

**T.C.  
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILAN BİR  
SOĞUTMA SİSTEMİNDE TERMODİNAMİK VE ISI  
TRANSFERİNİN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK  
İNCELENMESİ**

**Ahmet KABUL**

**Danışman: Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT**

**DOKTORA TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
ISPARTA - 2008**

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne

Bu çalışma jürimiz tarafından MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI'nda oybirliği ile DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN

Gazi Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Makine Eğitimi Bölümü

Üye : Prof. Dr. Mustafa ACAR

Süleyman Demirel Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Bölümü

Üye : Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT

Süleyman Demirel Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi,  
Makine Eğitimi Bölümü

Üye : Prof. Dr. İsmail Hakkı AKÇAY

Süleyman Demirel Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Bölümü

Üye : Doç. Dr. Osman İPEK

Süleyman Demirel Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Bölümü

ONAY

Bu tez 11/02/2008 tarihinde yapılan tez savunma sınavı sonucunda, yukarıdaki jüri üyeleri tarafından kabul edilmiştir.

...../...../ 2008

**Prof. Dr. Fatma GÖKTEPE**

**Enstitü Müdürü**

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET .....	iii
ABSTRACT .....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xi
1.GİRİŞ .....	1
1.1. Soğutma ve Soğutma Sistemleri .....	4
1.2. Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Cihaz ve Ekipmanlar .....	8
1.2.1. Soğutma Kompresörleri .....	8
1.2.2. Genleşme Elemanları .....	9
1.2.3. Buharlaştırıcı (Evaporatör – soğutucu) .....	9
1.2.4. Kondenser (Yoğuşturucu) .....	10
1.3. Soğutucu Akışkanlar .....	11
1.4. Isı Değiştiriciler.....	16
1.5. Isı Transferi .....	20
1.5.1. Isı Transfer Mekanizmaları .....	20
1.5.2. İki Fazlı Akış.....	23
1.5.3. Kaynama Teorisi .....	24
1.5.4. Yatay Boru içerisinde Akış Esnasında Kaynama .....	27
1.5.5. Toplam Isı Transfer Katsayısı .....	29
2. KAYNAK ÖZETLERİ .....	30
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	40
3.1. Deney Sisteminin Tanıtılması .....	40
3.1.1. Deney Sisteminde Kullanılan Ölçüm Cihazları .....	42
3.2. Deneylerin Yapılışı .....	44
3.3. Kompresörlü Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sisteminin Çalışma Karakteristikleri.....	46

3.4. Kompresörlü Teorik Soğutma Sistemi Birinci Kanun Analizi .....	48
3.4.1. Kompresör Birinci Kanun Analizi .....	50
3.4.2. Genleşme Valfi Birinci Kanun Analizi .....	50
3.4.3. Kondanser Birinci Kanun Analizi .....	51
3.4.4. Evaporatör Birinci Kanun Analizi .....	51
3.4.5. Soğutma Performans Katsayısı (COP).....	52
3.5. Kompresörlü Teorik Soğutma Sistemi İkinci Kanun Analizi.....	53
3.5.1. Ekserji Kavramı .....	53
3.5.2. Sistem Elemanlarının Ekserji Analizi .....	57
3.5.2.1 Kompresör Ekserji Analizi.....	57
3.5.2.2. Genleşme Valfi Ekserji Analizi .....	58
3.5.2.3. Kondanser Ekserji Analizi .....	58
3.5.2.4. Evaporatör Ekserji Analizi.....	59
3.5.3. Kompresörlü Teorik Soğutma Sisteminin Toplam Tersinmezliği.....	60
3.5.4. Ekserji Verimleri.....	60
3.7. Isı Değiştirici Dizayn Denklemleri .....	62
3.8. Isı Değiştirici Dizaynı için Teorik Bağıntılar .....	65
4. ARAŞTIRMA BULGULARI .....	69
5. TARTIŞMA ve SONUÇLAR .....	93
6. KAYNAKLAR .....	104
EKLER.....	110
ÖZGEÇMİŞ .....	117

## ÖZET

### DOKTORA TEZİ

# ALTERNATİF SOĞUTUCU AKIŞKAN KULLANILAN BİR SOĞUTMA SİSTEMİNDE TERMODİNAMİK VE ISI TRANSFERİNİN TEORİK VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Ahmet KABUL

Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Jüri: Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN**  
**Prof. Dr. Mustafa ACAR**  
**Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT (Danışman)**  
**Prof. Dr. İsmail Hakkı AKÇAY**  
**Doç. Dr. Osman İPEK**

Bu çalışmanın amacı, soğutucu akışkan olarak R404A'nın kullanıldığı kompresörlü soğutma sisteminde gövde – borulu ısı değiştiricinin akış halinde kaynama esnasındaki toplam ısı transfer katsayısının değişiminin sistem parametrelerine göre analizinin yapılmasıdır. Bu amaç doğrultusunda analizlerin yapılabilmesi için deneysel bir sistem kurulmuş ve evaporatör basıncı ve sıcaklığının, soğutucu akışkan debisinin, ısı akısının ve soğutma suyu debisinin toplam ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Deney çalışması, evaporatör basıncın 2.73 – 5.76 bar, soğutucu akışkan kütle akısının 64.64 – 152.68 kg/m<sup>2</sup>s ve ısı akısının 9.616 – 21.524 kW/m<sup>2</sup> olduğu aralıklarda yapılmıştır. Kullanılan gövde – borulu ısı değiştirici 60 cm boyunda ve bir geçişte iç çapı 8 mm ve dış çapı 10 mm olan 9 adet bakır borudan oluşmaktadır. Yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar kullanılarak kaynama esnasındaki toplam ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır. Deney sonuçları hesaplandıktan sonra literatürde önerilmiş üç farklı bağıntı kullanılarak kaynama esnasındaki ısı transfer katsayısı tekrar elde edilmiştir. Elde edilen değer ile deney sonuçları karşılaştırılmıştır.

Çalışmanın daha sonraki aşamasında soğutma sistemindeki her eleman termodinamiğin birinci ve ikinci yasa analizine tabi tutularak soğutma performans katsayısı, ikinci yasa verimi, tersinmezlikler ve ekserji verimleri hesaplanmıştır. Çalışmanın son kısmında, evaporatör basıncı, soğutma suyu sıcaklıkları, soğutma suyu debisi, alternatif soğutucu akışkan R404A'nın debisi ve soğutma suyunun gövde tarafındaki hızının değişimleri kullanılarak gövde – borulu ısı değiştiricisi için toplam ısı transfer katsayısını veren bağıntı geliştirilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Alternatif soğutucu akışkan (R404A), gövde – borulu ısı değiştiricisi, ısı transfer katsayısı, termodinamiğin birinci ve ikinci kanun analizi.

**2008, 118 Sayfa**

## **ABSTRACT**

**Ph.D. Thesis**

### **THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THERMODYNAMICS AND HEAT TRANSFER IN A REFRIGERATING SYSTEM USING ALTERNATIVE REFRIGERANT**

**Ahmet KABUL**

**Süleyman Demirel University Graduate School of Applied and Natural Sciences  
Department of Mechanical Engineering**

**Thesis Committee: Prof. Dr. H. Mehmet ŞAHİN  
Prof. Dr. Mustafa ACAR  
Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT (Supervisor)  
Prof. Dr. İsmail Hakkı AKÇAY  
Assoc. Prof. Osman İPEK**

Scope of this study is to analyze the variation of heat transfer coefficient in terms of system parameters in shell and tube heat exchanger of a refrigeration system using R404a. For this aim, to carry out the analyses, an experimental system was built up and the effects of evaporator pressure and temperature, refrigerant mass flow rate, heat flux and cooling water mass flow rate on heat transfer coefficient were investigated.

