pipe) tipi yoğuşturucular
- 5- Atmosferik tip yoğuşturucular [62,63,64].

Evaporatif Yoğuşturucular

Hava ve suyun soğutma etkisinden birlikte yararlanılması esasına dayanılarak yapılan evaporatif yoğuşturucular bakım ve servis güçlükleri, çabuk kirlenmeleri, sık sık arızalanmaya müsait oluşları nedeniyle gittikçe daha az kullanılmaktadır. Şekil 2.7 tipik bir evaporatif yoğuşturucuyu göstermektedir. Bir evaporatif yoğuşturucu soğutma serpantini, su sirkülasyon ve püskürtme sistemi ve hava sirkülasyon sistemi olmak üzere üç ana kısımdan meydana gelir [62,63,64].

Soğutma serpantininin içinden geçen soğutucu akışkan, hava soğutmalı yoğuşturucuda olduğu gibi yoğuşarak depoya (reciver) ulaşır. Serpantinin dış yüzeyinden geçirilen hava, ters yönden gelen atomize haldeki suyun bir kısmını buharlaştırarak soğutma etkisi meydana getirir. Böylece yoğuşturucudaki yoğuşma sıcaklığı ve dolayısıyla basıncı daha aşağı seviyelere düşürülmüş olur. Serpantinin dış yüzeyi, ısı geçiş katsayısının düşük oluşunun etkisini karşılamak üzere alanı arttırmak için kanatlarla donatılmaktadır. Ancak modern evaporatif yoğuşturucularda, boru dış yüzeylerinde iyi bir ıslaklık elde edilmesi neticesi yüksek ısı geçiş katsayılarına ulaşmakta ve kanatsız düz borular kullanılmaktadır [62,63,64].

Yoğuşturucuların alt seviyesinde bulunan su toplama haznesinde su devamlı şekilde bir pompa ile alınıp soğutma serpantininin üst tarafında bulunan bir püskürtme ünitesine basılarak püskürtülür. Bu suyun takriben %3-5'i buharlaşarak havaya karıştığından, flatörlü valf aracılığı ile devamlı su verilir [62,63,64].



Şekil 3.7. Evaporatif yoğuşturucu

3.2.2.3. Buharlaştırıcılar

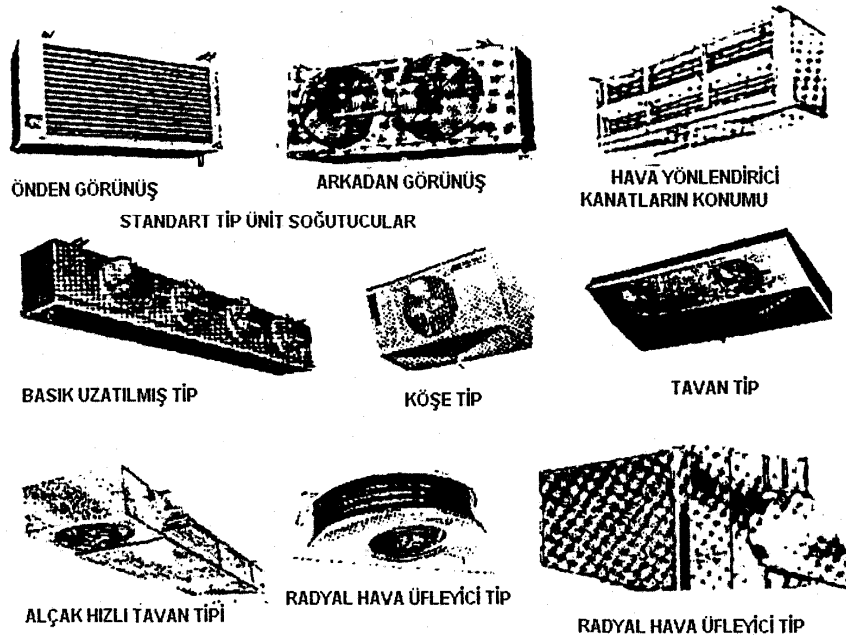
Küçük tip ticari soğutucularda doğal taşınımlı buharlaştırıcılar kullanılır. Soğutma yükü arttıkça bir fan kullanma zorunlu hale gelir.

Zorlanmış Hava Sirkülasyonlu Buharlaştırıcılar

Bu tip buharlaştırıcılar daha az ısı geçiş alanı ile daha yüksek kapasiteler sağlayabilmektedir ve uygulamanın durumu müsaade ettiğinde daima tercih edilir. Erfors (air forfe/ forced air) adıyla anılan bu tür soğutucular ünit soğutucu diye de adlandırılmakta ve hava hareketi çoğunlukla aksiyal vantilatörlerle bazen de radyal tip vantilatörlerle sağlanmaktadır [62,63,64].

Bu buharlaştırıcıları üç ana grupta toplamak mümkündür. Alçak hızlı soğutucular (Hava hızı 1-1,5 m/s), orta hızlı soğutucular (2,5-4 m/s), yüksek hızlı soğutucular (4-10 m/s) dır. Fazla hava hareketi sakıncalı olan uygulamalarda (çiçek muhafazası, et kesim odası vb.) alçak hızlı soğutucular kullanılmalıdır. Orta hızlı soğutucular genel soğutma uygulamalarında en sık kullanılan cihazlardır [62,63,64].

Yüksek hızlı soğutucular ise hızlı soğutma istenilen hallerde örneğin; şok tünellerinde ve özel hızlı soğutucularda fan daha çok üfleyici olarak konulur ve hava tüm buharlaştırıcı alanına yayılır böylece hızı düşer. Emici fanlarda hava çıkış hızı daha yüksek olur [62,63,64].



Şekil 3.8. Çeşitli zorlanmış tip buharlaştırıcılar

Sıvı Soğutucu Buharlaştırıcılar

Gerek klima ve gerekse endüstriyel soğutma uygulamalarında sık sık kullanılan bu tip buharlaştırıcılar soğutucu akışkanın daha iyi kontrolü ve daha emniyetli çalışması yönünden çok iyi sonuçlar verebilmektedir [62,63,64].

Sıvı Taşımalı Düz Boru-Dış Zarf Tipi Buharlaştırıcılar

Bu buharlaştırıcılarda soğutucu akışkan bir boru demetinin dışında bulunur. Boru demetinin içinden soğutulacak sıvı geçer. Soğutucu sıvı ile bu sıvı içine daldırılmış olan boru demeti beraberce bir dış zarf ile çevrilmiştir. Soğutucu sıvı, soğutulacak olan sıvının ısını alarak buharlaşırken eksilen soğutucu akışkan yerine sıvı soğutucu akışkan beslenerek belirli bir seviye muhafaza edilir. Buharlaşan soğutucu akışkan kompresör tarafından emilerek tekrar yoğunlaştırıcıya basılır [62,63,64].

Püskürtmeli (Fıskiye) Tip Buharlaştırıcılar

Sıvı taşımalı tipe benzer fakat soğutulan boru demeti soğutucu akışkana daldırılmıştır. Bir pompa sıvı haldeki soğutucu akışkanı bir meme grubuna basarak borular üzerine püskürtür. Buradan ısıyı alarak soğutucu akışkanın bir kısmı buharlaşarak emiş borusu aracılığı ile taşınarak kompresöre iletilir. Sıvı halde kalan soğutucu akışkan tekrar aşağı seviyede toplanıp pompaya tekrar basılır [62,63,64].

Direkt Genleşmeli Boru-Dış Zarf Tip Buharlaştırıcılar

Bu tip buharlaştırıcılarda sıvı soğutucu akışkan boru demetinin dışından geçmektedir. Boru demeti ile soğutulan sıvı beraberce bir dış zarf içinde bulunur.

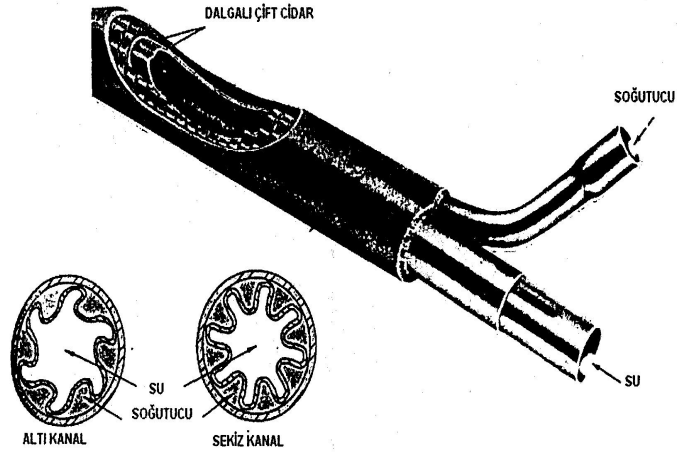
Gerek soğutulan sıvı tarafındaki ve gerekse soğutucu akışkan tarafındaki ısı film katsayılarını arttırmak üzere bazı önlemler alınır. Soğutulan sıvı tarafında, türbülans perdeleri konulması bu maksadı yerine getirmektedir [62,63,64].

Boudelot Tipi Buharlaştırıcılar

Sıcaklığı donma derecesine kadar yakın seviyeye kadar düşürülmek istenen sıvıların soğutulmasında, endüstriyel maksatlar için uygulama sahası bulunmaktadır. Amonyak soğutucu akışkanlı olarak ve sıvı taşımalı tertiple graviteyle beslemeli şekilde çalışan tipleri en fazla rastlanan türleridir [62,63,64].

İç İçe Çift Borulu Buharlaştırıcılar

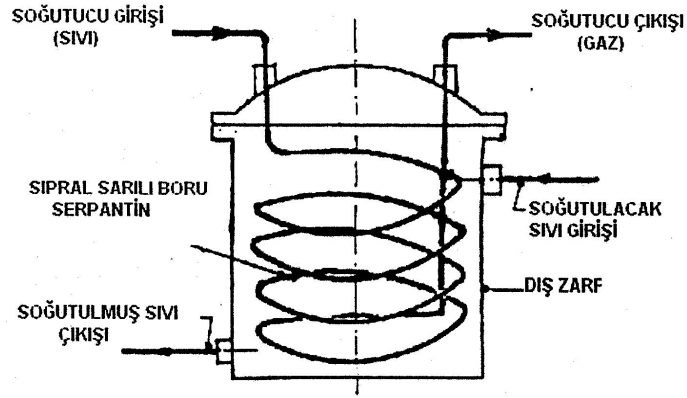
Bu buharlaştırıcılarda soğutucu akışkan iki boru arasındaki boşluktan geçirilirken soğutulacak sıvı iç borudan geçirilir veya aksine soğutucu akışkan iç borudan geçirilirken soğutulacak sıvı iki boru arasındaki boşluktan geçirilir. Bunlardan birinci şekil, suyun bıraktığı kalıntıları mekanik şekilde temizleme kolaylığı sağladığından daha çok uygulanır [62,63,64].



Şekil 3.9. İç içe çift borulu buharlaştırıcı

Spiral Sargılı-Boru Dış Zarf Tip Buharlaştırıcılar

Bu buharlaştırıcılar küçük kapasiteli uygulamalar için basit ve ekonomik bir çözüm getirmektedir. İçme suyu soğutulması, hamur yapımı, fotoğraf banyo yapımı gibi ani yükleri dış zarfın içindeki soğutulmuş sıvı karşılayarak daha küçük güçte bir soğutma kompresörü kullanılmasına imkan verecektir [62,63,64].



Şekil 3.10. Spiral sargılı boru-dış zarf tipi sıvı soğutucu buharlaştırıcı

Sıvı Taşmalı Tank ve Karıştırıcı Tip Buharlaştırıcılar

Bu buharlaştırıcılar büyük kapasitede su ve salamura soğutulmasında çok eskiden beri ve oldukça geniş ölçüde uygulanmaktadır. Örneğin buz imalatında salamuranın bu usul ile soğutulması sık sık rastlanan bir uygulamadır. Soğutulan sıvının hareketlendirilmesi aksiyal bir pervane ile yapılır ve büyük bir debi ile sıvı karıştırılıp soğutmanın buharlaştırıcıdan sıvıya aktarılması ve homojen bir soğutma dağılımının gerçekleşmesi sağlanır. Soğutulan sıvının buharlaştırıcı yüzeylerinden geçiş hızı 0,5-0,8 m/s civarındadır [62,63,64].

Katı Soğutucu Buharlaştırıcılar

Katı maddelerin soğutucu akışkanla direk temas sonucu soğutulması pek ender rastlanan bir uygulamadır ve daha ziyade metallerin çok düşük sıcaklıktaki kırılkanlıklarını ölçmek gibi deneysel uygulamalarla karşılaşılır. Buz paten sahaları, buz imali gibi soğutucu akışkanın kapalı hacimlerden geçerken direk soğutma etkisiyle soğutma sağladığı yani ara bir akışkan bulunmadan yapılan soğutma işlemleri de katı madde soğutulması grubuna dahil edilebilir. Katı maddelerin soğutulmasında ısı geçişi yönünden hatırd tutulması gereken bir husus, ısının kondüksüyon tarzında iletildiği ve bu tarzdaki ısı geçişte ısı geçirme katsayılarının konveksiyona nazaran çok daha yüksek olacağıdır [62,63,64].

3.2.2.4. Genleşme Elemanları

Ticari soğutucuların 1 BG gücüne kadar olanlarda genleşme elemanı olarak genellikle kılcal boru kullanılır. 1 BG' den büyük olanlarda ise Otomatik Genleşme Valfi (AEV), Termostatik Genleşme Valfi (TEV), Elektrikli Termostatik Genleşme Valfi (ETEVEV)' den uygun olan biri kullanılır.

Otomatik Genleşme Valfleri

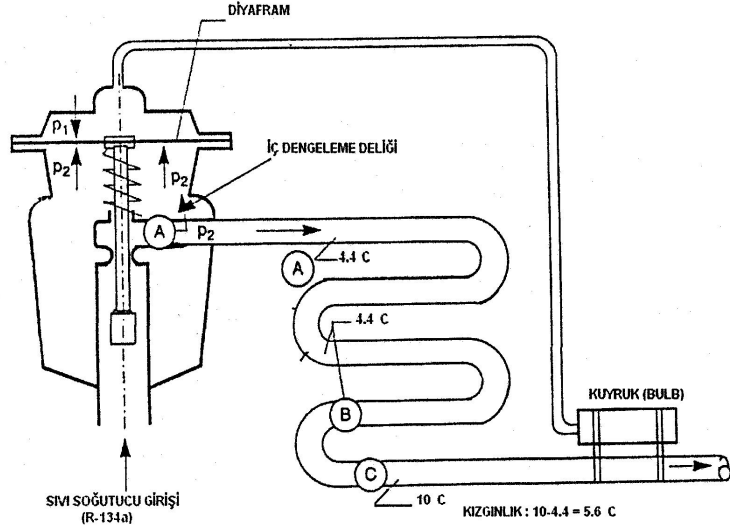
Sabit çıkışlı basınç valfi diye de bilinen bu valf daha ziyade küçük kapasiteli soğutma uygulamaları için tatmin edici bir çalışma sağlar. Bir oksijen regülatörünün çalışma prensibine göre çalışır ve elle yapılan çıkış basıncı ayarını devamlı olarak aynı tutar. Evaporasyon sıcaklığı böylece basınç kontrolü suretiyle muhafaza edilmeye çalışılır. Buharlaştırıcı yüklerinin değişmesine bağlı olarak değişen kızgınlık değerini belirli bir seviyede tutmak veya soğutucu akışkanın sıvı halde kompresöre yönelmesini önlemek bu tip valflerde mümkün değildir. Bu nedenle bu tür valfler sadece yük değişimleri çok az olan buharlaştırıcı uygulamaları için kullanılmalıdır [62,63,64].