Experiments were made for evaporator pressure of 2.73-5.76 bar, refrigerant mass flux rate of 64.64-152.68 kg/m<sup>2</sup>s, heat flux of 9.616-21.524 kW/m<sup>2</sup>. The shell and tube heat exchanger is 60 cm in length and consist of 9 tubes which are 8 mm in inner diameter and 10 mm in outer diameter. Overall heat transfer coefficient during boiling was calculated using obtained results from the experiments. After calculating the experimental results, overall heat transfer coefficient during boiling was recalculated using three different equations proposed by some researchers. Obtained result was compared with experimental results.

In the other part of the study cooling coefficient of performance, second law efficiency, irreversibilities and exergy efficiencies were determined by carrying out first and second law of thermodynamics analysis for each system component. In the last part of the study, an empirical correlation derived for overall heat transfer coefficient using, evaporator pressure cooling water temperatures, cooling water mass flow rate, alternative refrigerant R404a mass flow rate and cooling load shell side velocity.

**KEYWORDS:** Alternative refrigerant (R404A), shell and tube heat exchanger, heat transfer coefficient, first and second law of thermodynamics.

**2008, 118 Pages**

## TEŞEKKÜR

Bu tez çalışması için danışmanlığımı kabul eden, beni yönlendiren ve çalışma esnasında karşılan her türlü sıkıntıda engin bilgi ve tecrübesiyle her aşamada bana yardımcı olan değerli hocam Prof. Dr. Ali Kemal YAKUT'a sonsuz şükranlarımı sunarım. Çalışmanın ilerleyen safhalarında fikir ve bilgilerini benden esirgemeyen Yrd. Doç. Dr. Arif Emre ÖZGÜR, Yrd. Doç. Dr. Ahmet ÖZSOY ve Yrd. Doç. Dr. Reşat SELBAŞ'a teşekkürlerimi sunarım. Deneysel çalışma esnasında sürekli yanımda olan Öğr. Gör. Önder KIZILKAN ve Arş. Gör. Erkan DİKMEN'e teşekkürlerimi sunarım.

Araştırmanın deneysel çalışmada yardımlarımı gördüğüm Pırlanta Soğutma şirketinin tüm personeline teşekkür ederim.

1265–D–06 no'lu Proje ile tezimi maddi olarak destekleyen Süleyman Demirel Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Yönetim Birimi Başkanlığı'na teşekkür ederim. Aynı zamanda 106M522 no'lu proje ile deneysel çalışmada ölçüm aletlerinin alınmasını sağlayan Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu Başkanlığına teşekkür ederim.

Tez çalışmanın her aşamasında beni yalnız bırakmayan aileme sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

Ahmet KABUL  
Isparta, 2008

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 1.1. Kompresörlü teorik soğutma çevrimi tesisat şeması .....	5
Şekil 1.2. Kompresörlü teorik soğutma çevrimi a) LnP-h diyagramı, b) T-s diyagramı .....	5
Şekil 1.3. Gerçek bir soğutma çevrimin lnP-h diyagramı .....	6
Şekil 1.4. Gövde – borulu ısı değiştiricinin genel görünümü .....	19
Şekil 1.5. Paralel ve ters akımlı ısı değiştiricilerin sıcaklık dağılımı.....	20
Şekil 1.6. Atmosfer şartlarında suyun kaynama eğrisi.....	25
Şekil 1.7. Yatay boru içerisinde buharlaşma esnasında akış modeli.....	28
Şekil 3.1. Deney sisteminin genel görünümü .....	42
Şekil 3.2. Deney sisteminin çalışma şeması.....	44
Şekil 3.3. Teorik soğutma sisteminin şematik gösterimi .....	49
Şekil 3.4 Teorik soğutma çevrimi Ekserji – Entalpi diyagramı .....	63
Şekil 4.1. Sabit 2.7 bar evaporatör basıncında toplam ısı transfer katsayısının ve gövde tarafındaki su hızının soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi .	70
Şekil 4.2. Sabit 3.2 bar evaporatör basıncında toplam ısı transfer katsayısının ve gövde tarafındaki su hızının soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi .	70
Şekil 4.3. Sabit 3.7 bar evaporatör basıncında toplam ısı transfer katsayısının ve gövde tarafındaki su hızının soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi .	71
Şekil 4.4. Sabit 4.2 bar evaporatör basıncında toplam ısı transfer katsayısının ve gövde tarafındaki su hızının soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi .	71
Şekil 4.5. Sabit 4.7 bar evaporatör basıncında toplam ısı transfer katsayısının ve gövde tarafındaki su hızının soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi .	72
Şekil 4.6. Sabit 5.2 bar evaporatör basıncında toplam ısı transfer katsayısının ve gövde tarafındaki su hızının soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi .	72
Şekil 4.7. Sabit 5.7 bar evaporatör basıncında toplam ısı transfer katsayısının ve gövde tarafındaki su hızının soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi .	73
Şekil 4.8. Sabit 20 C soğutma suyu sıcaklığında toplam ısı transfer katsayısının ve soğutucu akışkan debisinin evaporatör basıncına göre değişimi .....	74

Şekil 4.9. Sabit 25 °C soğutma suyu sıcaklığında toplam ısı transfer katsayısının ve soğutucu akışkan debisinin evaporatör basıncına göre değişimi .....	74
Şekil 4.10. Sabit 30 °C soğutma suyu sıcaklığında toplam ısı transfer katsayısının ve soğutucu akışkan debisinin evaporatör basıncına göre değişimi .....	75
Şekil 4.11. Sabit 35 °C soğutma suyu sıcaklığında toplam ısı transfer katsayısının ve soğutucu akışkan debisinin evaporatör basıncına göre değişimi .....	75
Şekil 4.12. Sabit 40 °C soğutma suyu sıcaklığında toplam ısı transfer katsayısının ve soğutucu akışkan debisinin evaporatör basıncına göre değişimi .....	76
Şekil 4.13. Kondanser basıncına göre toplam ısı transfer katsayısının değişimi ..	77
Şekil 4.14. Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş sıcaklığına göre toplam ısı transfer katsayısının değişimi .....	78
Şekil 4.15. Soğutucu akışkanın evaporatörden çıkış sıcaklığına göre toplam ısı transfer katsayısının değişimi .....	78
Şekil 4.16. Sistem içerisinde dolaşan soğutucu akışkan debisine göre toplam ısı transfer katsayısının değişimi .....	79
Şekil 4.17. Gövde – borulu ısı değiştiricisine giren su debisiyle toplam ısı transfer katsayısının değişimi .....	79
Şekil 4.18. Gövde – borulu ısı değiştiricide oluşan ısı akısına göre toplam ısı transfer katsayısının değişimi .....	80
Şekil 4.19. Evaporatör girişinde soğutucu akışkanın kuruluk derecesine göre toplam ısı transfer katsayısının değişimi .....	81
Şekil 4.20. Deneysel sonuçlarla elde edilen buharlaşma esnasındaki toplam ısı transfer katsayısının literatürdeki modellerle (bağıntularla) karşılaştırılması .....	81
Şekil 4.21. Soğutma performans katsayılarının (COP) evaporatör basıncına göre değişimi .....	82
Şekil 4.22. Soğutma performans katsayılarının (COP) evaporatör sıcaklığına göre değişimi .....	83

Şekil 4.23. Toplam ısı transfer katsayısının soğutma performans katsayısına göre değişimi .....	84
Şekil 4.24. İkinci yasa veriminin evaporatör basıncına göre değişimi .....	85
Şekil 4.25. İkinci yasa veriminin evaporatör sıcaklığına göre değişimi .....	85
Şekil 4.26. Toplam ısı transfer katsayısının ikinci yasa verimine göre değişimi.	86
Şekil 4.27. Sistemin toplam tersinmezliğinin evaporatör basıncına göre değişimi .....	87
Şekil 4.28. Sistemin toplam tersinmezliğinin evaporatör sıcaklığına göre değişimi .....	87
Şekil 4.29. Toplam ısı transfer katsayısının sistemin toplam tersinmezliğine göre değişimi .....	88
Şekil 4.30. Sistemin toplam tersinmezliğinin soğutma suyu debisine göre değişimi .....	88
Şekil 4.31. Sistemin toplam tersinmezliğinin soğutucu akışkan debisine göre değişimi .....	89
Şekil 4.32. Sistem elemanlarına ait tersinmezliklerin evaporatör basıncına göre değişimi .....	89
Şekil 4.33. Sistemin ekserjik veriminin evaporatör basıncına göre değişimi .....	91
Şekil 4.34. Sistemin ekserjik veriminin evaporatör sıcaklığına göre değişimi .....	91
Şekil 4.35. Toplam ısı transfer katsayısının sistemin ekserjik verimine göre değişimi .....	92
Şekil 5.1. Toplam ısı transfer katsayısının, evaporatör basıncı ve soğutma suyu sıcaklığının fonksiyonu olarak gösterilimi .....	95
Şekil 5.2. Gövde tarafından geçen soğutma suyu hızının, evaporatör basıncı ve soğutma suyu sıcaklığının fonksiyonu olarak gösterilimi .....	95
Şekil 5.3. Sabit 2.7 bar evaporatör basıncında deneysel olarak elde edilen toplam ısı transfer katsayısının ampirik olarak elde edilen bağıntıyla karşılaştırılması .....	99
Şekil 5.4. Sabit 3.2 bar evaporatör basıncında deneysel olarak elde edilen toplam ısı transfer katsayısının ampirik olarak elde edilen bağıntıyla karşılaştırılması .....	100

Şekil 5.5. Sabit 3.7 bar evaporatör basıncında deneysel olarak elde edilen toplam ısı transfer katsayısının ampirik olarak elde edilen bağıntıyla karşılaştırılması .....	100
Şekil 5.6. Sabit 4.2 bar evaporatör basıncında deneysel olarak elde edilen toplam ısı transfer katsayısının ampirik olarak elde edilen bağıntıyla karşılaştırılması .....	101
Şekil 5.7. Sabit 4.7 bar evaporatör basıncında deneysel olarak elde edilen toplam ısı transfer katsayısının ampirik olarak elde edilen bağıntıyla karşılaştırılması .....	101
Şekil 5.8. Sabit 5.2 bar evaporatör basıncında deneysel olarak elde edilen toplam ısı transfer katsayısının ampirik olarak elde edilen bağıntıyla karşılaştırılması .....	102
Şekil 5.9. Sabit 5.7 bar evaporatör basıncında deneysel olarak elde edilen toplam ısı transfer katsayısının ampirik olarak elde edilen bağıntıyla karşılaştırılması .....	102
Şekil 5.10. Farklı evaporatör basınçları için soğutma sisteminin P-h diyagramı..	103

## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Çizelge 1.1. R22 ve R22 alternatiflerinin termodinamik ve fiziksel özellikleri ...	15
Çizelge 5.1 Ampirik bağıntının katsayıları .....	98

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

$A$	Alan
$COP$	Performans katsayısı
$C$	Isı kapasitesi
$c_p$	Özgül ısı
$D$	Çap
$d$	Yarı çap
$d_c$	Boru demetini çevreleyen dairenin yarı çapı
$E$	Ekserji
$F$	Düzeltilme katsayısı
$\varepsilon$	Özgül ekserji
$\varepsilon$	Isı Değiştiricinin etkenliği
$G$	Soğutucu akışkan kütle debisi
$g$	Yerçekimi ivmesi
$h$	Özgül entalpi
$k$	Isı iletim katsayısı
$I$	Tersinmezlik
$UA$	Toplam ısı transfer katsayısı
$\Delta T_m$	Ortalama logaritmik sıcaklık farkı
$\dot{m}$	Akışkan debisi
$n_b$	Boru sayısı
$NTU$	Geçiş birimi sayısı
$P$	Basınç
$P$	Isı değiştiricinin etkenliği
$R$	Isı değiştiricinin kapasite oranı
$R_f$	Isı değiştirici kirlilik faktörü
$q$	Isı akısı
$Q$	Isı
$S$	Entropi
$s$	Özgül entropi
$T$	Sıcaklık

<b><i>W</i></b>	İş
<b><i>V</i></b>	Hız
<b><i>x</i></b>	Kuruluk derecesi
<b><i>Z</i></b>	Referans seviyeden yükseklik
<b><i><math>\rho</math></i></b>	Yoğunluk
<b><i><math>\eta</math></i></b>	Verim
<b><i><math>\mu</math></i></b>	Dinamik viskozite
<b><i><math>\alpha</math></i></b>	Isı taşınım katsayısı
<b><i>Co</i></b>	Konveksiyon sayısı
<b><i>Bo</i></b>	Kaynama sayısı
<b><i>Fr</i></b>	Froude sayısı
<b><i>Re</i></b>	Reynolds sayısı
<b><i>Pr</i></b>	Prandtl sayısı
<b><i>Nu</i></b>	Nusselt sayısı

## Alt İndisler

<i>b</i>	Buhar
<i>C</i>	Kompresör
<i>c</i>	Çıkış
<i>g</i>	Giriş
<i>h</i>	Hidrolik
<i>s</i>	Sıvı
<i>s</i>	Su
<i>i</i>	İç
<i>d</i>	Dış
<i>r</i>	Soğutucu akışkan
<i>H</i>	Yüksek ısı kaynağı sıcaklığı
<i>L</i>	Düşük ısı kaynağı sıcaklığı
<i>E</i>	Evaporatör
<i>GV</i>	Genleşme valfi
<i>K</i>	Kondanser
<i>r</i>	Soğutucu akışkan
<i>0</i>	Çevre şartları
<i>1</i>	Kompresör girişi
<i>2</i>	Kondanser girişi
<i>2'</i>	Kompresör çıkışındaki gerçek değer
<i>3</i>	Genleşme valfi girişi
<i>4</i>	Evaporatör girişi
<i>5</i>	Evaporatör su girişi
<i>6</i>	Evaporatör su çıkışı

## 1. GİRİŞ

Kompresörlü soğutma sistemleri, soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında en çok kullanılan sistemlerdir. Bir soğutma sistemi tasarlanırken, sistemin termodinamik ve ısı transferi açısından incelenmesi sonunda, bir proje veya çevrimin tüm enerji akışları ile sistemin veya onun alt bölümlerinin verimlerinin belirlenmesi gerekir. Amaç, bilinmeyen enerji miktarlarının veya özelliklerin belirlenmesi olabileceği gibi sistem parametrelerinin değerlendirilmesi de olabilir.

Endüstri uygulamalarının birçoğunda, bir yüzey ile birbirinden ayrılmış ve farklı sıcaklıklarda iki akışkan arasında ısı alış verişi meydana gelir. Isının bir akışkandan başka akışkana transferi, uygulama süreçlerinde çoğu kez amaçlanan önemli bir olaydır. Kazanlar, kondenserler, evaporatörler, su ısıtıcıları, otomobil radyatörleri, hava ısıtma ve soğutma kabinleri gibi uygulamalar, bir sıcak ve bir soğuk akışkan arasında ısı alış verişinin olduğu süreçlere örnek olarak verilebilir. Bu ısı alış verişini sağlamak için ısı değiştiricileri kullanılır.

Çok sayıda ısı değiştiricisi tipleri olmasına rağmen, bunlardan gövde – borulu ısı değiştiricisi, işletme sıcaklığının ve basıncının geniş aralıkta olması nedeniyle diğerlerine nazaran daha fazla uygulama alanına sahiptir.

Soğutma endüstrisinde saf ve karışım soğutucu akışkanların buharlaşması için evaporatör kullanılır. Evaporatör olarak kullanılan gövde – borulu ısı değiştiricilerinin ısı analizini yapabilmek için, önce toplam ısı transfer katsayısının bilinmesi gerekir. Herhangi bir ısı değiştiricisi çözümlemesinin en temel ve çoğunlukla en belirsiz bölümü toplam ısı transfer katsayısının belirlenme olayıdır.