Termostatik Genleşme Valfleri

Buharlaştırıcıya giren sıvı soğutucu akışkanı kontrol eden ve ayarlayan, buharlaştırıcıda buharlaşan bir miktar sıvı soğutucu akışkanı hassas ölçüde tekrar buharlaştırıcıya sevk eden hassas bir aygıttır. Buharlaştırıcıdan giden soğutucu akışkanın miktarı dolaylı olarak ve TEV yardımıyla soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı ve çıkış basıncının ölçülmesi yani yük değişimlerinin izlenmesiyle tespit edilir. Buna uygun şekilde TEV buharlaştırıcıya yeni sıvı soğutucu akışkan gönderir. Bu suretle buharlaştırıcıya sıvı soğutucu akışkanın ölçülü bir şekilde gönderilmesi ve dolayısıyla kompresöre sıvı soğutucu akışkanın girerek hasara yol açması önlenmiş olur. TEV soğutucu akışkanın buharlaştırıcıyı terk ederken belirli ve emniyetli bir kızgınlık değerini muhafaza etmesini sağlar. İşte TEV'in sağlıklı çalışmasını sağlayan bu kızgınlık değeri ile bunun değişiminin yakinen izlenmesidir [62,63,64].

İçten Dengelemeli TEV

Bu tip valflerin çalışması sırasında üç çalışma rejimi meydana çıkabilir; kuvvetlerin dengede olması, kızgınlık değerinde artma olması ve kızgınlık değerinde azalma olması.



Şekil 3.11. İçten dengeli TEV

Aşağıdaki irdelemede TEV'den akışı kontrol edilen R-12 soğutucu akışkan ile güç mekanizmasındaki şarj edilmiş soğutucu akışkanın aynı cins olduğu varsayılmıştır. Şekil 2.11'da P_1 basıncı buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın doymuş buhar basıncı olup bu basınç valf iğnesini açmaya çalışmaktadır [62,63,64].

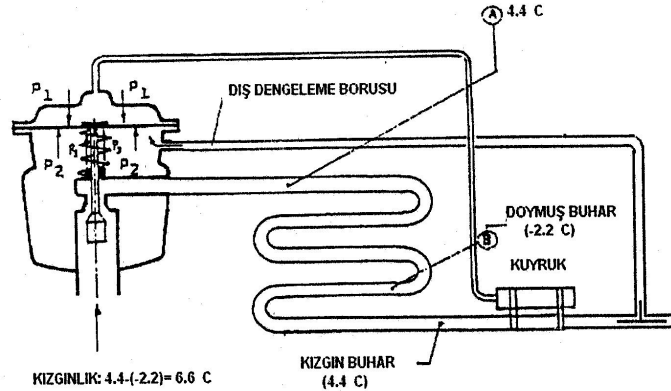
Bu açıcı kuvvete (F_1) karşı koyacak olan ve diyaframın alt tarafında bulunan, yani valf iğnesini kapatmaya çalışan iki ayrı kuvvet mevcuttur. Bunlar buharlaştırıcı basıncı P_2 ile meydana gelen kuvvet (F_2), kızgınlık ayar yayının meydana getirdiği kuvvet (F_3) [62,63,64].

İkinci yani kızgınlık değerinde artma olması halinde buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklığın yükselmesine bağlı olarak kuyruk (bulb) sıcaklığı da yükselir ve bunun sonucu olarak diyaframa gelen basınç artar. Üçüncü konumda ise yukarıdakinin aksine, buharlaştırıcı çıkışındaki sıcaklığın azalmasıyla kuyruk sıcaklığı da düşer ve diyaframın üst kısmına gelen basınç azalır [62,63,64].

Dıştan Dengelemeli TEV

Buharlaştırıcı girişi ve çıkışı arasındaki basınç kaybı çok fazla ise yani buharlaştırıcı büyük boyutlu ise bu durum TEV'in çok kısık çalışmasına ve buharlaştırıcı kapasitesinin düşmesine neden olur. Dıştan dengelemeli valf kullanarak bu durum önlenebilir. Buradaki söz konusu basınç kaybı klima uygulamalarında $1,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, soğutma uygulamalarında $1,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve derin soğutma uygulamalarında $0,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ dolayındaki sıcaklık farkına karşıt olan basınç kayıplarının üzerine çıktığında bu aşırı sayılarak dıştan dengelemeli valf önlemine başvurulmalıdır [62,63,64].

Buharlaştırıcıdaki basınç kaybı kızgınlık değerini arttırır ki yük arttıkça artar. Çünkü akış hızı yükle birlikte artacak bu ise sürtünme kayıplarının ve dolayısıyla basınç kayıplarının artmasına sebep olacaktır. Bu durumun önlenmesi ancak dıştan dengeli bir TEV'in kullanılması ile mümkün olur. Dış dengeleme borusu buharlaştırıcının en yüksek basınç düşümünün meydana geldiği bir yere konulmalıdır ve bu yer genellikle buharlaştırıcının çıkış borusu olup kuyruk bağlantı yerinden hemen sonra olmalıdır [62,63,64].

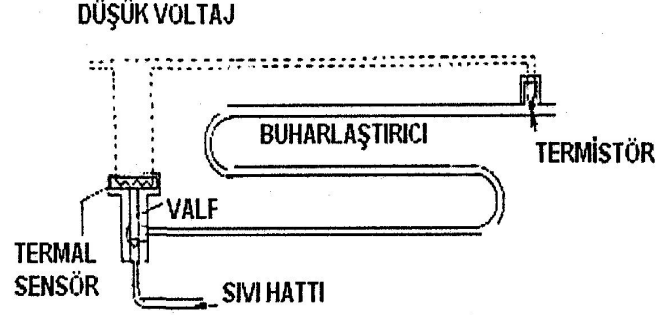


Şekil 3.12. Dıştan dengeli TEV ve sıcaklık analizi

Elektrikli Termostatik Genleşme Valfleri

Buharlaştırıcı çıkışına konulacak uygun bir termistörden alınan sinyal ister gaz akışkan isterse sıvı akışkanın sıcaklığını sezerek buharlaştırıcı girişindeki bir valfe kumanda eder. Bu valflerin direk ve pilot kontrollü olanları vardır. Bu valflerin

dışarıdan bir ayar mekanizması yoktur. Eğer iyi monte edilmezse sonuç alınmaz. Böyle bir valfin çalışma prensibi şekil 2.13’de gösterilmiştir [62,63,64].



Şekil 3.13. Elektrikli termostatik genişleme valfi

3.3. SOĞUTUCULARDA KULLANILAN ISI DEĞİŞTİRİCİLERİ

Isı değıştircileri muhtelif tiplerde olup farklı sıcaklıklardaki iki akışkan arasında ısı alışverişini temin ederler. Isı değıştirciler üç ana grupta toplanabilir.

- 1- Yüzeyle ısı değıştircileri: Her iki akışkan değıştircinin birbirinden ayrılmış (sınırlandırılmış) bölgelerinden aynı anda geçerek ısı alışverişisi olur.
- 2- Karışımly ısı değıştircileri: Her iki akışkan değıştirci içinde karışarak ısı alışverişisi olur.
- 3- Rejenetatorler: Her iki akışkan sıra ile kanallardan geçerek sıcak olan akışkanın bıraktığı ısıyı soğuk olan akışkan alır [62,63,64].

3.4 SOĞUTUCULARDA ENERJİ TÜKETİMİ

Günümüzde kullanılan modern ev tipi ve küçük ticari soğutucuların aralarında farklılık olmakla beraber aşağıda belirteceğimiz elektrikle çalışan elemanları bulundurlar. Bu elemanlardan bazılarının yaptığı görevler elektrik enerjisi harcamadan yapılabilmektedir. Örneğin elektrikli defrost yerine manual defrost kullanılabilir. Bazen de elektrik enerjisi kullanılarak çalışan bölüm soğutucuda yer almaz. Örneğin buz yapma bölmesi gibi. Modern bir soğutucuda enerji tüketen bölümleri ve fonksiyonlarını şu şekilde sıralayabiliriz [63].

3.4.1. Kompresör

Bir soğutucunun kalbi sayılabilen kompresör buhar sıkıştırımalı soğutma çevrimlerinin ana elemanlarından birisidir. Kompresör gücü soğutucunun soğutma kapasitesine bağlı olarak değişir. Kompresör güçleri ev tipi soğutucularda 1/6 BG ile 1/4 BG arasında farklılık gösterirken küçük ticari tip soğutucularda üst sınır 1/2 BG olabilmektedir. Ev tipi ve küçük ticari soğutucularda AC ile çalışan kompresörler hermetik kompresörlerdir. Bazı özel durumlarda DC ile çalışan kompresörlere rastlanabilir [63].

3.4.2. Yoğuşturucu Fanı

Soğutulacak hacmi büyük, buz yapma bölümü bulunan ev tipi soğutucular ile ticari soğutucuların hepsinde yoğuşturucu fanı vardır. Alternatif akımla çalışan fan motorlarının çalışma süreleri kompresörle eş zamanlı olup enerji tüketimi 4 Wh ile 10 Wh arasında değişmektedir. Yoğuşturucu fanı ortam havasını yoğuşturucu üzerine iterek veya çekerek cebri sirkülasyon sağlayarak yoğuşturucunun ısı geçişini hızlandırır [63].

3.4.3. Buharlaştırıcı Fanı

No-frost olarak bilinen soğutucuların hepsinde ve ticari soğutucuların bazılarında buharlaştırıcı fanı bulunur. Buharlaştırıcı fanının iki önemli görevi vardır. Bunlardan biri buharlaştırıcı kanatlarında hava içindeki nemin yoğuşarak buz tutmasını önlemek böylece buharlaştırıcının ısı geçişini iyileştirmektir. İkincisi soğutucu içindeki havayı buharlaştırıcı üzerinden hızlı geçirerek gerekli soğukluğa daha kısa zamanda ulaşmak. Buharlaştırıcı fanlarının 2 Wh ile 10 Wh arasında enerji tüketen tipleri vardır. Buharlaştırıcı fanları da alternatif akımla çalışırlar ve yoğuşturucu fanları gibi kompresörle birlikte durup çalışırlar [62,63].

3.4.4. Defrost Isıtıcıları

Soğutucular çalışma süresi boyunca soğutulacak yerdeki havayı da soğuturlar. Hava içinde bulunan nem buharlaştırıcı kanatlarından yoğuşarak nem tutar. Buz tabakası kalınlaştıkça izolasyon görevi yaparak buharlaştırıcının ısı geçişini azaltır. Buz tabakasının kalınlaşmasından eritilmesi gerekir. Buz eritme yöntemlerinden birisi rezistans telleri ile buharlaştırıcı kanatlarının ısıtılarak buzların eritilmesidir. Ticari soğutucuların büyük bir kısmında ev tipi soğutucuların bazılarında bu yöntem hala kullanılmaktadır. Buharlaştırıcının kapasitesine göre rezistans telleri AC ile çalışıp elektrik tüketimi de değişmektedir. Defrost yapılırken soğutma işlemi yapılmaz [62,63].

3.4.5. Derin Dondurucu Bölmesi Kapı Isıtıcısı

Derin dondurucu bölümü bulunan ve -10°C altında soğutma yapan ticari soğutucuların hepsinde bu ısıtıcılar bulunur. Isıtıcıların görevi kapı contalarının soğuk nedeniyle gövdeye yapışmalarının ve dolayısıyla contalarının deformasyonunu önlemektir. Bu ısıtıcılar kapı contalarının karşılığındaki gövde içerisine gizli olarak yerleştirilmiş olup sürekli çalışırlar. Alternatif akımla çalışan bu ısıtıcıların enerji tüketimi soğutucu model ve büyüklüğüne göre 5 Wh ile 35 Wh arasında değişmektedir [62,63].

3.4.6. Aydınlatma Lambası

Soğutucuların iç aydınlatılmasında kullanılan lambalar genellikle kabinin üst yan kısmına konmuştur. AC akımla çalışan bu lambalar soğutucunun kapısı açılınca yanar. Enerji tüketimi 20 Wh ile 40 Wh arasında değişmektedir [62,63].

3.4.7. Selenoit Valf

Buz yapma bölümü bulunan ev tipi soğutucularla küçük tip bazı ticari soğutucuların defrost devresinde kullanılan selenoit valfler hem alternatif hem de doğru akımla çalışabilirler. Selenoit valfler genellikle sistemde devre kesici olarak kullanılırlar.

Kullanıldığı amaca göre çalışma zamanları değişen selenoit valflerin enerji tüketimi 5 Wh ile 15 Wh arasında değişmektedir [62,63].

3.4.8. Defrost Saati

Defrost timer adıyla da anılan defrost saatleri bir soğutucunun günün hangi saatlerinde çalışacağını hangi saatlerde buharlaştırıcıdaki buzların eriteceğini ayarlamaya yarar. Hem alternatif hem de doğru akımla çalışan tipleri vardır. Sürekli çalışan defrost saatlerinin enerji tüketimi ihmal edilebilecek kadar azdır (1-3 Wh) [62,63].

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1. DENEY SETİNİN ELEMANLARI VE ÖZELLİKLERİ

Deney seti olarak Arçelik marka ev tipi buzdolabı kullanıldı. Aşağıdaki Şekil III.5.1 de doğal taşınımlı deney seti olarak kullanılan soğutma ünitesinin genel görünüşü yer almaktadır. Söz konusu soğutma ünitesinin kompresörü 115 V AC ile çalışması ve soğutucu akışkan olarak R-12 kullanılması soğutma seti üzerinde bazı değişikliklerin yapılmasını zorunlu kıldı. Bu sebepten soğutma ünitesinin kompresörü değiştirilerek R-134a soğutucu akışkanı ile şarj edildi.

4.1.1. Kompresörün Yapısı ve Özellikleri

Deney seti olarak kullanılan ünitenin kompresörünün özelliklerini şu şekilde sıralayabiliriz.

Üretici firma	: Arçelik A.Ş.
Çalışma voltajı	: 190/220 V AC
Gücü	: 160 W
Frekansı	: 50 Hz
Piston sayısı	: 1



Şekil 4.1. Doğal taşınımlı ve bacalı doğal taşınımlı deney seti olarak kullanılan soğutma sisteminin genel görünümü

4.1.2. Yoğuşturucunun Yapısı ve Özellikleri

Deney seti olarak kullanılan soğutma sistemi için kullanılan yoğuşturucu orijinal olup şu özelliklere sahiptir.