Soğutma sistemlerinde kullanılan eski nesil soğutucu akışkanların ozon tabakasını tahrip ettiği ortaya çıktıktan sonra, uluslararası protokoller ile bu gazların üretimi ve kullanımı bir programa bağlanarak yasaklanmıştır. Ozona zarar veren soğutucu akışkanların kullanım ve üretiminin azaltılması ile ilgili çalışmalar, 1997 yılında 43 ülkenin katılımı ile imzalanan Montreal Protokolü ile başlamıştır. Bu yasaklamalar

sonucunda üretici firmalar ozonu tahrip eden CFC ve HCFC’li soğutucu akışkanlar yerine ozonu tahrip etmeyen HFC’li soğutucu akışkanları üretmeye başlamışlardır.

Karışım olarak elde edilen yeni nesil soğutucu akışkanların kaynaması saf soğutucu akışkanın kaynama sürecinden farklıdır. Bu farklılıklar karışım oranlarının etkilerinden, karışımı oluşturan maddelerin önemli fiziksel farklılıklarından ve kaynama mekanizmasının bileşenlere göre kayma göstermesinden ortaya çıkar.

Genellikle karışımların (alternatif soğutucu akışkanların) ısı transfer katsayısı aynı şartlarda saf (eski nesil soğutucu akışkanların) akışkanların ısı transfer katsayısından daha düşüktür. Bunun sonucu olarak alternatif soğutucu akışkan ile çalışan sistemden aynı soğutma yükünü sağlayabilmek için daha çok enerji tüketilecektir. Bu durum çevresel bakış açısıyla bir dezavantajdır. Bu amaçla, soğutma sistemindeki tüm elamanların detaylı bir şekilde analizinin yapılması gerekir. Kurulan bir soğutma sisteminde alternatif soğutucu akışkan kullanılması durumunda kaynama esnasındaki toplam ısı transfer katsayısını önceden tahmin etmek için güvenilir bir bağıntı bulmak kolay değildir. Bu amaç doğrultusunda yapılan çalışmalar incelendiğinde verilen bağıntıların araştırmacıların kendi çalışma aralığında ve sistemlerinde geçerliliğinin yüksek olduğu görülmektedir.

Bu tez çalışmasının amacı, alternatif soğutucu akışkan R404A’nın kullanıldığı buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminde, gövde – borulu evaporatörün kaynama esnasında ısı transferinin teorik ve deneysel olarak incelenmesidir.

Kaynama ve akış aynı anda gerçekleştiğinden bu çalışma, iki fazlı akış halinde toplam ısı transfer katsayısının belirlenmesi şekline dönüşmüştür. İki fazlı akış ve kaynama için ayrı ayrı teoriler olmasına rağmen iki halin bir arada bulunduğu ve kullanılan geometriye uygun durumlar için komple bir teorinin bulunmaması nedeniyle bu konu seçilmiştir. Teorik çalışmada ısı transferin temel kalıpları içinde ilerleyen bir konu akışı takip edilmiştir. Böylece konunun daha iyi anlaşılması ve çözüme giden yolun daha kolay tespit edilmesi sağlanmıştır.

Bu çalışmada ilk olarak Termodinamiğin I. Kanunu analizi yapılacaktır. Analizde, farklı parametrelere bağlı olarak soğutma performans katsayısının (COP) değişimi incelenecektir.

Tezin daha sonraki bölümünde yine aynı şartlar için sisteme Termodinamiğin II. Kanun (ekserji) analizi uygulanacaktır. Ekserji analizinde, sistemi oluşturan her bir elemanın tersinmezlikleri hesaplanarak sistemin toplam tersinmezliği belirlenecektir.

Termodinamik analizler tamamlandıktan sonra gövde – borulu ısı değiştiricinin ısı analizleri yapılarak toplam ısı transfer katsayısı hesaplanacaktır. Isı analizler NTU etkinlik termal dizayn yöntemi ve logaritmik sıcaklık farkı yöntemi kullanılarak hesaplanacaktır. Deneysel veriler kullanılarak hesaplanan bu değerlerden sonra literatürde bulunan üç farklı çalışmada önerilen teorik bağıntılar kullanılarak aynı şartlarda toplam ısı transfer katsayısı tekrar hesaplanacaktır.

Elde edilen deneysel veriler kullanılarak, evaporatör basıncı, soğutma suyu giriş – çıkış sıcaklığı, soğutucu akışkan ve soğutma suyu debisi ve gövde – borulu ısı değiştiricisi içerisinde soğutma suyu hızının bir fonksiyonu olarak toplam ısı transfer katsayısını veren bir bağıntı türetilen olacaktır. Türetilen bu bağıntıyla toplam ısı transfer katsayısı tekrar hesaplanarak deneysel sonuçlarla karşılaştırılacaktır. Elde edilen tüm sonuçlar grafik halinde karşılaştırmalı olarak verilmiş ve sonuçların birbirine uygunluğunu ifade eden regresyon değerleri belirlenmiştir.

## 1.1. Soğutma ve Soğutma Sistemleri

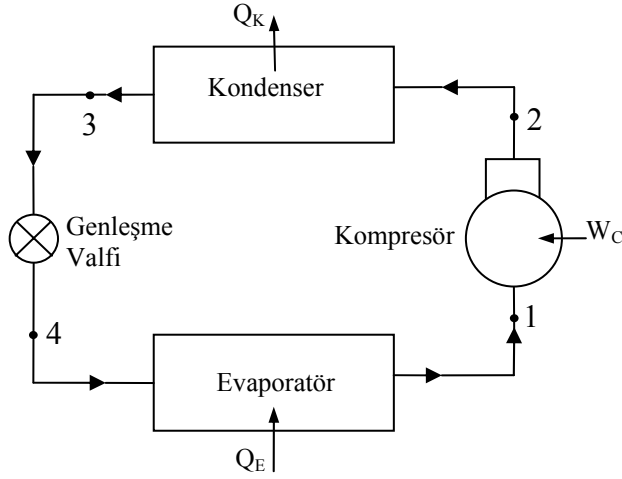
Soğutma sistemleri, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısıyı çekerek yüksek sıcaklıktaki ortama atan ve böylece bulunduğu ortamı soğutan sistemlerdir. Ya da soğutma, herhangi bir maddenin veya ortamın sıcaklığının çevre sıcaklığının altına düşürülmesi işlemidir. Daha özel bir tanımlamayla soğutma, herhangi bir malzemenin veya ortamın sıcaklığını çevre sıcaklığının altına indirmek veya korumak işlemiyle ilgilenen bir bilim dalı olarak tanımlanabilir. Bu işlemler, soğutucu akışkanlar yardımıyla ve dışarıdan enerji harcanarak yapılır (Çengel ve Boles, 1994).

Bilinen başlıca soğutma sistemleri; buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi, absorpsiyonlu soğutma sistemi, adsorpsiyonlu soğutma sistemi, buhar – jet (ejektör) soğutma sistemi, hava soğutma sistemi, termoelektrik soğutma sistemi, vortex tüpü, paramagnetik soğutma, sterling soğutma sistemi şeklinde sıralanabilir (Yamankaradeniz vd., 2002).

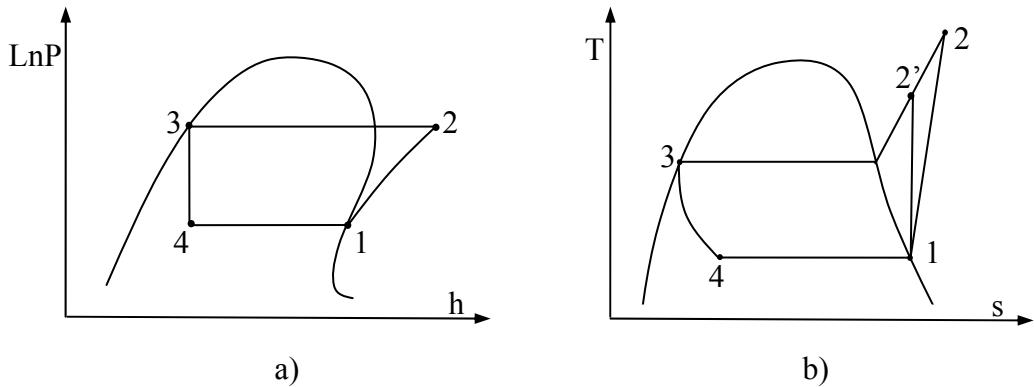
Kompresörlü soğutma sistemleri endüstride, soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok uygulanan soğutma sistemidir. Temel olarak kompresör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatör olmak üzere dört ana elemandan oluşmaktadır (Şekil 1.1). Şekil 1.1’de, 1 noktasından doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkan, bir kompresör yardımıyla basıncı artırılarak kondensere basılır. Yüksek basınçta kompresörden çıkan soğutucu akışkan kondensere girer (2 noktası) ve burada ısını atarak sabit basınçta yoğuşur. Yoğuşan akışkan, genişleme valfine girer (3 noktası). Genleşme valfinden geçen soğutucu akışkan sabit entalpide genişlererek ıslak buhar haline gelir (4 noktası). Islak buhar halinde evaporatöre giren soğutucu akışkan buradan geçerek ortamın ısını çeker ve buharlaşarak tekrar kompresöre girer (1 noktası). Çevrim böylece devam eder. Soğutucu akışkanın peş peşe bu işlemlerden geçmesi, soğutma çevrimi olarak adlandırılır. Bu çevrimi oluşturan hal değişimleri aşağıdaki şekilde sıralanabilir (Yamankaradeniz vd., 2002).

- 1 – 2 Kompresörde izentropik (tersinir adyabatik) sıkıştırma
- 2 – 3 Yoğuşturucudan çevreye tersinir sabit basınçta ısı geçişi
- 3 – 4 Kısılma vanasında sabit entalpide genişleme
- 4 – 5 Buharlaştırıcıda akışkana tersinir sabit basınçta ısı geçişi

Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevriminin tersi olan çevrim ısı pompası çevrimi olarak adlandırılır. Isı pompası çevriminde yoğuşturucudan atılan ısıdan yararlanılarak, bir ortamın ısıtılması sağlanır. Isı pompası çevrimi ile soğutma çevrimi arasındaki fark kullanım amacıdır. Isı pompasında bir ortam ısıtılırken, soğutma çevriminde ise soğutulmaktadır.

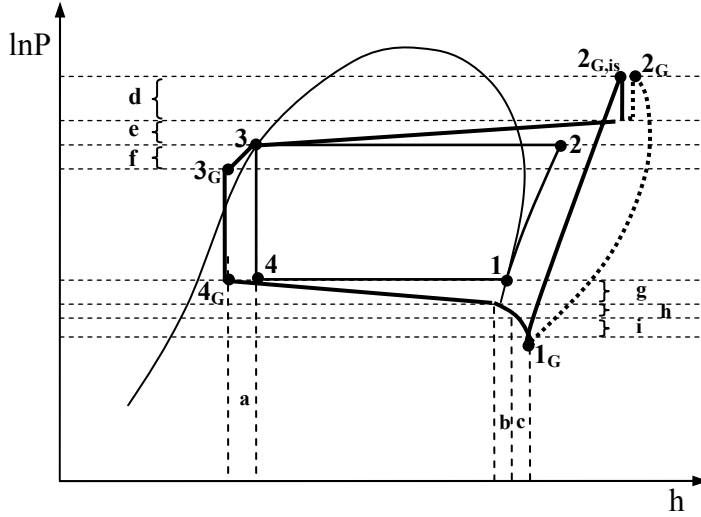


Şekil 1.1. Kompresörlü teorik soğutma çevrimi tesisat şeması



Şekil 1.2. Kompresörlü teorik soğutma çevrimi a) lnP-h diyagramı, b) T-s diyagramı

Şekil 1.2’de soğutma sistemine ait  $P - h$  ve  $T - s$  diyagramında görülmektedir.  $T - s$  diyagramında, içten tersinir bir hal değişiminde eğri altında kalan alan geçen ısıyı verir. Bu nedenle 4 – 1 hal değişim eğrisi altında kalan alan, evaporatörde soğutucu akışkanın aldığı ısıyı, 2 – 3 hal değişimi eğrisi altındaki alan ise kondenserde soğutucu akışkanın çevreye verdiği ısıyı gösterir.



Şekil 1.3. Gerçek bir soğutma çevrimin  $\ln P-h$  diyagramı

Şekil 1.3’de gerçek soğutma sisteminde, a, b ve c harfleri ile gösterilen kısımlar aşırı soğuma veya aşırı kızdırmaya, d, e, f, g, h ve i harfiyle gösterilen kısımlar ise basınçtaki değişimleri göstermektedir. Bu şekle göre:

- sıvı hattında aşırı soğutma
- emiş hattında aşırı kızdırma
- kompresör silindirinden dolayı aşırı kızdırma
- kompresör basma valfleri basınç düşümü
- basma hattı ve kondenser basınç düşümü
- sıvı hattı basınç düşümü
- evaporatör basınç düşümü
- emiş hattı basınç düşümü
- kompresör emiş valfleri basınç düşümü

Gerçek soğutma çevrimi birçok nedenden dolayı teorik soğutma çevriminden sapma gösterir. Bunun sebebi, teorik soğutma çevriminde yapılan kabuller gerçek soğutma çevrimini yansıtmaz. Örnek olarak, teorik soğutma çevriminde soğutucu akışkan borular, evaporatör ve kondenser içerisinde geçen oluşmuş basınç kaybı ihmal edilir. Ayrıca sıvı haldeki soğutucu akışkanda oluşmuş aşırı soğutma etkisi ve buhar fazında oluşmuş aşırı kızdırma etkisi dikkate alınmaz. Kompresörde gerçekleştirilen sıkıştırma olayı izentropik sıkıştırma olarak kabul edilir. Aynı zamanda kısılma işlemi tersinmez bir hal değişimidir. Bu sebeplerden dolayı teorik soğutma çevrimi içten tersinir bir çevrim değildir (Dossat, 1997).

Teorik çevrimde, evaporatörden çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Bu koşul uygulamada gerçekleştirilemez çünkü soğutucu akışkanın durumunu hassas bir biçimde kontrol etmek olanaksızdır. Bunun yerine soğutma sistemi, soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanır. Amaç akışkanın kompresör girişinde tümüyle buhar olmasını sağlamaktır. Ayrıca buharlaştırıcı ile kompresör arasındaki bağlantı genellikle uzun olduğundan akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana ısı geçişi önem kazanır. Yukarıda sıralanan etkilerin sonucunda soğutucu akışkanın özgül hacmi artar ve buna bağlı olarak kompresör işi artar. Çünkü sürekli akış işi özgül hacimle doğru orantılıdır.

Teorik çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, yani izentropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi vardır. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise hangi yönde olduğuna bağlı olarak entropiyi artırır veya azaltır. Bu iki etkiye bağlı olarak soğutucu akışkanın entropisi sıkıştırma işlemi sırasında artabilir veya azalabilir.

Teorik çevrimde, soğutucu akışkanın kondenserdan çıkış hali, kompresör çıkış basıncında doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışıyla kısılma vanası girişi arasında bir basınç düşmesi vardır. Akışkanın kısılma vanasına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması istenir. Doymuş sıvı halini uygulamada tam bir hassaslıkla gerçekleştirmek zor olduğundan, evaporatörden çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvı

bölgesidir. Soğutucu akışkan, doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulur. Bu durumda soğutucu akışkan evaporatöre daha düşük bir entalpiyle girer ve buna bağlı olarak ortamdaki daha çok ısı çekebilir. Kısılma vanası ile evaporatör birbirine çok yakındır, bu nedenle basınç düşmesi azdır (Geldi, 2002).