Üretici firma : Tennecco Walker Manufacturing C.O

Ebatları : 0.55 X 0.87 m

Boru dış çapı : 0.0048 m

Boru iç çapı : 0.0038 m

Boru boyu : 10.8 m

Kanat tipi : Fin

4.1.3. Buharlaştırıcının Yapısı ve Özellikleri

Deney seti olarak kullanılan soğutma sistemi için kullanılan yoğuşturucu orijinal olup şu özelliklere sahiptir.

Üretici firma : Arçelik

Ebatları : 0.22 X 0.5 m

Tipi : Kabartma Tip

4.1.4. Termostatın Yapısı ve Özellikleri

Soğutma ünitesinde Ranco marka termostat kullanılmıştır. Termostatın çalışma sıcaklık aralığı 10°C ile -4°C arasında değişmektedir. Çevresinde 60 dış bulunan küçük bir ayar düğmesi yardımıyla gösterge üzerinde belirtilen sıcaklıklara kolayca ayarlanabilmektedir. Termostatın sıcaklık fark ayarı sabit olup $1-2.5^{\circ}\text{C}$ arasında değişmektedir. Termostata deney boyunca ihtiyaç duyulmadı.

4.2 DENEY SETİNDE KULLANILAN ÖLÇÜ ALETLERİNİN TANITIMI

Deney setinde sıcaklık ölçümleri dijital termometreler ve termoelemanlar kullanılarak bilgisayar ortamında ölçülmüştür .

4.2.1. Dijital Termometrenin Tanıtımı ve Özellikleri

Digi-Sense firmasınca üretilen termoelemanlı termometre 9 V DC ile çalışan J, K, T üç ayrı tip termoeleman sensör bağlanabilen özelliğe sahiptir. Ölçme hassasiyeti ± 0.1 °C olan termometre °F ve °C olmak üzere iki ayrı tip sıcaklık ölçmekle beraber ölçülen en yüksek sıcaklığı gösterme, ölçülen sıcaklığı herhangi bir noktada geçici olarak hafızaya kaydetme, sıcaklık farkı okuma gibi özelliklerle donatılmıştır. Termoelemanlı termometre kullanılmaya başlamadan önce kalibrasyonu yapılarak kullanılmaya başlanmıştır. Termometre ile birlikte K tip HKMTSS-020 nolu çok amaçlı ölçümler için kullanılan prob kullanılmıştır [65-73].

4.2.2. Termoelemanların Tanıtımı ve Özellikleri

Deney setinin altı değişik noktasındaki sıcaklık ölçümlerinin alınmasında 0.25 mm çapındaki termoelemanlar kullanılmıştır. Termoelemanların her biri 100 cm boyunda kullanılmıştır. Termoeleman uçları sıcaklığı ölçülecek noktalara iyi bir temas sağlayacak şekilde tespit edilip üzeri hava sıcaklığından ve akımlardan etkilenmemesi için izole bantla yalıtılmıştır. Termoelemanların her birine, sıcaklık ölçümüne başlamadan önce kalibrasyon yapılmıştır [65-73].

4.2.3. Adam Programının Tanıtımı ve Özellikleri

Termokupllar aracılığı ile ölçülen sıcaklığı bilgisayar ortamına aktarmaya yarayan cihazdır. 8 farklı kanalda ölçüm yapabilmektedir. Almış olduğu elektronik bilgiyi bilgisayar ortamına aktarır.

4.2.4. Avometrenin Tanıtımı

Deneylelerdeki elektriksel ölçümler yapılırken bir adet avometre kullanılmıştır. Bu avometre deney setinin kompresörünün çektiği akımı sürekli izlemek amacıyla kullanılmıştır. Kullanılan avometre ile ayrıca dirençte ölçülebilmektedir. Bu avometre dijital olup, % 1 hassasiyetinde akım ve voltaj ölçebilmektedir.

4.3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR VE ÖLÇÜMLERİN ALINMASI

Deney seti olarak kullanılan soğutma ünitesinin yoğuşturucusun üzerine ray şeklinde bir mekanizma yerleştirildi. Bu mekanizma yardımıyla, hazırlanacak bacalar sisteme aynı şekilde yerleştirilebilecekti.

Daha sonra sistemde basınç değerini okumak için gerekli manometrelerin yerleri kaynak yardımıyla yapıldı. Sistem derin vakum ve üçlü vakum yöntemiyle içindeki hava boşaltıldı ve 250 gram R.134a gazı ile şarj edilerek bir gün boyunca yüksüz test edildi. Testlerin olumlu sonuçlanmasıyla birlikte yoğuşturucu için baca yapımına başlandı [65-73].

Mukavvadan yapımına karar verilen bacalar 100cm, 130cm, 170cm boylarında olmak üzere üç ayrı boyda yapıldı. Deney seti Karabük Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Tesisat Öğretmenliği Atölyesinde uygun bir kısma yerleştirildi.

Termostat ayarları yapıp manometreler yerlerine yerleştirildikten sonra sıcaklık değerlerini okumak için termoelemanlar yerleştirildi. Gerekli bağlantılar ve kontroller yapıldıktan sonra sistem bir gün boyunca çalıştırıldı.

Deney setinin enerji tüketimini ölçmek üzere bir elektrik sayacı deney setine monte edildi.

Deney seti çalışırken, harcanan enerji (Wh), atmosfer sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$), kompresör, kondenser ve evaporatör giriş ve çıkış sıcaklıkları ($^{\circ}\text{C}$), voltaj (V), akım (A), basınç (kPa) ve elektrik sayacı ilk ve son okuma değerlerinin kaydedilmesine karar verildi [65-73].

Deneme alışmaları sırasında oda sıcaklığının çok fazla değişmediği gözlendi. Deneyleer sırasında kapı ve pencereleri zorunlu haller dışında kapalı tutulmasına gayret edildi.

Termoelemanlı termometre ile yapılan bütün ölçümlerde aynı sensörle ve aynı noktada 5 dakika beklenip toplam 2 saat boyunca ölçüm alındı. Atmosfer sıcaklığı ölçümünde deney setlerinin bulunduğu ortamın civarındaki sıcaklık ölçülerek kaydedildi. [65-73].

Termoelemanlarla ve bilgisayar ortamında yapılan sıcaklık ölçümlerinde kompresör giriş ve çıkış, yoğuşturucu giriş ve çıkış, buharlaştırıcı giriş ve çıkış sıcaklıkları olmak üzere altı ayrı noktadan ölçüm yapıldı. Termoelemanların ltğ sıcaklıklar 5 dakika aralıklarla kaydedildi.

Deney setinin buharlaştırıcısı içerisine 80w büyüklüğünde bir yük yerleştirildi. Buharlaştırıcı içerisine bir dijital termometre yerleştirildi ve 2 saat boyunca 5 er dakikalık aralıklarla termometredeki değerler kaydedildi [65-73].

Deneyleer yüklü ve yüksüz olmak üzere bacasız, 100cm bacalı, 130cm bacalı ve 170cm bacalı olarak toplam 8 adet deney yapıldı. Atmosferik hava sıcaklığı, kompresör giriş ve çıkış sıcaklığı, yoğuşturucu giriş ve çıkış sıcaklığı, buharlaştırıcı giriş ve çıkış sıcaklığı, kompresöre giren ve çıkan soğutucu akışkanın basınç dataları kaydedildi.

Deney seti ilk olarak doğal taşınımılı olarak çalıştırılıp yukarıdaki datalar kaydedildi, daha sonra sırasıyla 100cm, 130cm ve 170cm boyundaki bacalar yoğuşturucu üzerine konularak gerekli tüm ölçümler yapıldı.

4.4. MODEL SİSTEME AİT VERİLER

$T_{Kom,g}$ = Soğutucu akışkanın kompresöre giriş sıcaklığı

$T_{Kom,}$ = Soğutucu akışkanın kompresörden çıkış sıcaklığı

$P_{Kom,g}$ = Kompresör giriş basıncı

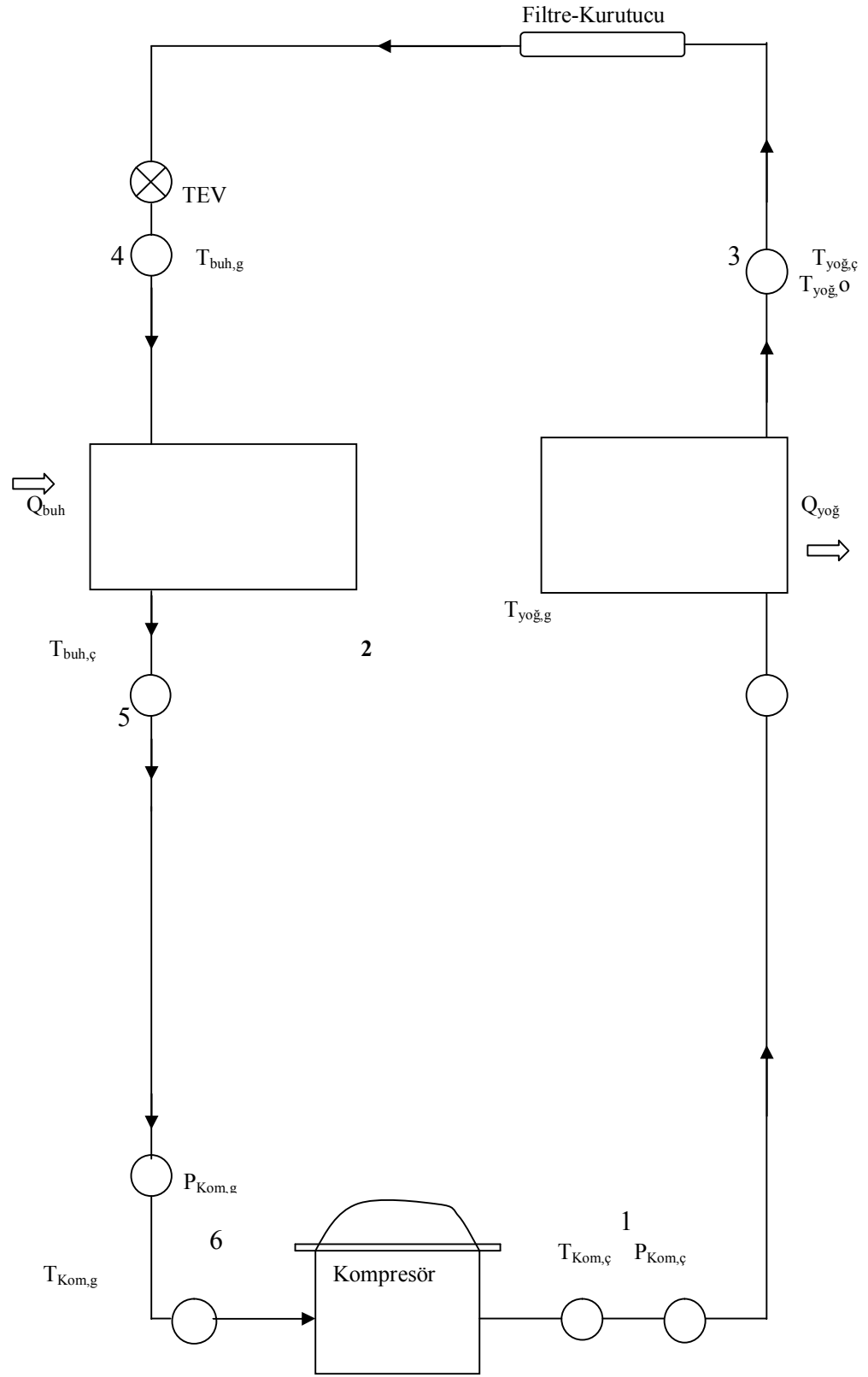
$P_{Kom,\zeta}$ = Kompresör çıkış basıncı

$T_{Yoğ,g}$ = Soğutucu akışkanın yoğuşturucuya giriş sıcaklığı

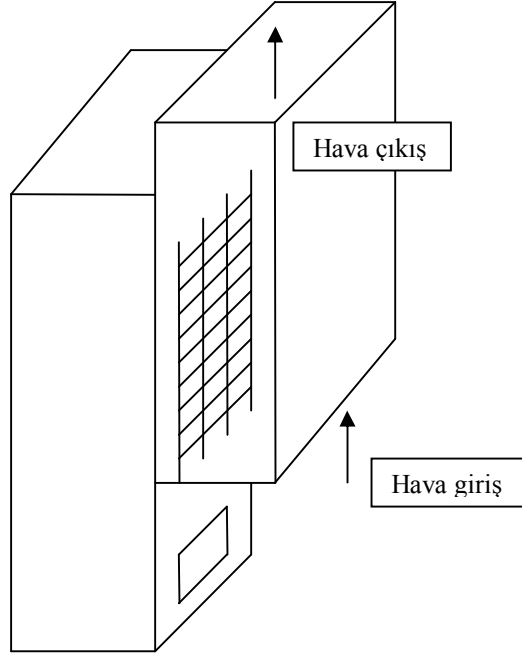
$T_{Yoğ,\zeta}$ = Soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış sıcaklığı

$T_{Buh,g}$ = Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya giriş sıcaklığı

$T_{Buh,\zeta}$ = Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan çıkış sıcaklığı



Şekil 4.2. Model sistemin çalışma şeması



Şekil 4.3. Model sistemin yoğuşturucu ve baca şeması

4.5. DENEY SETİNİN SOĞUTMA VE ISITMA TESİR KATSAYILARI

Deney setine ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları hesaplanırken entalpi değerlerine temel teşkil eden sıcaklık dataları, deney setinin kararlı çalıştığı dilimden 2 saatlik süredeki sıcaklıklar 5 dakika aralıklarla kaydedilmiş olup bu değerler arasından seçilmiştir.

Çizelge 4.1. 100 cm bacalı ve yüklü doğal taşınım için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi

Ölçüm noktaları	Basınç P, (kPa)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	1280	97,74	477,43
3		44,96	269,74
5	40	18,68	420,29

100 cm baca boylu ve yüklü doğal taşınım için soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$\beta = \frac{h_5 - h_3}{h_1 - h_5} = \frac{420.29 - 269.74}{477.43 - 420.29}$$

$$\beta = 2.63$$

$$\beta' = 1 + \beta = 1 + 2.63 = 3.63$$

Çizelge 4.2. 130 cm bacalı ve yüklü doğal taşınım için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi

Ölçüm noktaları	Basınç P, (kPa)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	1290	97,82	477,39
3		44,78	267,22
5	40	17,86	419,71

130 cm baca boylu ve yüklü doğal taşınım için soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$\beta = \frac{h_5 - h_3}{h_1 - h_5} = \frac{419.71 - 267.22}{477.39 - 419.71}$$

$$\beta = 2.64$$

$$\beta' = 1 + \beta = 1 + 2.64 = 3.64$$

Çizelge 4.3. 170 cm bacalı ve yüklü doğal taşınım için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi

Ölçüm noktaları	Basınç P, (kPa)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	1310	101,5	479.82
3		46,4	270,15
5	41	21,44	422,40

170 cm baca boyulu ve yüklü doğal taşınım için soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$\beta = \frac{h_5 - h_3}{h_1 - h_5} = \frac{422.40 - 270.15}{479.82 - 422.40}$$

$$\beta = 2.65$$

$$\beta' = 1 + \beta = 1 + 2.65 = 3.65$$

Çizelge 4.4. Doğal taşınımlı yüklü için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi

Ölçüm noktaları	Basınç P, (kPa)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	1300	98,8	478,33
3		44,82	270,69
5	0,43	19,32	420,47

Doğal taşımmlı ve yüklü için soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$\beta = \frac{h_5-h_3}{h_1-h_5} = \frac{420.47 - 270.69}{478.33 - 420.47}$$

$$\beta = 2.58$$

$$\beta' = 1+\beta = 1+ 2.58 = 3.58$$

Çizelge 4.5. 100 cm bacalı ve yüksüz doğal taşımım için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi

Ölçüm noktaları	Basınç P, (kPa)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	1180	94,28	474,97
3		42,22	264.9
5	25	16,64	418,91

100 cm baca boylu ve yüksüz doğal taşımım için soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$\beta = \frac{h_5-h_3}{h_1-h_5} = \frac{418.91 - 264.90}{474.97 - 418.91}$$

$$\beta = 2.74$$

$$\beta' = 1+\beta = 1+ 2.74 = 3.74$$

Çizelge 4.6. 130 cm bacalı ve yüksüz doğal taşınım için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi

Ölçüm noktaları	Basınç P, (kPa)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	1190	93,16	473,82
3		41,58	263.91
5	27	16,06	418,17

130 cm baca boylu ve yüksüz doğal taşınım için soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$\beta = \frac{h_5 - h_3}{h_1 - h_5} = \frac{418.17 - 263.91}{473.82 - 418.17}$$

$$\beta = 2.77$$

$$\beta' = 1 + \beta = 1 + 2.77 = 3.77$$

Çizelge 4.7. 170 cm bacalı ve yüksüz doğal taşınım için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi

Ölçüm noktaları	Basınç P, (kPa)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	1208	95,72	476,15
3		43,44	266.98
5	30	19,62	421,25

170 cm baca boylu ve yüksüz doğal taşınım için soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$\beta = \frac{h_5 - h_3}{h_1 - h_5} = \frac{421.25 - 266.98}{476.15 - 421.25}$$

$$\beta = 2.81$$

$$\beta' = 1 + \beta = 1 + 2.81 = 3.81$$

Çizelge 4.8. Doğal taşınımlı yüksüz için basınç, sıcaklık ve entalpi çizelgesi

Ölçüm noktaları	Basınç P, (kPa)	Sıcaklık T, (°C)	Entalpi h, (kJ/kg)
1	1220	97,6	478,02
3		43,04	262,87
5	0,32	17,5	419,28

Doğal taşınımlı yüksüz için soğutma ve ısıtma tesir katsayıları;

$$\beta = \frac{h_5 - h_3}{h_1 - h_5} = \frac{419.28 - 262.87}{478.02 - 419.28}$$

$$\beta = 2.66$$

$$\beta' = 1 + \beta = 1 + 2.66 = 3.66$$

Çizelge 4.9. Yüklü deney setine ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları

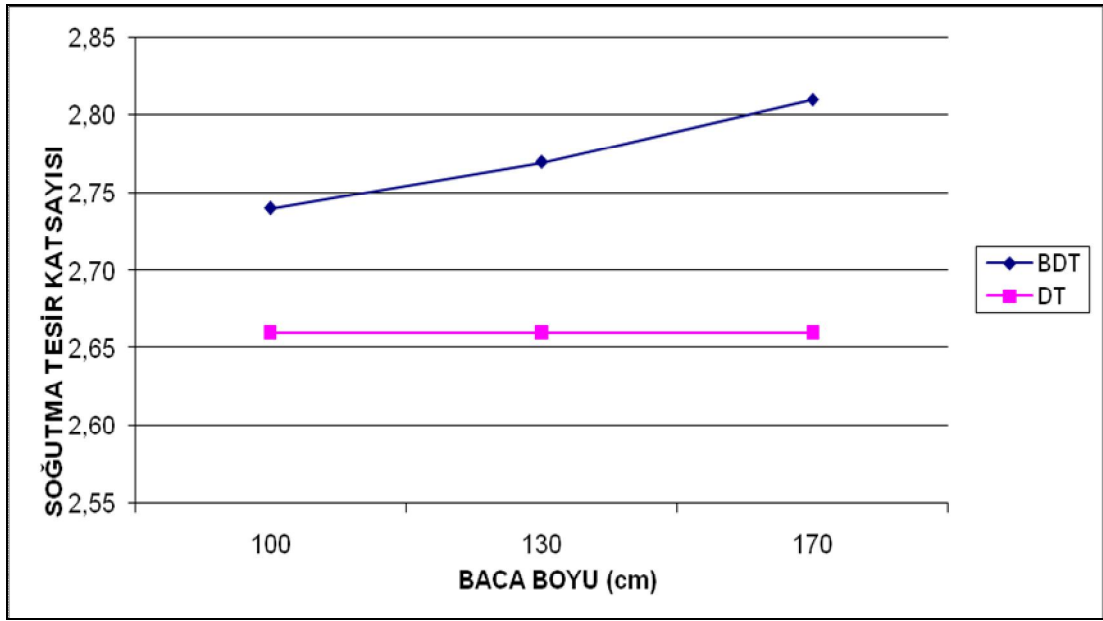
Değerlendirme Kriterleri	170 cm B.D.T	130 cm B.D.T	100 cm B.D.T	D.T
β	2.65	2.64	2.63	2.58
β'	3.65	3.64	3.63	3.58

Çizelge 4.10. Yüksüz deney setine ait soğutma ve ısıtma tesir katsayıları

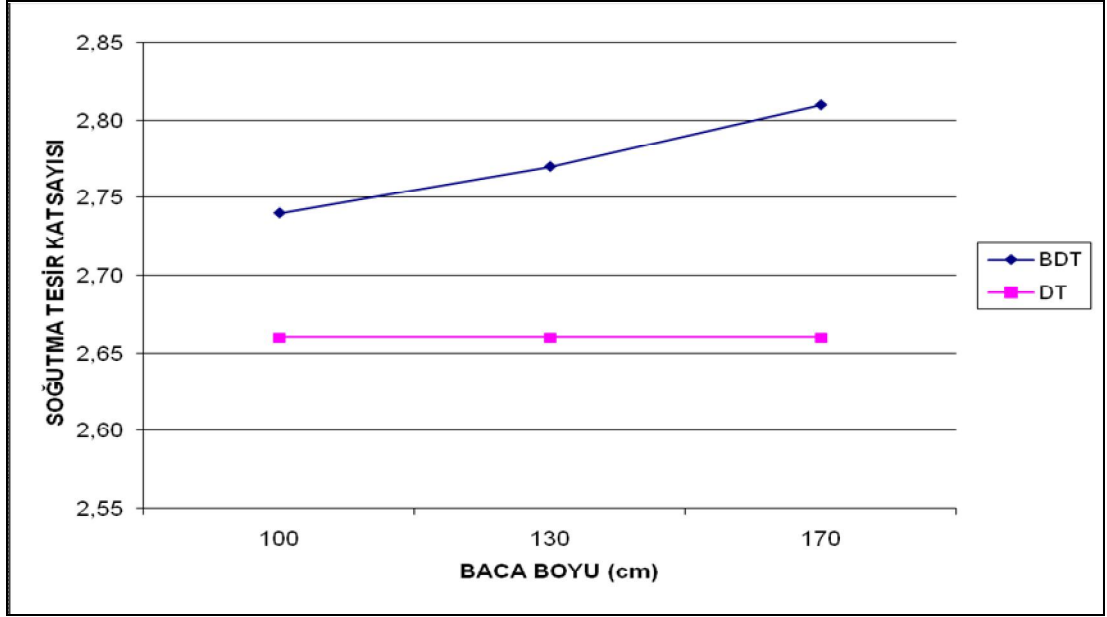
Değerlendirme Kriterleri	170 cm B.D.T	130 cm B.D.T	100 cm B.D.T	D.T
β	2.81	2.77	2.74	2.66
β'	3.81	3.77	3.74	3.66

Yukarıdaki çizelge 4.3 ve 4.7'den de görüleceği üzere yüklü veya yüksüz her iki durumda da soğutma ve ısıtma performans katsayıları en yüksek deney seti 170 cm baca ile çalışan bacalı doğal taşınımlı deney setidir. Bu ise buharlaştırıcıdaki ısı yükünün dışarı atılması için harcanan enerjinin, kompresörde soğutucu akışkanı sıkıştırmak için harcanan enerjiye oranı olduğuna göre, 170 cm baca ile çalışan bacalı doğal taşınımlı sistemin yüksek bir performans gösterdiği söylenebilir. Bunu 130 cm baca ile çalışan bacalı doğal taşınımlı deney seti izlemektedir. Bu deney setinde soğutma ve ısıtma tesir katsayılarının 170 cm bacalı sisteme göre farklı çıkmasının başlıca nedeni, yoğuşturucunun dışarı ısı atmaktaki performansı gösterilebilir. Buna bağlı olarak soğutucu akışkanın yoğuşma hızı ve miktarı azalacak dolayısıyla buharlaştırıcıdaki geçiş hızı ve miktarı da azalacaktır. Bunun sonucunda ısı yükünün dışarı atılması için deney setinin çalışma süresi daha fazla

olacaktır. Çizelgedeki değerleri incelemeye devam ettiğimizde 100 cm baca boyundaki doğal taşınımlı deney setinin ısıtma ve soğutma tesir katsayılarını gormekteyiz. Bacasız doğal taşınımlı deneyin ısıtma ve soğutma tesir katsayısı ise beklenildiği gibi en duşuk seviyede gerçekleşmiştir. Genel bir değerlendirme yapacak olursak en yuksek performans 170 cm bacalı doğal taşınımlı deney setinde gerçekleşmiş, daha sonra sırasıyla 130 cm ve 100 cm baca boyundaki doğal taşınımda gorulmuştur. Bu performansın baca boyuna bağlı olarak baca boyu uzadıkça soğutma tesir katsayısının arttığı gorulmuştur.



şekil 4.4. Yuklu deney setinin soğutma tesir katsayılarını gosteren grafik



Şekil 4.5. Yüksüz deney setinin soğutma tesir katsayılarını gösteren grafik

4.6. DENEY SETLERİNİN GERÇEK ÇEVİRİMLERİNİN ANALİZİ

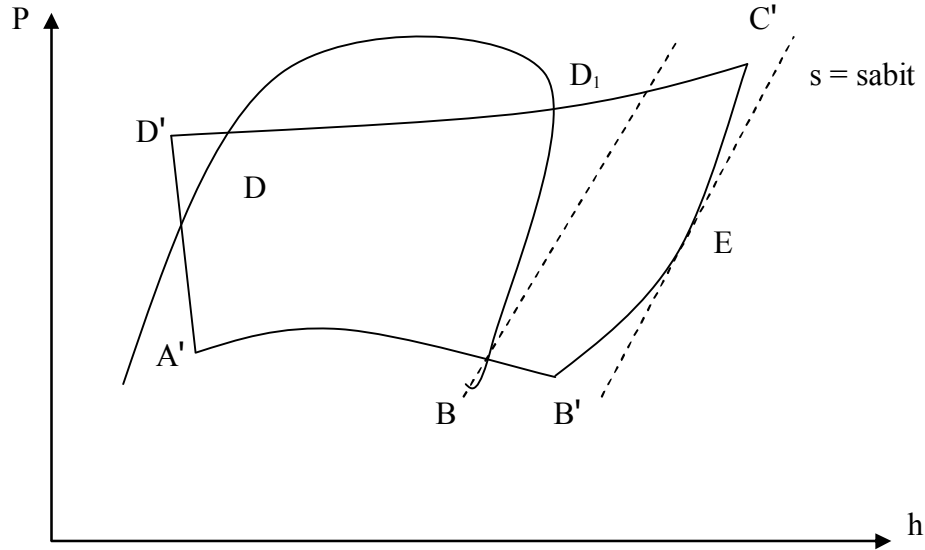
Deney setlerine ait gerçek çevrimler analiz edilirken doğal taşınımlı deney seti ve 130 cm baca boyulu deney setinin sonuçları esas alınarak yapılmıştır.

Gerçekte hem yoğuşturucuda hem de buharlaştırıcıda, cins ve konstrüksiyonları yanında, vanalar sebebiyle de basınç düşmeleri olur. Bu sebeple yatay yani sabit basınçta olan C D ve AB değişimleri çevrim yönünde aşağıya doğru eğim gösterirler ve C' D' ve A'B' eğik eğrileri boyunca çevrim gerçekleşir.

Buharlaştırıcıdaki buharlaşma sıcaklığı, ısı alınan ortamın sıcaklığından daha düşük olan genel halde, kompresörün emdiği buhar halindeki soğutucu akışkanda emme anında bir aşırı ısınma (kızdırma) olur ve kompresöre B şartları yerine B' şartlarında emme yapılır. Bu husus kompresöre soğutucu akışkan partiküllerinin emilmesinin önlenmesi için önemlidir.

Kompresöre B' şartlarında giriş halinde yani emme başlangıcında kompresörün silindir iç yüzeyinin sıcaklığı B' sıcaklığına göre daha yüksektir ve bu sebeple silindir iç yüzeyinden buhar halindeki soğutucu akışkanın sıcaklığı yükselir. Adyabatik

sıkıştırma olmaz. Sıkıştırmanın doğal sonucu olarak buhar halindeki soğutucu akışkanın sıcaklığı artar ve bu defa soğutucu akışkanın sıcaklığı kompresör silindirlerinin yüzey sıcaklığını eşit olduğu durum diyagramda E noktasına karşılıktır. Yani E noktasından sonra buhar halindeki soğutucu akışkanın sıcaklığı silindir iç yüzey sıcaklığından daha fazla olmaktadır.