## **1.2. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Cihaz ve Ekipmanlar**

### **1.2.1. Soğutma Kompresörleri**

Soğutma kompresörleri, buharlaştırıcıdan alçak basınç ve kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanı emerek, yoğuşturucuya yüksek basınç ve kızgın buhar halinde gönderen iş makineleridir. Yani buharlaştırıcı ve yoğuşturucudaki ısı ile yüklü soğutucu akışkanın yerine ısı yüklenmemiş soğutucu akışkanı dolaştırarak, soğuk kaynaktan sıcak kaynağa ısı iletimini sağlar. Aynı zamanda buhar halindeki soğutucu akışkanın basıncını, kondenserdeki yoğuşma sıcaklığına karşılık gelen seviyeye çıkartır.

İdeal bir kompresörde; verimin kısmi yüklerde düşmemesi, ilk kalkışta dönme momentinin mümkün olduğunca az olması, sürekli bir kapasite kontrolü ve geniş bir yük değişimine uygun çalışma rejimine uyabilme, değişik çalışma şartlarında emniyet ve güvenilirliği muhafaza etmesi, titreşim ve gürültü seviyelerinin kısmi ve tam yüklerde ve değişik şartlarda belirli seviyenin üstüne çıkmaması, ömrünün uzun olması ve arızasız çalışması, daha az güç harcayarak birim soğutma değerini sağlaması, maliyetin mümkün olduğu kadar düşük olması gibi özellikler aranır. Fakat bu özelliklerin tümüne birden sahip olan bir kompresör yoktur denilebilir. Uygulamadaki şartlara göre sıralanan bu özelliklerden en fazlasını sağlayabilen kompresör tercih edilir. Uygulamada kullanılan kompresör tipleri; pistonlu, rotatif (rotorlu), helisel (vidalı), santrifüj (turbo) ve scroll şeklindedir (Yamankaradeniz, 2002).

Bir kompresörün hacimsel verimliliği, pompaladığı gazın gerçek hacminin, hesaplanan hacme oranıdır. Etkili bir çalışma için volumetrik verimin mümkün

olduğunca yüksek olması gerekir. Bir kompresörün sıkıştırma oranı ise silindir hacminin sıkıştırma hacmine oranıdır. Bir soğutma sisteminde bu ilişki yüksek basınç tarafının mutlak değerinin, alçak basınç tarafının mutlak değerine oranıdır. Bu değer tek kademeli kompresörler için 1 ila 10 arasında değişebilir. Eğer oran bu aralığın üzerinde ise iki kademeli kompresör kullanılmalıdır (Özkoç, 1999).

### **1.2.2. Genleşme Elemanları**

Kompresör tarafından basıncı arttırılan soğutucu akışkan, kondenserde yoğunlaşarak ısını dış ortama bıraktıktan sonra evaporatörde buharlaşarak, soğutulacak ortamdan ısı çekebilmesi için basıncının evaporatör sıcaklığında buharlaşmasını ve bu sayede soğutulacak ortamdan ısı çekilmesini sağlayacak ve kuruluk derecesi az ıslak buhar halinde evaporatöre girmesini temin edecek şekilde düşürülmesini sağlayan cihaza genleşme elemanı (kısmı valfi) adı verilir. Genleşme elemanlarının diğer bir görevi ise evaporatörün istenilen ısı miktarını çekebilmesi için gerekli olan soğutucu akışkan debisini ayarlamaktır. Soğutucunun akışkanın debisini ayarlayarak, evaporatör çıkışında soğutucu akışkanın kızgın buhar halinde olmasını sağladığı gibi kızgın buharın sıcaklığını da istenilen seviyede tutabilir (Ortatepe, 1997).

Uygulamada kullanılan genleşme elemanları; kılcal boru, otomatik kısma valfi, termostatik kısma valfi, içten dengelemeli termostatik kısma valfi, dıştan dengelemeli termostatik kısma valfi ve el kumandalı kısma valfi olarak sıralanabilir.

Soğutucularda 1 BG gücüne kadar genleşme elemanı olarak genellikle kılcal boru kullanılır. Bu güçten büyük olanlarda ise otomatik genleşme valfi veya termostatik genleşme valflerinden uygun olanı kullanılır (Kılıçaslan, 2002).

### **1.2.3. Buharlaştırıcı (Evaporatör – soğutucu)**

Evaporatör, buharlaşabilen bir akışkanın soğutulacak ortamdan veya maddeden ısı çekmek amacıyla buharlaştığı herhangi bir ısı transfer yüzeyidir. Uygulama alanının çokluğu ve çeşitliliğinden dolayı evaporatörler çok değişik tiplerde, şekillerde,

boyutlarda ve tasarımlarda imal edilirler. Bu değişikliklerden dolayı uygulamalarına göre, yapılarına göre, işletme şartlarına göre, soğutucu akışkanın kontrol tipine göre soğutucu akışkanın beslemesine göre ve hava veya suyun sirkülasyon yöntemine göre sınıflandırılmaktadırlar (Dossat, 1997).

Evaporatör, bir maddeyi veya ortamı, soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısını kullanarak soğutur. Genleşme elemanına sıvı halde giren soğutucu akışkan, basıncı düşürülerek buharlaştırıcıya gönderilir. Düşük basınçta buharlaştırıcıya giren sıvı soğutucu akışkanın bir kısmı çevreden aldığı ısıyla buharlaşmaya başlar. Bu sebepten dolayı buharlaştırıcı girişinde sıvı soğutucu akışkanda buhar zerrecikleri görülmeye başlar. Sıvı halde buharlaştırıcı serpantinlerinden geçen soğutucu akışkan, sürekli olarak serpantin cidarlarından soğutulacak ortamın veya maddenin ısını çekerek sürekli kaynar ve buharlaşır. Evaporatörün içerisinde belirli bir noktada tamamen buhar haline dönüşür. Evaporatör içerisindeki buhar, hala soğutulan ortamdan daha soğuk olduğundan, ısı çekmeye devam eder. Yeni bir buharlaşma olmayacağından bu çekilen ısı, buharın duyulur ısını (sıcaklığını) arttıracaktır. Buhar, buharlaştırıcıdan çıkıncaya kadar sıcaklığı sürekli artacak ve çıkış noktasında buharın sıcaklığı doyma sıcaklığının üstüne çıkarak buhar aşırı kızdırılmış olacaktır. Soğutma miktarı; buharlaştırıcı yüzey alanına, toplam ısı transfer katsayısına ve soğutucu akışkan ile soğutulan madde arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır (Yamankaradeniz, 2002).

#### **1.2.4. Kondenser (Yoğuşturucu)**

Kondenser, evaporatör gibi bir ısı transfer yüzeyidir. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin yüksek basınç bölgesinde çalışan ve çevrimde dolaşan soğutucu akışkanın almış olduğu enerjiyi dış ortama atan bir ısı değiştiricidir. Yani soğutulacak ortamdan evaporatör sayesinde aldığı ısıyla buharlaşan ve kompresörde sıkıştırma işlemi sonucunda sıcaklığı ve kızgınlığı artan soğutucu akışkan, burada sıvı hale dönüşerek ısını dış ortama veya bir maddeye atar. Soğutulacak ortamdan alınan ısının dış ortama atılabilmesi için, evaporatörden çıktıktan sonra soğutucu akışkanın sıcaklığının dış ortam sıcaklığının üstüne çıkarılması gerekmektedir. Bunu temin etmek için evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın basıncı dolayısıyla sıcaklığı

kompresör tarafından arttırılır. Bu işlem sırasında soğutucu akışkana birde sıkıştırma enerjisi verilir. Kompresörden istenilen basınçta çıkan soğutucu akışkan, kondensere kızgın buhar halinde girerek, soğutulacak ortamdan çektiği ısı ile kompresör tarafından verilen sıkıştırma enerjisini burada ısı enerjisi olarak dış ortama bırakır ve aşırı soğutulmuş sıvı halinde kondenserden çıkar. Bu şekilde çevrimin devamlılığı temin edilmiş olur (Yamankaradeniz, 2002; Ortatepe, 1997 ).

Kondenserde ısı transferinin üç safhada oluştuğu düşünülebilir. İlk olarak kızgınlığın alınması, ikincisi soğutucu akışkanın yoğuşması ve son olarak aşırı soğutmadır. Uygulamada toplam ısı transfer katsayısı hesaplanırken kızgınlık alma ve aşırı soğutma bölgeleri, yoğuşma bölgesine göre küçük olduğundan sadece yoğuşma bölgeleri göz önüne alınır.

Genel olarak üç tip kondenser tipi mevcuttur. Bunlar; hava soğutmalı kondenserler, su soğutmalı kondenserler ve buharlaşmalı (evaporatif) tip kondenserler şeklinde sıralanabilir.

Buhar ve gazların bir yüzeyde yoğuşması, yüzeyin vasıflarına (düzgünlüğü, parlaklığı, geometrik durumu, ıslanırılığı, vs.) bağlı olarak “Damla veya Film teşekkülü” şeklinde oluşur. Damla teşekkülü ile yoğuşma durumunda çok daha yüksek (film teşekkülünden 4 – 8 kat daha fazla) ısı geçiş katsayıları sağlanabilmekte ve bu tercih edilmekte ise de uygulamada, soğutkan özellikleri ve kondenser imalatının ekonomik faktörlerle sınırlanmaları nedeniyle ancak film tarzı yoğuşma ve az ölçüde de damla teşekkülü ile yoğuşma birlikte görülür (Özkol, 1999).

### **1.3. Soğutucu Akışkanlar**

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde ısının soğutulacak ortamdan alınarak başka bir ortama aktarılmasını soğutucu akışkanlar (soğutkan) sağlar. Soğutucu akışkanlar, ısı alış verişini genellikle sıvı halden buhar haline ve buhar halinden sıvı haline dönüşerek sağlarlar. Yani evaporatör içerisinde doyma basıncında soğutulacak ortamdan ısı absorbe ederek soğutulan hacmin sıcaklığını istenilen şartlara getirir.

Soğutucu akışkanlardan, ısı geçiş kabiliyetleri ile doğrudan ilgili olmayan, birçok koşulu yerine getirmesi istenir. Kullanma şartlarındaki kimyasal kararlılık en önemli karakteristiktir. Emniyet kodları, birçok uygulama için zehirsiz ve yanmaz soğutucu akışkanların kullanımını şart koşabilmektedir. Fiyat, kolay bulunabilme, kompresör yağları ve soğutma tesisatındaki malzemeler ile uyumlu olması, diğer göz önüne alınması gereken hususlardır (Yamankaradeniz, 2002).

Çeşitli uygulamaların gereksinimleri ve çalışma şartlarındaki değişikliklerden dolayı bütün uygulamalarda kullanılabilen uygun universal bir soğutucu akışkan mevcut değildir. Fakat uygulamalardaki şartlara ve gereksinimlere en uygun soğutucu akışkan ideal olarak ele alınabilir. Soğutucu akışkanların ısı iletim katsayısı ve viskozite özellikleri, ısı değiştiricilerinin ve boru donanımının performansına etki eder. Soğutkanlarda yüksek ısı iletim katsayısı ve düşük viskozite katsayısı istenir. Soğutucu akışkanlar aşağıdaki şekilde tanımlanabilir:

Kloroflorokarbon (CFC); karbon yörüngesindeki hidrojen atomları tamamen klor ve flor atomları ile değişen soğutucu akışkanlara tam halojenli soğutucu akışkanlar denir. CFC'ler etan veya metan serisinden olabilirler. CFC'ler ozon tabakası üzerinde en fazla tahribat yapan soğutucu akışkanlardır. Ayrıca küresel ısınma potansiyelleri oldukça fazladır. Bunlardan dolayı CFC'lerin kullanımı için bazı yasaklar ve önlemler dünya çapında alınmaktadır. CFC'lerin kimyasal kararlılıkları çok fazla olduğu için uzun zaman yapıları bozulmadan atmosferde kalabilirler. Sonuçta, stratosfere ulaşarak ozon tabakasının delinmesine neden olurlar. CFC'ler için önemli bulgular şunlardır. Atmosferde 75 ile 120 yıl arasında kimyasal yapıları bozulmadan kalabilirler. Ozonu delme potansiyelleri yüksektir. Uygulamada en çok kullanılanları şunlardır. R11, R12, R13, R114 ve R115.

Hidrokloroflorokarbon (HCFC); metan ve etan moleküllerinin yapısındaki hidrojen atomlarının bir kısmının klor veya flor atomları ile yer değiştirmesi sonucu oluşan moleküle, kısmi halejenlenmiş adı verilir. Yani karbon yörüngelerinde hala bazı hidrojen atomları bulunmaktadır. Bütün hidrojen atomları klor ve flor atomları ile yer değiştirmemektedir. Bu oluşan moleküle HCFC adı verilir. HCFC'lerde klor atomu

içerdiği ozon tabakası ile reaksiyona girer. Buna rağmen HCFC'lerin yapılarında hidrojen atomu olduğu için kimyasal kararlılıkları çok zayıftır. Atmosferde uzun süre yapıları bozulmadan kalamazlar. HCFC'ler, atmosfere doğru yükselirken yapılarındaki hidrojen, havadaki su molekülleri ile reaksiyona girerek yapıları bozulur. Bu yüzden HCFC'lerin çoğu atmosferin stratosfer tabakasına ulaşmaz ve çoğu atmosferin alt tabakalarında çözünür. HCFC'lerin ozonu delme potansiyelleri azdır. HCFC'lerin önemli özellikleri şunlardır. Atmosferde kimyasal yapıları bozulmadan uzun süre kalamazlar (15-20 yıl). Ozonu delme potansiyelleri düşüktür. Uygulamada en çok kullanılan HCFC'ler şunlardır: R22, R124, R123

Hidrokloroflorokarbon (HFC); HFC'lerin temel molekülü yalnızca flor atomu ile halojenlenmiştir. Molekülün yapısında klor atomu yoktur. HFC'lerin yapısında flor, hidrojen ve karbon atomları bulunmaktadır. Yapılarında klor atomu bulunmadığı için HFC'lerin ozonu delme potansiyelleri sıfırdır. Yani ozon tabakası üzerinde hiçbir olumsuz etki yapmazlar. Buna rağmen küresel ısınmaya biraz olumsuz etki yaparlar.

Karışım ve İnorganik Soğutucu Akışkanlar; İki ya da daha fazla soğutucu akışkanın belirli oranlarda karıştırılmasıyla elde edilen yeni soğutucu akışkana karışım adı verilir. En popüler karışımlar R500, R502, R404A ve R407C'dir. Günümüzde yapılan yoğun çalışmalar sonucu, ozonu çok az veya hiç tahrip etmeyen karışımlar geliştirilmektedir. İnorganik soğutucu akışkanlar, 1900'lü yıllarda çok kullanılmasına rağmen günümüzde yalnızca zehirleyici özelliği olmasına rağmen termodinamik özellikleri mükemmel olan amonyak ( $NH_3$ ) kullanılmaktadır. Alternatif akışkanlardan bir tanesi kullanım alanı, buharlaşma sıcaklığı, buharlaşma gizli ısı, temin kolaylığı, ekonomik olması ve zehirleyici özelliği göz önüne alınarak seçilir. Karışım ve inorganik soğutucu akışkanların dışındaki CFC, HCFC ve HFC gruplarındaki soğutucu akışkanlar aşağıda belirtilen sisteme göre numaralandırılırlar. Eğer atom sayıları eşit ve aynı ise karbon yörüngesindeki dizilişlerine ve bulunuş sırasına göre sonlarına a, b, c veya A, B, C gibi harf verilir (Örneğin R134, R134a, R134b) (Dağsöz,1990).