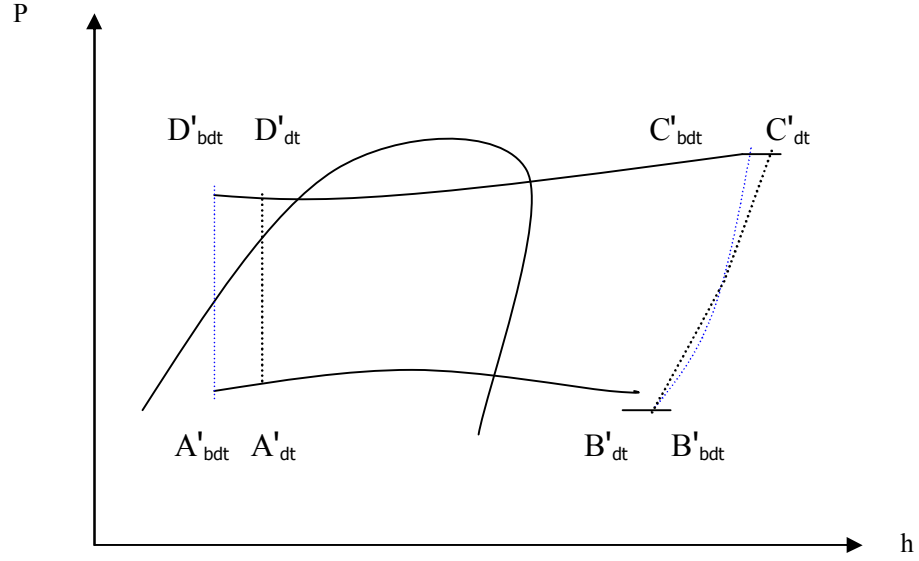


Şekil 4.6. Yoğuşan buhar ile çalışan sıkıştırmalı basit soğutma devresinin gerçek çevrimi

Yoğuşturucuda yoğuşan soğutucu akışkanın sıcaklığı, yoğuşturucunun bulunduğu dış ortam sıcaklığından daha küçük olduğundan, soğutucu akışkanda bir miktar aşırı soğutma olur. Bu sebeple teorik olarak D noktası yerine gerçekte D' noktasına gelinir.

Genleşme valfindeki genleşme de adyabatik cereyan etmez ve gerçekte A noktası yerine A' noktasına gelinir.

Deney setlerinin gerçek çevrimlerinin değerlendirilmesinde bacalı doğal taşınımlı deney seti olarak 100 cm bacalı doğal taşınımlı deney setinin dataları esas alınmıştır. Deney setlerine ait gerçek çevrimleri tek bir çevrim üzerinde çizip gösterelim.



Şekil 4.7. DT ve BDT deney setlerine ait gerçek çevrim diyagramı.

Doğal taşınımlı deney setinin datalarını inceleyecek olursak sıkıştırma sonu, yoğuşturucu giriş entalpileri diğer iki deney setinden de yüksek çıktığını görmekteyiz. Buharlaştırıcı çıkış entalpisi ise bacalı doğal taşınımından biraz düşük çıkmıştır. Şekilden de görülebileceği gibi aşırı soğuma miktarı bu deney setinde azalmakta dolayısıyla buharlaştırıcıdan ısı çekme performansını olumsuz yönde etkilemektedir.

Deney seti yüklü iken alınan ve verilen ısılar ile yoğuşturuculardan atılan ısı miktarı;

$$q_{bdt} = h_{C'} - h_{D'}$$

$$q_{bdt} = 477.43 - 269.74 = 207.69 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{dt} = h_{C'} - h_{D'}$$

$$q_{dt} = 478.33 - 270.69 = 207.64 \text{ kJ/kg} \text{ olmuştur.}$$

Buharlaştırıcılardan çekilen ısı miktarı;

$$q_{bdt} = h_{B'} - h_{A'}$$

$$q_{bdt} = 420.29 - 269.74 = 150.55 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{dt} = h_{B'} - h_{A'}$$

$$q_{dt} = 420.47 - 270.69 = 149.78 \text{ kJ/kg olmuştur.}$$

Kompresörde harcanan enerji miktarı;

$$q_{bdt} = h_{C'} - h_{B'}$$

$$q_{bdt} = 477.43 - 420.29 = 57.14 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{dt} = h_{C'} - h_{B'}$$

$$q_{dt} = 478.33 - 420.47 = 57.86 \text{ kJ/kg olmuştur.}$$

Deney seti yüksüz iken alınan ve verilen ısılar ile yoğuşturuculardan atılan ısı miktarı;

$$q_{bdt} = h_{C'} - h_{D'}$$

$$q_{bdt} = 474.97 - 264.9 = 210.07 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{dt} = h_{C'} - h_{D'}$$

$$q_{dt} = 478.02 - 262.87 = 215.15 \text{ kJ/kg olmuştur.}$$

Buharlaştırıcılardan çekilen ısı miktarı;

$$q_{bdt} = h_{B'} - h_{A'}$$

$$q_{bdt} = 418.91 - 264.9 = 154.01 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{dt} = h_{B'} - h_{A'}$$

$$q_{dt} = 419.28 - 262.87 = 156.41 \text{ kJ/kg olmuştur.}$$

Kompresörde harcanan enerji miktarı;

$$q_{bdt} = h_{C'} - h_{B'}$$

$$q_{bdt} = 474.97 - 418.91 = 56.06 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{dt} = h_{C'} - h_{B'}$$

$$q_{dt} = 478.02 - 419.28 = 58.74 \text{ kJ/kg olmuştur.}$$

4.7. DENEYSEL SONUÇLARIN HATA ANALİZİ

4.7.1. Deneysel Hata Tipleri ve Nedenleri

Deneysel bir çalışmada elde edilen sonuçların geçerliliğın gösterilmesi, yapılan deneylerden elde edilen sonuçların güvenilirliğini artırır. Bu nedenle, deneylerden elde edilen sonuçların belirli bir şekilde analiz edilmesi gerekir. Bu analizler bazen çok kolay olmasına rağmen, bazen de sonuçların temel fizik kurallarına uymasını sağlayabilmek için çok karmaşık olabilmektedir. Deneylerde yapılan ölçümlerin hassasiyeti incelenerek, ölçümlerde yapılan ve yapılabilecek hatalar analiz edilebilir.

Deneylerde, hataların bazıları rastgele karakterde olurken, bazıları da deneyi yapan kişinin dikkatsizliği nedeni ile ortaya çıkan ve çoğunlukla normal dağılımdan aşırı farklılıklar gösteren karakterde olabilir [74].

Genel olarak deneysel hatalar üç grupta toplanabilir. Bunlardan en önemlisi dikkatsizlik ve tecrübesizlikten kaynaklanan hatalardır. İkinci grup hatalar, sabit ve sistematik olarak adlandırılan hatalar olup, genelde tekrar edilen okumalarda görülen ve nedenleri çoğunlukla bilinmeyen hatalardır. Üçüncü grup hatalar ise, rasgele hatalar olup, deneyi yapan kişinin değişmesinden, dikkatlerin zamanla azalmasından, elektrik geriliminin değişmesinden, cihazların ısınmasıyla ortaya çıkan elektronik ölçme aletlerindeki salınımlardan veya ölçme aletlerindeki histerizis olaylardan kaynaklanan hatalardır [74].

Pratikte özellikle sistematik hataların tespiti için bazı teorik modeller geliştirilmiştir. Belirli sayıda deneye ait hata oranları, geliştirilen hata analiz modelleriyle tespit edilebilir. Bunlardan en çok kullanılan bir tanesi akılcı yaklaşım (coosense basis), diğeri ise belirsizlik analizi (uncertainty analysis) yöntemleridir. Akılcı yaklaşım yönteminde, ölçme sisteminde bulunan bütün aletlerin aynı anda maksimum hatayı yaptığı kabul edilir. Belirsizlik analizinde ise, sistemde ölçülmesi gereken büyüklük ve bu büyüklüğe etki eden bağımsız değişkenlerin neden olduğu hatalar ayrı ayrı belirlenmek suretiyle hata analizi yapılmaktadır. Bu analizin en belirgin özelliğı, en büyük hataya neden olan değişkenin hemen tespit edilebilmesidir. En büyük hataya

neden olan değişken yanında diğer değişkenler ihmal edilerek, inceleme bu hatayı yapan cihaz üzerine yoğunlaştırılmak suretiyle hata oranı azaltılabilir [74].

4.7.2. Sıcaklık Ölçümü Hata Analizi

Deneyleerde buharlaştırıcı sıcaklık değerleri $^{\circ}\text{C}$ cinsinden ölçülmüştür. -50 ile 200 $^{\circ}\text{C}$ aralığında ölçüm yapabilen termometrenin hassasiyeti $\pm 1\%$ $^{\circ}\text{C}$ 'dir. Ölçüme başlamadan önce termometre probu, 0 $^{\circ}\text{C}$ buz banyosunda kalibre edilerek doğru ölçüm yapıp yapmadığı kontrol edilmiştir.

Sıcaklık ölçümlerinde yapılan hataların analizinde, akılcı yaklaşım yöntemi kullanılmıştır. Deneyleerde, 3 ile 40 $^{\circ}\text{C}$ arasında değişen sıcaklık değerleri ölçülmüş olup, $2 \pm 1\%$ $^{\circ}\text{C}$ ve $40 \pm 1\%$ $^{\circ}\text{C}$ değerlerindeki maksimum ve minimum hatalar bulunmuştur. Buna göre, 2 $^{\circ}\text{C}$ 'de yapılan hata ± 0.02 $^{\circ}\text{C}$, termometreden hatalı olarak okunabilecek maksimum sıcaklık değeri 20.02 $^{\circ}\text{C}$, minimum sıcaklık değeri ise 19.98 $^{\circ}\text{C}$ olacaktır. Yine aynı şekilde, 40 $^{\circ}\text{C}$ 'de yapılan hata ise ± 0.4 $^{\circ}\text{C}$, termometreden hatalı olarak okunabilecek maksimum sıcaklık değeri 40.4 $^{\circ}\text{C}$, minimum sıcaklık değeri 39.6 $^{\circ}\text{C}$ olacaktır.

Kompresör giriş ve çıkış, yoğunlaştırıcı giriş ve çıkış, buharlaştırıcı giriş ve çıkış sıcaklıkları ise K tipi (Kromnikel-Krom) termoelemanlar kullanılarak ölçülmüştür. Sıcaklık değerleri doğrudan $^{\circ}\text{C}$ cinsinden bilgisayar ortamında ölçüm yapabilen bir program kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Program -50 $^{\circ}\text{C}$ ile 750 $^{\circ}\text{C}$ aralığında ölçüm yapabilmektedir. Bu aralıktaki ölçüm hassasiyeti ise $\pm 1\%$ $^{\circ}\text{C}$ 'dir. Ölçüme başlamadan önce termoelemanlar, 0 $^{\circ}\text{C}$ buz banyosunda kalibre edilerek doğru ölçüm yapıp yapmadıkları tek tek kontrol edilmiştir. Termoelemanlarla yapılan ölçümlerde de akılcı yaklaşım yöntemi kullanılmıştır.

Deneyleerde, 2 ile 100 $^{\circ}\text{C}$ arasında değişen sıcaklık değerleri ölçülmüş olup, $2 \pm 1\%$ $^{\circ}\text{C}$ ve $100 \pm 1\%$ $^{\circ}\text{C}$ değerlerindeki maksimum ve minimum hatalar bulunmuştur. Buna göre, 2 $^{\circ}\text{C}$ 'de yapılan hata ± 0.02 $^{\circ}\text{C}$, termometreden hatalı olarak okunabilecek maksimum sıcaklık değeri 20.02 $^{\circ}\text{C}$, minimum sıcaklık değeri ise 19.98 $^{\circ}\text{C}$ olacaktır. Yine aynı şekilde, 100 $^{\circ}\text{C}$ 'de yapılan hata ise ± 1 $^{\circ}\text{C}$, termometreden hatalı olarak

okunabilecek maksimum sıcaklık değeri 101 °C, minimum sıcaklık değeri 99 °C olacaktır. Akılcı yaklaşım yönteminin kullanılmasıyla sıcaklık ölçümlerinde yapılan hata oranı % 1 olarak bulunmuştur.

4.7.3. Enerji Tüketimi Ölçümü Hata Analizi

Deney setinin enerji tüketimi Köhler marka tek fazlı bir sayaç yardımıyla yapıldı. Elektrik sayacının enerji ölçüm hassasiyeti $\pm \%3$ Wh olarak katalog datalarından belirlenmiştir. Elektrik saatiyle ölçülen en yüksek değer 153 en küçük değer olarak 135 Wh'tir. Akılcı yöntemi kullanarak hata analizi yapacak olursak, $153 \pm \%3 = 148.40$ ve 157.60 değerleri, $135 \pm \%3 = 130.95$ ve 139.05 değerleri elde edilir.

4.7.4. Zaman Ölçümü Hata Analizi

Yapılan deneyler sırasında zaman değerleri dijital bir saat yardımıyla ölçülmüştür. Ölçülen zaman değerleri deney setinin enerji tüketiminde ve çalışma sürelerinin belirlenmesinde kullanıldığı için önem arz etmektedir. Ortaya çıkabilecek hatalar; zaman ölçerinin titreşiminden kaynaklanan hatalar = $\pm \%0.0003$ dakika, sıcaklık değerlerinin alınmasında yapılabilecek ortalama hata = $\pm \%0.10$ dakika şeklinde sıralanabilir [74].

BÖLÜM 5

SONUÇLAR

5.1. SÜREKLİ REJİMDE DOĞAL TAŞINIMLI VE BACALI DOĞAL TAŞINIMLI DENEY SETLERİNİN PERFORMANSLARININ ANALİZİ

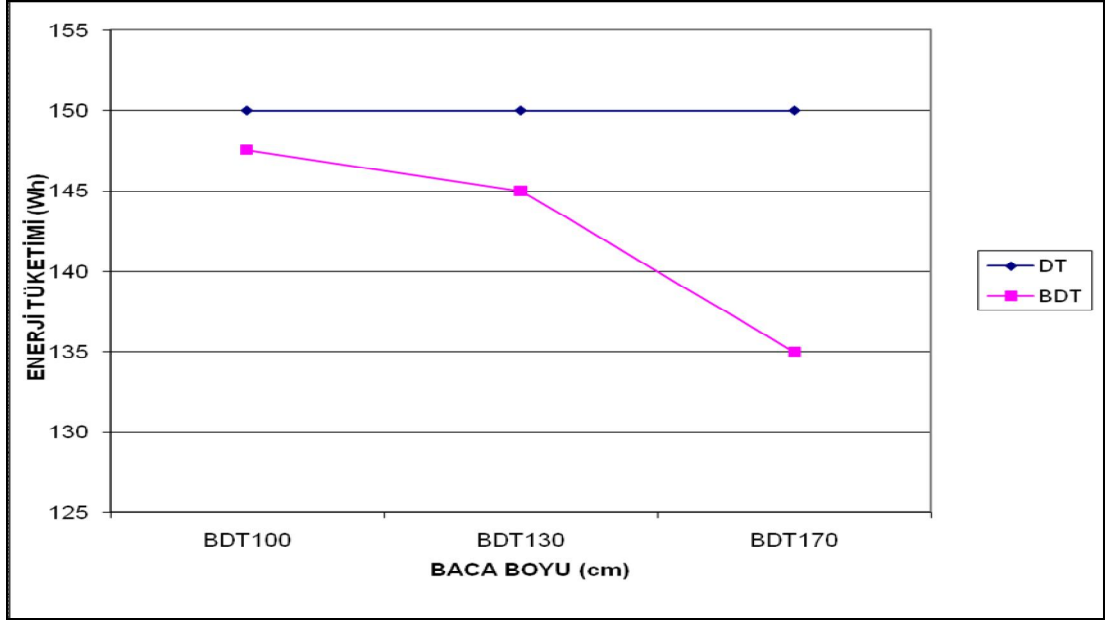
Deney seti sırasıyla önce doğal taşınımlı sonrada bacalı doğal taşınımlı olarak çalıştırılmıştır. Deney setinden ölçümler alınmadan önce set yaklaşık iki saat dinlendirilmiştir.

5.1.1. Deney Setinin Enerji Tüketim Analizi

Kompresörün enerji tüketimi ölçülürken tek fazlı bir elektrik sayacı kullanılmış, kompresör sabit buharlaştırıcı yükünde bir saat süreyle çalıştırılıp enerji tüketimi kaydedilmiştir.

Çizelge 5.1. Yüksüz doğal taşınım ve bacalı doğal taşınıma ait enerji tüketimi tablosu

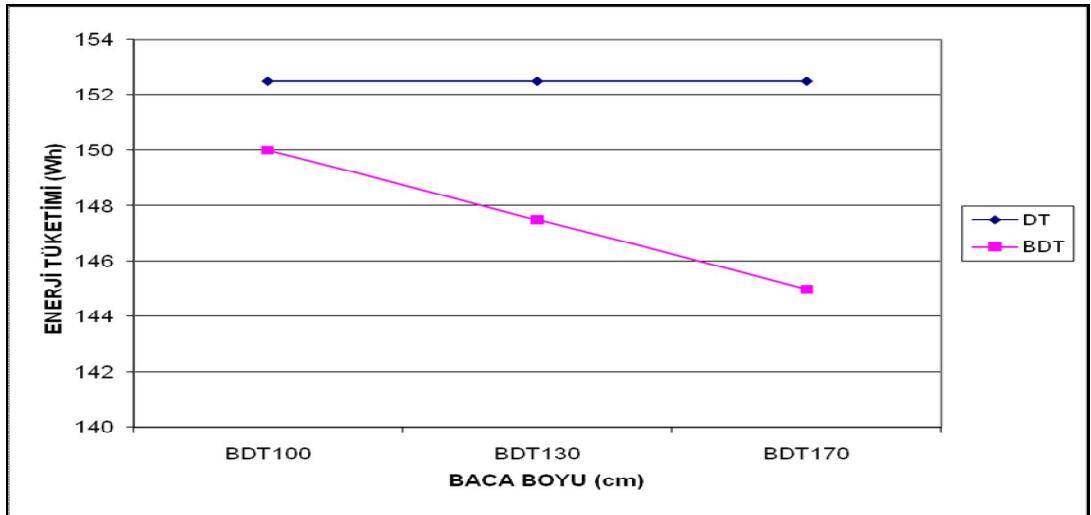
	BDT100	BDT130	BDT170
DT	150	150	150
BDT	147,5	145	135



Şekil 5.1. Yüksüz doğal taşınım ve bacalı doğal taşınımına ait enerji tüketimi diyagramı

Çizelge 5.2. Yüklü doğal taşınım ve bacalı doğal taşınımına ait enerji tüketimi tablosu

	BDT100	BDT130	BDT170
DT	152.5	152.5	152.5
BDT	150	147.5	145



Şekil 5.2. Yüklü doğal taşınım ve bacalı doğal taşınımına ait enerji tüketimi diyagramı

Yukarıdaki Çizelge 5.1. ve Şekil 5.1. birlikte incelendiğinde yüksüz doğal taşınımli deney setinin en çok enerji (150 Wh) tükettiği görülmektedir. Buna sebep olarak kompresörün soğutucu akışkanı sıkıştırmak için zorlanması gösterilebilir. Bacalı doğal taşınımın doğal taşınımına göre her zaman daha az enerji tükettiği görülmektedir. 100 cm bacalı doğal taşınımın harcamış olduğu enerji 147,5 Wh, 130 cm bacalı doğal taşınımınki 145 Wh, 170 cm bacalı doğal taşınımınki ise 135 Wh olarak gerçekleşmiştir. Bu sonuçlardan da görülebileceği gibi en az enerji tüketen 170 cm bacalı doğal taşınım en çok enerji tüketen ise doğal taşınım olmuştur.

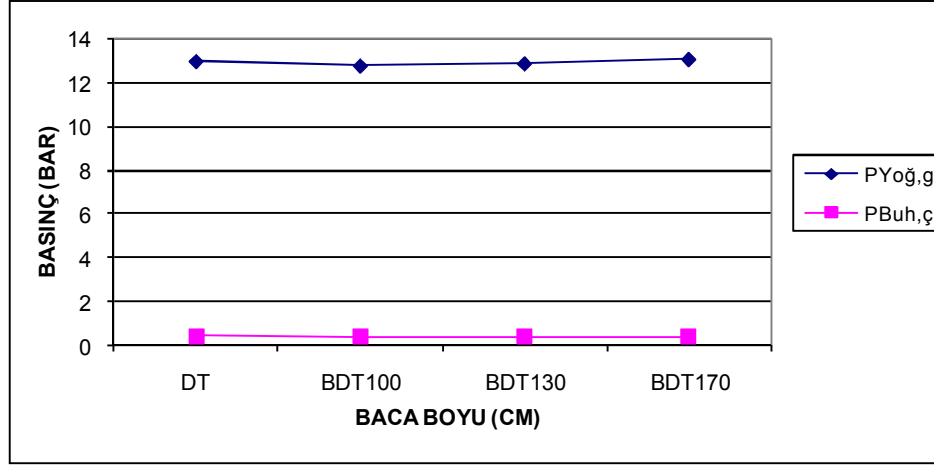
Tablo 5.2. ve Şekil 5.2. birlikte incelendiğinde ise en çok enerji tüketen yüklü doğal taşınım (152,5 Wh) olmuştur. 100 cm bacalı doğal taşınım 150 Wh, 130 cm bacalı doğal taşınım ise 147,5 Wh enerji tüketmiştir. En düşük enerji tüketimi ise yine 170 cm bacalı doğal taşınımında (145 Wh) olmuştur.

5.1.2. Basınç Analizi

Deney setinin üç noktasından basınç ölçümü yapılmıştır. Bu noktalar sırasıyla yoğuşturucu girişi, yoğuşturucu çıkışı ve buharlaştırıcı çıkışıdır. Basınçlar analog manometre ile ölçülmüştür. Ölçümler deney seti sürekli rejimde çalışırken alınmıştır. Ölçümler sonucu alınan datalar aşağıdaki Tablo 5.3 görülmektedir.

Çizelge 5.3. Yüklü doğal taşınım ve bacalı doğal taşınımına ait yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınç tablosu

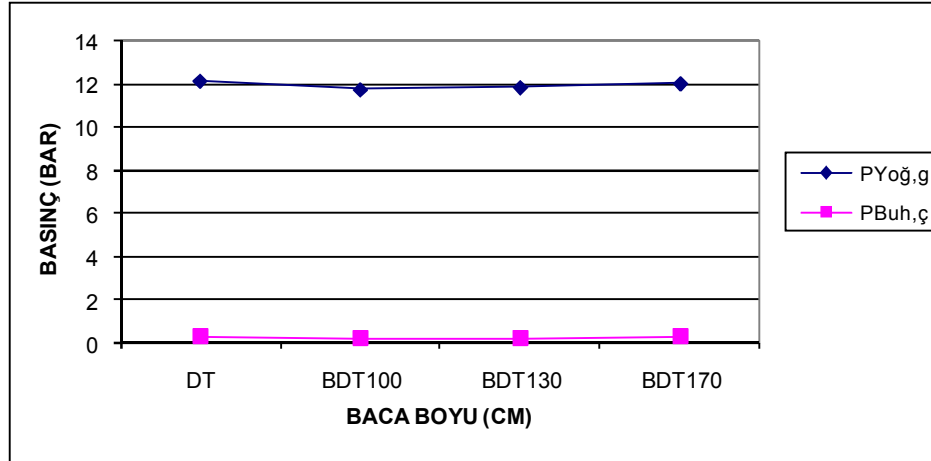
	$P_{Yoğ.g}$	$P_{Buh.ç}$
DT	13,10	0,43
BDT100	12,80	0,40
BDT130	12,90	0,40
BDT170	13,00	0,41



Şekil 5.3. Yüklü doğal taşınım ve bacalı doğal taşınımına ait yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınç diyagramı

Çizelge 5.4. Yüksüz doğal taşınım ve bacalı doğal taşınımına ait yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınç çizelgesi

	P _{Yoğ,g}	P _{Buh,ç}
DT	12,20	0,32
BDT100	11,80	0,25
BDT130	11,90	0,27
BDT170	12,08	0,30



Şekil 5.4. Yüksüz doğal taşınım ve bacalı doğal taşınımına ait yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınç diyagramı

Yukarıdaki tablolar birlikte incelendiğinde en yüksek yoğuşturucu çıkış basıncı doğal taşınımında kaydedilmiştir. Çünkü kompresör tarafından sıkıştırılan soğutucu

akışkanın yoğuşturucuda hızlı bir şekilde ısısının alınması gerekirken bu doğal taşınım nedeniyle gerçekleşmediği için sıcaklık yükselmekte buna bağlı olarak basınçta artmaktadır. Basıncın aşırı yükselmesi aynı zamanda kompresörün çektiği elektrik akımını da artırmakta bu da enerji sarfiyatının artmasına neden olmaktadır. Ayrıca yüksek basınca maruz kalan birleşme yerleri korozyon ve paslanma gibi zamanla meydana gelen olayların etkisiyle arızalara neden olmaktadır. Bacalı doğal taşınımındaki basınç değerleri şu şekilde gerçekleşmiştir; 100 cm bacalı doğal taşınımında yüklü iken yoğuşturucu giriş basıncı 12,80 bar, yüksüzken ise 11,80 bar ölçülmüştür. 130 cm bacalı doğal taşınımında yüklü iken 12,9 bar, yüksüzken ise 11,90 bar basınç ölçülmüştür. 170 cm bacalı doğal taşınımında yüklü iken 13,00 bar, yüksüzken 12,08 bar basınç ölçülmüştür.

Buharlaştırıcı çıkış basınçlarını analiz edecek olursak, en yüksek buharlaştırıcı çıkış basıncı yüklü ve yüksüz durumlarda yine doğal taşınımında meydana gelmiştir. Buna sebep olarak yine yoğuşturucunun dışarı ısı atma performansını gösterebiliriz. Yoğuşturucuda aşırı soğuma tam olarak gerçekleşmediği için soğutucu akışkanın tamamı buharlaşmadan kompresöre yönelmekte buda yoğuşturucu çıkış basıncını yükseltmektedir. En düşük çıkış basıncı 100 cm bacalı doğal taşınımında oluşmuştur. Yüklü iken 0,40 yüksüz iken 0,25 bar ölçülmüştür. Bacalı doğal taşınımındaki çıkış basınçları 0,25 ile 0,41 bar arasında gerçekleşmiştir. Bu basınçlar sırasıyla 100 cm bacalı doğal taşınımında yüklü iken 0,40 bar yüksüz iken 0,25 bar, 130 cm bacalıda yüklü iken 0,40 bar yüksüz iken 0,27 bar, 170 cm bacalıda ise yüklü iken 0,41 bar yüksüz iken 0,30 bar olarak gerçekleşmiştir.

Bacalı doğal taşınımının avantajlarını şöyle sıralayabiliriz. Yukarıdaki şekil ve tablolardan da görüleceği gibi hem yüklü hem de yüksüz çalışmalarda bacalı doğal taşınım doğal taşınımına göre daha az enerji tüketmiştir. Bunun yanında bacalı doğal taşınımının STK ve ITK sı daha yüksek olduğu görülmektedir.

BÖLÜM 6

TARTIŞMA VE DEĞERLENDİRME

Bacalı doğal taşınımli sisteminin uygulanabilirliği ve maliyetinin uygun olup olmadığı, bacalı doğal taşınımli yeni imalatlarda nasıl kullanılacağı ve projelendirme esasları, halen kullanılmakta olan milyonlarca ev tipi ve küçük ticari soğutucularda bacalı doğal taşınımli uygulanabilirliği araştırılmalıdır. Bacalı doğal taşınımli önündeki en büyük problemlerden birisi, yeni üretimlerde soğutucuların gövde yapısında baca oluşturulması gözükmeğidir. Diğer bir problem ise yoğuşturucuya bacanın nasıl yerleştirileceği, projelendirme esnasında nelere dikkat edilmesi gerektiği gibi hususlar ayrıntılı olarak araştırılmalıdır.

Yapılan deneylerde yoğuşturucu üzerine dikdörtgen prizma şeklinde bir baca konarak soğutma sisteminin performans testleri ve enerji tüketimleri ölçülmüştür. Değişik biçim ve boyutlardaki bacalarla sistemin performans testleri ve enerji tüketimleri ölçülerek optimum baca boyutu ve biçimi tespit edilebilir. Tespit edilen baca boyutu ve biçimi, değişik türden soğutma sistemlerine uygulanabilirliği tartışılıp, matematik modellemesi yapılabilir.

Bu tip çalışmalar değişik türden ev tipi soğutucular ile küçük ticari soğutucularda denenerek buradaki sonuçlarla karşılaştırılabilir. Doğal taşınımli sistemlerin bacalı doğal taşınımli dönüştürülmesi çok pahalı olmamakla birlikte kısa bir sürede kendini amorti edebileceği öngörülmektedir. Yeni üretilecek ev tipi soğutucularda ek bir harcamaya gerek kalmadan soğutucu gövdesi dizaynından faydalanılarak baca oluşturulabilir. Bu durum ayrıca malzeme yönüyle de bir avantaj sağlayacaktır. Yoğuşturucusu dışarıda ve arka tarafta olan ev tipi soğutucular için, yoğuşturucu ince saçlardan yapılmış bir baca içerisine alınarak bir tür baca etkisi oluşturulabilir.

Soğutma setinin yoğuşturucu verimliliği esas alınarak yapılan testlerde bacalı doğal taşınımlı yoğuşturucuların avantaj sağladığı tespit edilmiştir.

170 cm boyundaki bacalı doğal taşınım, bacasız doğal taşınım ile karşılaştırıldığında enerji tüketimi yönünden yüklü çalışmada % 5, yüksüz çalışmada ise % 10 daha avantajlı olduğu tespit edilmiştir.

Yukarıdaki avantajların soğutma sistemindeki kompresör ömrü, sistemdeki tamir bakım ve arıza yoğunluğu gibi parametrelerini göz önüne alınacak olursa, bacalı doğal taşınımın uygulanmaya değer bulunacağı açıktır.

KAYNAKLAR

1. Daniels, T.C. and Davies, A., "The relationship between the refrigerant charge and the performance of a vapor-compression refrigeration system", *ASHRAE Transactions*, 2(81): 212-234 (1971).
2. Fisher, T.S. and Torrance, K.E., "Free convection limits for pin-fin cooling", *Journal of Heat Transfer*, 120(3): 633-640 (1988).
3. Holtzapple, M.T., "Reducing energy costs in vapor- compression refrigeration and air conditioning using liquid recycle performance", *ASHRAE Transactions*, 2(95): 187-198 (1989).
4. Holtzapple, M.T., "Reducing energy costs in vapor- compression refrigeration and air conditioning using liquid recycle recycle comparison to other energy-saving cycles", *ASHRAE Transactions*, 3(95): 199-208 (1989).
5. Sami, S.M. and Duong, T.N., "Dynamic performance of heat pumps using refrigerant R-134a", *ASHRAE Transactions*, 3(97): 41-50 (1991).
6. Rite, R.W. and Crawford, R.R.; "The effect of frost accumulation on the performance of domestic refrigerator-freezer finned-tube evaporator coils", *ASHRAE Transactions*, 3(97): 428-435 (1991).
7. Klein, S.A., "Design considerations for refrigeration cycles", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 15(3): 181-185 (1991).
8. Miyara, A., Koyama, S. and Fujii, T., "Performance evaluation of a heat pump cycle using NARMs by a simulation with equations of heat transfer and pressure drop", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 16(3): 161-168 (1991).
9. Farzad, M., "The effect of void fraction model on estimation of air conditioner system performance variables under a range of refrigerant charging conditions", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 17(2): 85-93 (1991).
10. Farzad, M. and O'neal, D., "System performance characteristic of an air conditioner over a range of charging condition", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 14(6): 321-328 (1991).
11. Stephen, J.J. and Evans, J., "The temperature performance of domestic refrigerators", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 15(5): 313-319 (1992).

12. Bansal, P.K., Dutto, T. and Hivet, B., "Performance evaluation of environmentally benign refrigerants in heat pumps 2: an experimental study with HFC134a", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 15(6): 349-356 (1992).
13. Bodio, E., Chorowski, M. and Wilczek, M., "Working parameters of domestic refrigerators filled with propane-butane mixture", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 16(5): 353-356 (1993).
14. Rane, V.M., Amrane, K. and Radermacher, R., "Performance enhancement of a two-stage vapour compression heat pump with solution circuits by eliminating the rectifier", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 16(4): 247-257 (1993).
15. Högberg, M., Vamling, L. and Berntson, T., "Calculation methods for comparing the performance of pure and mixed working fluids in heat pump applications", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 16(6): 403-413 (1993).
16. Bensafi, A. and Haselden, G.G., "Wide boiling refrigerant mixtures for energy saving", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 17(7): 469-474 (1993).
17. Wu, Y., Xie, G. and Li, Z., "Development of a high-efficiency domestic refrigerator using cfc substitutes", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 17(3): 205-208 (1997).
18. Afgan, N. H., Radanovic, L. M. and Tikhonov, A. I., "SMRS: an expert system for performance analysis of small refrigerating machines", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 17(8): 532-537 (1994).
19. Won, S., Jung, D. and Radermacher, R., "An experimental study of the performance of a dual-loop refrigerator/freezer system", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 17(6): 411-416 (1994).
20. Richardson, R. N. and Butterworth, J. S., "The performance of propan/isobutane mixtures in a vapour-compression refrigeration system", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 18(1): 58-62 (1995).
21. Leung, C. W. and Probert, S. D., "Forced-Convective internal cooling of a horizontal equilatend -triangle cross-sectioned duct", *Applied Energy*, 57(1): 313-321 (1995).
22. Göktun, S., "Coefficient of performance for an irreversible combined refrigeration cycle", *Energy*, 21(7-8): 721-724 (1996).
23. McGovern, J. A. and Harte, S., "An exergy method for compressor performance analysis", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 18(6): 421-433 (1995).
24. Göktun, S., "Optimum performance of an irreversible refrigerator with three heat sources", *Energy*, 22(5): 27-31 (1997).

25. Zho, Q. and Radermacher, R., "Development of a vapor compression with a solution circuit and desorber/absorber heat exchange", *Intrenational Journal Of Refrigeration*, 20(2): 85-95 (1997).
26. Judge, J. and Radermacher, R., "A heat exchanger model for mixtures and pure refrigerant cycle simulations", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 20(4): 244-255 (1997).
27. Rebora, A. and Tagliafico, L. A., "Thermal performance analysis for hot-wall condenser and evaporator configurations in refrigeration appliances", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 21(6): 490-502 (1998).
28. Lum, J. M. And Clausing, A. M., "An investigation of the air-side forced convection heat transfer from saw-tooth shaped, multi layer, wire-on-tube condensers", *University of Illinois at Urbana-Chapaing*, 127: 1-35 (1997).
29. Petroski, S. J. and Clausing, A. M., "An investigation of the performance of confined heat transfer from saw-tooth shaped, multi-layer, wire-on-tube condensers", *University of Illinois at Urbana-Chapaing*, 153: 1-43 (1999).
30. Tassou, S. A. and Qureshi, T. Q., "Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 21(1): 229-41 (1998).
31. Nikolaidis, C. and Probert, S. D., "Exergy-Method anlysis of a two-stage vapour-compressionrefrigeration-plants performance", *Applied Energy*, 60(4): 241-256 (1998).
32. Fisher, T. S. and Torrance, K. E., "Free convection limits for pin-fin cooling", *Journal of Heat Transfer*, 120(3): 633-640 (1988).
33. Chow, T. T. and Lin, Z., "Prediction of on-coil temperature of condensers installed at tall building rerentrant", *Applied Thermal Engineering*, 19(2): 117-132 (1999).
34. Chen, J., "Performance characteristic of a two stage irreversible combined refrigeration system at maximum coefficient of performance", *Energy Conversion and Management*, 40(18): 1939-1948 (1999).
35. Michaud, L. M., "Vortex process for capturing mechanical energy during upward heat-convection in the atmosphere", *Applied Energy*, 62(4): 241-251 (1999).
36. Khan, J. K. and Zubair, S. M., "Design and perfomance evaluation of reciprocating refrigeration system", *Intrenational Journal of Refrigeration*, 22(3): 235-243 (1999).

37. Dingeç, H. and İleri, A., “Thermoeconomic optimization of simple refrigerators”, *International Journal of Energy Research*, 23(11): 949-962 (1999).
38. Barnes, P. R. and Bullard, C. W., “Optimization of sawtooth and multi-slab wire- on-tube condenser”, *University of Illinois at Urbana-Champaign*, 1-45 (2000).
39. Kodal, A., Şahin, B. ve Öktem, A. S., “Performance of analysis of two stage combined heat pump system based on thermoeconomic optimization criterion”, *Energy Conversion and Management*, 42(9): 1989-1998 (2000).
40. Thrasher, W. W., Fisher. T. S. and Torrance, K. E., “Experiments on chimney-enhanced free convection from pin-fin heat sinks”, *Journal of Heat Transfer*, 122(4): 350 – 355 (2000).
41. Wong, T. N., Liang, S. Y. and Nathan, G. K., “Study on refrigeration circurity of condenser coils with exergy destruction analysis”, *Applied Thermal Engineering*, 20(6): 559-577 (2000).
42. Chang, Y. S., Kim, M. S. and Ro, S. T., “Performance and heat transfer characteristic of hydrocarbon refrigerants in a heat pump system”, *International Journal of Refrigeration*, 23(3): 232-242 (2000).
43. Lee, G. H. and Yoo, J. Y., “Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system”, *International Journal of Refrigeration*, 23(3): 243-254 (2000).
44. Ryska, A., Kral, F. and Ota, J., “Metod of determination of the effective capacity of refrigeration and a/c units of vaiable speeds”, *International Journal of Refrigeration*, 23(5): 402-405 (2000).
45. Jung, D., Lee, Y., Park, B. and Kang, B., “A study on the performance of multi-stage condensation heat pumps”, *International Journal of Refrigeration*, 23(7): 528-539 (2000).
46. Klein. S. A., Reindl, D. T. and Brownell, K., “Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers”, *International Journal of Refrigeration*, 23(8): 588-596 (2000).
47. Choi, J., Kim, Y. and Kim, J., “Experimental study on the performance of an inverter heat pump with a bypass orifice”, *International Journal of Refrigeration*, 24(5): 417-427 (2001).
48. Dutta, A. K., Yanagisawa, T. and Fukuta, M., “An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection”, *International Journal of Refrigeration*, 24(6): 577-587 (2001).

49. Manske, K. A., Reindl, D. T. and Klein, S. A., “Evaporative condenser control in industrial refrigeration systems”, *Intrenational Journal of Refrigeration*, 24(7): 676-691 (2001).
50. Goswami, D. Y., Ek, G., Leung, M., Jotshi, C. K., Sherif, S. A. And Colacino, F., “Effect of refrigerant charge on the performance of air conditioning systems”, *Intrenational Journal of Energy Research*, 25(8): 741-750 (2001).
51. Salah El-Din, M. M., “Performance analysis of heat pumps and refrigerators with variable reservoir temperatures”, *Energy Conversion and Management*, 42(2): 201-216 (2001).
52. Şahin, B., Kodal, A. and Koyun, A., “Optimal performance characteristic of a two-stage irreversible combined refrigeration system under maximum cooling load per unit total cost conditions”, *Energy Conversion and Management*, 42(9): 451-466 (2001).
53. Park, Y. C., Kim, Y. C. and Min, M. K., “Performance analysis on a multi-type inverter air conditioner”, *Energy Conversion and Management*, 42(13): 1607-1622 (2001).
54. Cizungu, K., Mani, A. and Croll, M., “Performance compression of vapour jet refrigeration system with enviorment frendly working fluids”, *Applied Thermal Engineering*, 21(5): 585-598 (2001).
55. Chow, T. T., Lin, Z. And Wang, Q. W., “Analysis of condenser cooling air delivery via building light well”, *Applied Thermal Engineering*, 21(8): 831-843 (2001).
56. Liang, S. Y. and Wong T. N., “Numerical modelling of two-phase refrigeration flow through adiabatic cappillary tubes”, *Applied Termal Engineering*, 21(10): 1035-1048 (2001).
57. Dai, Y. J., Wang, R. Z., Zhang, H. F. and Yu, D. J., “Use of liquid dessicant cooling to improve the performance of vapour compression air conditioning”, *Applied Thermal Engineering*, 21(12): 1185-1202 (2001).
58. Çetinkaya, S., “Termodinamik”, *Nobel Yayın Dağıttım*, Ankara, Türkiye 64-79 (1999).
59. Dağsöz, A. K., “Soğutma tekniği, ısı pompaları, ısı boruları”, *Meta Basın Yayın Dağıttım*, İstanbul, Türkiye 95-108 (1990).
60. Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moron, M., “Thermal design and optimization”, *Wiley C.O*, New York, USA, 57-72 (1996).
61. Kakaç, S., “Isı transferi”, *Güven Kitapevi*, Ankara, 70-76 (1972).

62. Althouse, A. D., Turnquist, C. H. and Bracciono, A. F., “Modern refrigeration and air conditioning”, *The Goodheart-Willcox Company*, Illinois, USA 82-89 (1992).
63. Özkol, N., “Soğutma tekniği”, *Makine Mühendisleri Odası*, Ankara, Türkiye 86-97 (1999).
64. Trott, A. R., “Refrigeration and air conditioning”, *Buuterworths*, London, U.K 60-72 (1989).
65. TS-7452., “Ticari tip buz dolapların teknik özellikleri”, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara, Türkiye (1989).
66. TS-7852., “Soğutucu dolaplar, ticari deney metotları-alanların, hacimlerin ve lineer boyutların hesaplanması”, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara, Türkiye (1990).
67. TS-7853., “Soğutucu dolaplar, ticari deney metotları, genel deney şartları”, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara, Türkiye (1990).
68. TS-7854., “Soğutucu dolaplar, deney metotları, sıcaklık deneyi”, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara, Türkiye (1990).
69. TS-7857., “Soğutucu dolaplar, ticari deney metotları, elektrik enerjisi tüketim deneyi”, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara, Türkiye (1990).
70. TS-8187., “Soğutma kompresörleri deney metotları, soğutma kapasitesi ve güç performans faktörü tayini”, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara, Türkiye (1990).
71. TS-7596 EN ISO 5155., “Soğutucular, ev tipi donmuş gıda depolama dolapları ve gıda dondurucuları, karakteristikler ve deney metotları”, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara, Türkiye (1996).
72. TS-11301 EN 28187., “Soğutucu cihazlar, ev ve benzeri yerlerde kullanılan soğutucu-dondurucular karakteristikler ve deney metotları”, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara, Türkiye (1998).
73. TS-EN-1861., “Soğutma sistemleri ve ısı pompaları”, *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara, Türkiye (1999).
74. Genceli, O. F., “Ölçme tekniği”, *Birsen Yayınevi*, İstanbul, Türkiye 48-69 (1995).

ÖZGEÇMİŞ

Muratcan KADAYIFÇI 1986 yılında İstanbul'da doğdu; ilkokulu aynı şehirde tamamladı. Ortaokul ve lise öğrenimi Trabzon'da tamamlayarak 2003 yılında Akçaabat Lisesinden mezun oldu. 2005 yılında Karabük Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Tesisat Öğretmenliği Programında öğrenime başlayıp 2009 yılında iyi derece ile mezun oldu. 2009 yılında Karabük Üniversitesi Makine Eğitimi Bölümünde Yüksek lisansa başladı ve hala devam etmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Dürbinar Mah. İnönü Cad. Kardeşler
Birlik Ap. No:17 Kat:8 D:16 Akçaabat/TRABZON
Tel : (539) 376 43 96
E-posta : kaptankadayifci@hotmail.com

EK AÇIKLAMALAR A.

DENEY SETİNDE ALINAN ÖLÇÜMLERİN SONUÇLARI

Çizelge Ek A.1. 100 cm bacalı ve yüklü doğal taşımimli deney seti ölçümleri

ZAMAN t (s)	KOMP.ÇIKIŞI °C	YOĞ. GİRİŞİ °C	YOĞ. ÇIKIŞI °C	BUH. GİRİŞİ °C	BUH. ÇIKIŞI °C	KOMP.GİRİŞİ °C
300	73,6	68,5	50,5	1,7	28,6	42,6
600	76,7	70,2	47,6	-3,6	25,7	40,5
900	79,7	72,2	46,7	-6,8	23,5	39,3
1200	82,2	74	46	-8,1	22,6	38,8
1500	84,8	76	45,6	-9,1	21,4	38,5
1800	87	77,4	45,4	-10,1	21	38,4
2100	89	79	45,2	-9,8	18	38,2
2400	90,4	80	45,1	-10,6	19	38,1
2700	91,3	80,8	45,1	-10,6	19	38,4
3000	92,3	81,4	45,2	-10,8	18,3	38,2
3300	93,5	82,5	45,2	-11,6	18,8	38,2
3600	94	83	45	-11,6	19,1	38,6
3900	94,7	83,5	45,2	-11,6	17,8	38,5
4200	95,2	84	45,1	-11,3	18,6	38,7
4500	95,9	84,5	45,4	-11,7	19,1	38,7
4800	96,5	84,9	44,9	-12,3	17,4	38,5
5100	96,8	84,8	44,9	-12,5	17,2	38,3
5400	96,8	85,3	45,3	-12,3	18,8	38,5
5700	96,8	85	45,3	-12,2	19	38,8
6000	97,2	85,1	45,1	-12,5	18,6	38,8
6300	97,6	85,5	45,1	-12,4	18,7	38,9
6600	97,8	85,6	44,9	-12,8	18,4	38,7
6900	98	85,6	44,9	-13	18,9	38,8
7200	98,1	85,8	44,8	-13,5	18,8	38,8

ORTALAMA 97,74 85,52 44,96 12,84 18,68 38,8

Çizelge Ek A.2. 130 cm bacalı ve yüklü doğal taşımimli deney seti ölçümleri

ZAMAN t (s)	KOMP.ÇIKIŞI °C	YOĞ. GİRİŞİ °C	YOĞ. ÇIKIŞI °C	BUH. GİRİŞİ °C	BUH. ÇIKIŞI °C	KOMP.GİRİŞİ °C
300	70,5	66,4	49,4	2,4	28,4	41,7
600	74,1	68,1	47,1	-3,9	25,5	39,9
900	77,6	70,8	46,1	-6,8	23,4	39,2
1200	80,5	72,7	45,6	-7,1	23,2	38,8
1500	83,3	75,1	45,6	-8,1	21,4	38,5
1800	85,6	76,8	43,1	-8,8	21,6	38,4
2100	87,9	78,4	45,8	-9,2	19,8	38,6
2400	89,5	79,8	45,3	-9,6	19,7	38,4
2700	91	81,1	45,3	-9,7	19,4	38,8
3000	92,2	82,1	45,2	-10,5	19,1	38,5
3300	93,2	82,9	45,5	-10,7	19,1	38,7
3600	94	83,3	45,5	-10,9	17,7	38,4
3900	94,8	84	45	-10,8	18,5	38,8
4200	95,3	84,2	45,3	-11,5	19,2	38,5
4500	95,8	84,8	45	-11,7	19,4	38,7
4800	96	85	44,9	-11,8	18,9	38,6
5100	96,7	85,8	45,1	-11,9	18,7	39,1
5400	97,1	85,8	44,9	-11,8	18	38,8
5700	97,4	85,8	45	-12,2	15,9	38,8
6000	97,4	86,1	45	-12,2	19	39
6300	97,5	85,8	44,7	-12,6	18,1	38,7
6600	97,7	86,1	44,7	-12,3	17,3	38,8
6900	98,1	86,4	44,9	-12,7	17,8	38,8
7200	98,4	86,6	44,6	-13,1	17,1	38,7

ORTALAMA 97,82 86,2 44,78 12,58 17,86 38,8

Çizelge Ek A.3. 170 cm bacalı ve yüklü doğal taşımimli deney seti ölçümleri

ZAMAN t (s)	KOMP.ÇIKIŞI °C	YOĞ. GİRİŞİ °C	YOĞ. ÇIKIŞI °C	BUH. GİRİŞİ °C	BUH. ÇIKIŞI °C	KOMP.GİRİŞİ °C
300	76,8	72,2	53,1	3,2	31	45,7
600	80,2	74,4	50,2	-1,9	27,8	43,3
900	82,8	76,3	48,2	-5,1	25,2	42
1200	85,4	78,4	47,9	-5,5	24,5	41,3
1500	88,2	80,2	47,9	-7,1	23,1	41,1
1800	90,2	81,6	47,3	-8,1	23,2	41,2
2100	92	82,3	47,5	-8,6	22,3	40,9
2400	93,6	84,5	47,4	-8,7	21,8	40,7
2700	95	85,4	47,2	-8,8	21,5	40,6
3000	96,1	86,3	47,1	-8,6	21,4	41
3300	97,1	86,8	47,6	-9,3	20,9	40,6
3600	97,8	87,6	47,2	-9,4	21,5	40,7
3900	98,7	88,4	47,2	-9,5	20,5	40,8
4200	99,3	88,8	47,1	-9,8	21,2	41,1
4500	99,8	89,2	47,1	-10,1	20,8	41
4800	100,4	89,8	47,3	-10,3	20	41,1
5100	101	90,5	47,5	-10,6	19,4	41,2
5400	101,2	90,1	47	-10,6	20,1	40,7
5700	101,4	89,3	47,1	-10,5	20,4	40,7
6000	101,3	89,1	47,1	-10,6	21,6	41,1
6300	101,5	89,8	46,3	-10,8	21,6	40,3
6600	101,8	90,2	46,4	-11,4	21,5	40,5
6900	101,3	88,5	46,2	-11,6	21,3	40,8
7200	101,6	89	46	-11,8	21,2	40,4

ORTALAMA 101,5 89,32 46,4 11,24 21,44 40,62

Çizelge Ek A.4. Bacasız ve yüklü doğal taşınımli deney seti ölçümleri

ZAMAN t (s)	KOMP.ÇIKIŞI °C	YOĞ. GİRİŞİ °C	YOĞ. ÇIKIŞI °C	BUH. GİRİŞİ °C	BUH. ÇIKIŞI °C	KOMP.GİRİŞİ °C
1	41,8	37,7	30,4	28,2	29,4	32,4
300	69,9	65,5	50,2	2,5	28,7	43,2
600	73,7	68,4	48,6	-2,7	26,3	42,5
900	77,3	71,5	47,6	-4,7	25	41,6
1200	80,7	74,1	47,2	-6,3	23,2	41,3
1500	83,6	76,2	46,5	-7	23,2	40,9
1800	86,1	78	46,5	-8,3	22,1	41,1
2100	88,2	79,7	46,4	-9	21,2	41,1
2400	90	80,7	46,1	-9	21,7	40,5
2700	91,5	82,3	46,1	-9,7	21,2	40,6
3000	92,9	83,7	46	-9,3	19,5	40,7
3300	93,8	84,1	45,7	-10,8	20	40,5
3600	94,7	85	45,9	-10	19,6	41,2
3900	95,5	85,3	45,5	-10,6	20,2	41,1
4200	96,2	85,6	45,2	-11	20,3	40,6
4500	96,6	86,1	45,5	-10,8	20,6	40,6
4800	97,2	86	45,1	-11,6	19,7	40,5
5100	97,5	86,7	45,8	-11	20	41
5400	98	87,1	45,1	-12,1	19,5	40,4
5700	98,1	87,5	45,1	-12	19,7	40,5
6000	98,2	86,8	45,5	-11,4	20,5	41,1
6300	98,8	87	44,8	-12,4	19,3	40
6600	99	86,9	44,5	-12,7	19,3	40
6900	99	87,3	44,7	-12,6	18,4	39,9
7200	99	86,8	44,6	-12,6	19,1	40,4

ORTALAMA 98,8 86,96 44,82 12,34 19,32 40,28

Çizelge Ek A.5. 100 cm bacalı ve yüksüz doğal taşınimli deney seti ölçümleri

ZAMAN t (s)	KOMP.ÇIKIŞI °C	YOĞ. GİRİŞİ °C	YOĞ. ÇIKIŞI °C	BUH. GİRİŞİ °C	BUH. ÇIKIŞI °C	KOMP.GİRİŞİ °C
300	59,6	56	48,5	3,8	28,2	39
600	65,3	60,2	47	-3	26,1	39,7
900	69,7	63,4	46,2	-5,8	24,1	38,4
1200	74,2	66,8	45,6	-7,6	23,6	38,2
1500	78,1	69,9	45,2	-9,4	21	37,7
1800	80,9	72,1	44,8	-9,3	20,6	37,6
2100	83,5	74,2	45,1	-9,8	19,9	37,4
2400	85,7	75,8	44,4	-11,5	19	37,4
2700	87,5	76,8	44,5	-11,9	18,8	37,2
3000	89	78	44	-12,5	18,3	37,4
3300	90,2	78,7	43,8	-12,8	17,7	36,9
3600	91,1	79,4	43,5	-13,3	17,4	36,8
3900	91,8	79,7	43,3	-13,4	17,8	36,7
4200	92,5	80,1	43,7	-14,1	17,2	36,7
4500	93,1	80,5	43,1	-14,2	17,1	36,8
4800	93,5	80,7	43	-14	17,1	36,6
5100	93,8	81	42,8	-15,1	17,5	36,6
5400	94,1	81	42,8	-15,2	17,3	36,6
5700	94,2	80,7	42,7	-15,3	17,4	36,7
6000	94,4	80,7	42,4	-15,8	17	36,5
6300	94,3	80,6	42,7	-15,9	16,7	36,2
6600	94,2	80,5	42,1	-16	17,1	36,2
6900	94,3	80,3	42	-16,4	16,4	36,1
7200	94,2	80,2	41,9	-16,4	16	36,2

ORTALAMA 94,28 80,46 42,22 -16,1 16,64 36,24

Çizelge Ek A.6. 130 cm bacalı ve yüksüz doğal taşınimli deney seti ölçümleri

ZAMAN t (s)	KOMP.ÇIKIŞI °C	YOĞ. GİRİŞİ °C	YOĞ. ÇIKIŞI °C	BUH. GİRİŞİ °C	BUH. ÇIKIŞI °C	KOMP.GİRİŞİ °C
300	60,3	56,8	48,6	3,1	27,8	40,5
600	66,2	61,1	46,9	-2,8	26,1	39,9
900	70,2	64	45,7	-5	24,2	38,8
1200	74,4	67,3	45,1	-7,1	22,7	38,2
1500	78,2	70,2	45,2	-8,2	21,4	38,4
1800	81	72,3	44,8	-9,2	20,9	37,8
2100	83,5	74,2	44,7	-9,9	20,5	38
2400	85,6	75,8	44,7	-10,3	19,3	37,9
2700	87,4	77	44,4	-11,4	19	37,9
3000	88,9	78	43,8	-12,6	18,6	37,3
3300	90,1	79	43,8	-13,3	17,6	37,5
3600	91	79,4	43,8	-12,7	18,1	37,5
3900	91,7	80	43,5	-13,2	17,9	37,1
4200	92,6	80,5	43,4	-13,1	16,1	37,2
4500	92,8	80,2	43,1	-14,1	17	36,5
4800	93,1	80,3	42,6	-14,8	16,2	36,3
5100	93,2	80,2	42,2	-15	17,2	36,3
5400	93,2	80,1	42,2	-15	16,6	36,1
5700	93,3	80,1	42	-15,3	16,4	36
6000	93,3	79,9	42,1	-15,9	15,8	36,1
6300	93,3	79,7	41,7	-15,8	16,2	35,6
6600	93,2	79,7	41,6	-16	16,1	35,5
6900	93	78,9	41,2	-16,9	16,3	35,2
7200	93	78,8	41,3	-16,4	15,9	36,1
ORTALAMA	93,16	79,4	41,58	-16,2	16,06	35,7

Çizelge Ek A.7. 170 cm bacalı ve yüksüz doğal taşınımlı deney seti ölçümleri

ZAMAN t (s)	KOMP.ÇIKIŞI °C	YOĞ. GİRİŞİ °C	YOĞ. ÇIKIŞI °C	BUH. GİRİŞİ °C	BUH. ÇIKIŞI °C	KOMP.GİRİŞİ °C
300	77,2	72	51,1	2,7	29,6	44,1
600	80,2	74,2	48,7	-2,4	27,3	41,9
900	82,7	75,7	47,2	-4,9	25,3	40,6
1200	85,3	77,4	46,2	-7,3	23,6	40,2
1500	87,5	79	45,9	-7,5	22,3	39,5
1800	89,3	80,3	46,2	-9,3	21,3	39,7
2100	90,5	81,4	46	-9,5	21,8	39,8
2400	92,2	82,6	45,9	-10,3	20	39,6
2700	93,2	83,2	45,5	-10,8	19,5	39,4
3000	94	83,9	45	11,3	19,6	39
3300	94,7	84,2	44,8	-11,6	17,7	38,8
3600	94,8	84	44,5	-12,2	19,2	38,8
3900	95,4	84,2	44,4	-12,3	19	38,7
4200	95,6	83,8	44,7	-12,8	19,2	38,7
4500	95,7	84,5	44,2	-13,1	18,8	38,4
4800	96,2	84,6	44,1	-13,7	17,8	38,3
5100	96,2	84,5	43,8	-14,1	18,3	38,2
5400	96,2	84,7	43,8	-14,1	17,8	38,2
5700	96,1	84,2	43,7	-14,2	19,1	38,2
6000	96	84,3	43,8	-14,5	19,8	38,6
6300	95,8	83,4	43,6	-14,9	19,7	38
6600	96	83,4	43,1	-15,3	19,7	37,9
6900	95,4	83,3	43	-15,6	19,5	37,9
7200	95,4	82,6	43,7	-15,5	19,4	38,4
ORTALAMA	95,72	83,4	43,44	-15,16	19,62	38,16

Çizelge Ek A.8. Bacasız ve yüksüz doğal taşınımlı deney seti ölçümleri

ZAMAN t (s)	KOMP.ÇIKIŞI °C	YOĞ. GİRİŞİ °C	YOĞ. ÇIKIŞI °C	BUH. GİRİŞİ °C	BUH. ÇIKIŞI °C	KOMP.GİRİŞİ °C
300	77	72,2	51,8	2,5	29,6	44,7
600	80,2	73,9	49,1	-2,3	26,5	42,8
900	83,1	75	47,9	-3,2	25,2	42
1200	85,7	77,6	46,8	-7	23,8	40,9
1500	88	79	46,5	-8	22,1	40,7
1800	89,8	80,5	46,2	-9,1	21,4	41,1
2100	91,5	81,4	45,4	-9,8	20,2	40,6
2400	92,8	82,2	45,8	-9,8	19,7	40,6
2700	93,6	82,7	45	-11	19,2	38,8
3000	94,7	83	45	-11,3	19,1	39,7
3300	95,5	83,6	44,7	-12,3	18,9	39,5
3600	95,8	84,4	44,3	-11,8	18,5	39,4
3900	96,5	84,5	44,1	-12,5	18,6	39,4
4200	96,9	84	44,6	-13	18,8	39,8
4500	97,1	84,3	43,7	-12,9	17,1	38,9
4800	97,3	84,5	43,7	-13,5	17	39
5100	97,7	84,1	43,6	-14	17,8	38,8
5400	97,7	84,2	43,7	-14,1	17,5	38,7
5700	97,8	84,1	43,4	-14,3	17,7	39
6000	97,5	84,7	43,6	-14,6	17,5	39
6300	97,6	83,6	43,2	-14,5	18,3	39
6600	97,6	83,7	43,2	-15,1	17,2	38
6900	97,7	83,2	42,7	-15,6	17,2	38,3
7200	97,6	83	42,5	-15,8	17,3	38,1
ORTALAMA	97,6	83,64	43,04	-15,12	17,5	38,48