Dünya ve Türkiye’de kloroflorokarbon (CFC) ve hidrokloroflorokarbon (HCFC) tipi soğutucu akışkanlar yaygın olarak kullanılmaktadır. Daha sonra bu soğutucu akışkanların, atmosferin yukarı Stratosfer katmanında oluşan ozon tabakasını deldiği ve küresel ısınmaya neden olduğu tespit edilmiştir. Ozon tabakasının zarar görmesi, mor ötesi ışınların dünya yüzeyine doğrudan gelerek canlı hücrelerin zarar görmesine, dolayısı ile deri kanseri ve katarakta neden olmaktadır. Dünyanın küresel ısınması ise olumsuz iklim değişikliklerine sebep olmaktadır.

Sera etkisi olarak da tanımlanan küresel ısınma olayında, atmosferde bulunan karbondioksit, metan, karbonmonoksit, hidrokarbon ve kloroflorokarbon gibi gazlar güneş ışınlarını içinde tutmaya çalışan güneş kolektörü camları gibi işlev yaparak güneşten gelen yüksek sıcaklıktaki güneş ışığının atmosferden geçerek yeryüzüne ulaşmasına imkân verirler. Fakat atmosferde biriken bu gazlar, yeryüzünden yansıyan düşük sıcaklıktaki ışınları yutarak uzaya tekrar geçmesini önlerler. Yansıyan ışınların atmosferdeki bu gazlar tarafından yutulması atmosfer sıcaklığının artmasına neden olur (Onat vd., 2004).

Kopenhag’da yapılan uluslar arası Montreal Protokolü (1992) ile ilgili toplantıda alınan karar sonucunda, klor ve brom içeren CFC tipi soğutucu akışkanlar ve ozon tabakasına zarar veren bileşenlerin üretimi Ocak 1996 itibariyle yasaklanmıştır. Benzer zararları dikkate alındığında, HCFC tipi soğutucu akışkanda Viyana’da yapılan Montreal protokolü (1995) ile ilgili toplantıda alınan kararlara göre, Ocak 1996 yılında üretim seviyesinin sabit tutulması, 2004 yılında üretimi %65, 2010 yılında %35, 2015 yılında %15, 2020 yılında %0.5 seviyelerine indirilerek 2030 yılında tamamen durulması ön görülmüştür (Yamankaradeniz, 2002).

CFC ve HCFC tipi soğutucu akışkanların olumsuz çevresel etkileri ve bu sebeplerden dolayı CFC tipi soğutucu akışkanların üretiminin durdurulması, HCFC tipi soğutucu akışkanların üretiminin zaman içinde kısıtlanarak durdurulacak olması, bu tip soğutucu akışkanların yerine çevresel olumsuz etkisi olmayan alternatif soğutucu akışkanları gündeme getirmiştir. Bu ihtiyaçtan dolayı son zamanlarda HFC tipi R404A, R407C ve R410A alternatif soğutucu akışkanlar gündeme gelmiştir.

Çizelge 1.1. R22 ve R22 alternatiflerinin termodinamik ve fiziksel özellikleri (Onat vd., 2004)

Numarası	R22	R407C	R410A	R404A
Numarası/Karışım oranı	R22 %100	R32 %23 R125 %25 R134a%52	R32 %50 R125 %50	R125 %44 R143a%52 R134a%4
Molekül Ağırlığı	86.47	86.2	72.58	97.6
Buharlaştırma sıcaklığı 1atm. (°C)	-40.8	-43.56	-51.53	-46.5
Buharlaştırma gizli ısı 1atm (kJ/kg)	233.5	245.1	276.2	201.5
Sıvı yoğunluğu 25°C (kg/m <sup>3</sup> )	1195	1134	1062	1048
Isı iletim katsayısı 25°C sıvı (W/mK)	0.0849	0.0819	0.0886	0.0394
Kritik sıcaklık (°C)	96.24	86.74	72.13	72.1
Kritik basınç (kPa)	4981	4619	4926.1	3732
Ozon delme potansiyeli (ODP). CFC- 12=1	0.05	0	0	0
Küresel ısınma etkisi (GWP). CO <sub>2</sub> =1	1500	1526	1725	3260

Bu çalışmada kullanılan R404A soğutucu akışkanı, R125, R134a ve R143a soğutucu akışkanlarından oluşturulan yakın azeotropik bir karışımdır. R404A ağırlıkça %44 oranında R125, %4 oranında R134a ve %52 oranında R-143a soğutucu akışkanlarından oluşmaktadır. R404A soğutucu akışkanının ozonu tahrip etme potansiyeli (ODP) sıfırdır. Yapısında R134a bulundurduğu için yüksek küresel ısınma potansiyeline (GWP) sahiptir. R404A soğutucu akışkanının yanıcı özelliğe sahip olmaması bir avantajdır. Genel olarak süpermarket soğutucuları, soğuk taşımacılık, buz makineleri ve teşhir soğutucuları gibi düşük ve orta düzeyde evaporatör sıcaklığı gerektiren uygulamalar için düşünülmektedir. R404A nihai bir alternatif soğutucu akışkan değildir ama uzun vadede kullanımı söz konusudur (Beşer, 1998).

R404A soğutucu akışkanı R502 ve R22 soğutucu akışkanlarının kullanıldığı uygulamalarda bunların yerine alternatif soğutucu akışkan olarak

kullanılabilmektedir. R404A soğutucu akışkanının ısıl performansı ve kritik sıcaklığı R502 soğutucu akışkanına çok yakındır. Yoğuşma sıcaklığının R22 soğutucu akışkanınkinden daha yüksek ve kritik sıcaklığından daha düşük olması R404A soğutucu akışkanının dezavantajıdır (Polat, 2001).

Sabit basınçta, doymuş sıvı ve doymuş buhar sıcaklıkları arasındaki fark, sıcaklık kayması olarak adlandırılır. Tek bileşenli yani karışım olmayan soğutucu akışkanlarda sıcaklık kayması sıfırdır. Evaporatör ve kondenser gibi iki fazlı bölgede sıvı ve buhar fazları dengededir. Ama karışım şeklinde elde edilmiş soğutucu akışkanlarda yani R404A'da kaynama ve yoğuşma esnasında durum biraz farklıdır. Dikkate alınan basınç ve sıcaklık değerleri için karışımlarda sıvı ve buhar fazındaki bileşenler farklılık gösterir. Düşük kaynama noktasında buhar fazında daha yüksek yoğunluğa sahiptir. R404A soğutucu akışkanının sıcaklık kayması  $-17,16$  °C'dir. Bu değer, diğer alternatif akışkanlarla karşılaştırıldığında düşük seviyededir. Kaynama olayında ise soğutucu akışkan doymuş sıvı sıcaklığında kaynamaya başlar ve doymuş buhar sıcaklığına kadar kaynama devam eder. Bu olay, evaporatörün girişinde başlar ve çıkışında son bulur. Evaporatör basıncında bu iki durum arasındaki sıcaklık farkı, soğutucu akışkanın evaporatör içindeki sıcaklık kaymasını ifade eder.

#### **1.4. Isı Değiştiriciler**

Mühendislik uygulamalarının en önemli ve en çok karşılaşılan işlemlerinden birisi, farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı değişimidir. Bu değişimin yapıldığı cihazlar genelde ısı değiştirici olarak adlandırılmaktadır. Isı değiştiricileri, endüstrinin en önemli ısı tekniği cihazları olup, bunlar buharlaştırıcı, yoğuşturucu, ısıtıcı, soğutucu vb. değişik adlar altında termik santrallerde, kimya endüstrisinde, ısıtma, iklimlendirme, soğutma tesisatlarında, taşıtlarda, elektronik cihazlarda, alternatif enerji kaynaklarının kullanımında, ısı depolanması gibi her kademedede değişik tip ve kapasitelerde görülebilmektedir.

Isı değiştiricileri içinde yoğuşma ve buharlaşma gibi bir faz değişimi yoksa; bunlara duyulur ısı değiştiricileri, içinde faz değişimi olanlara ise gizli ısı değiştiricileri adı verilir. Isı değiştiricilere ait sınıflandırma aşağıdaki listede verilmiştir.

a) Isı değişim şekline göre sınıflama

- Akışkanların doğrudan temaslı olduğu ısı değiştiricileri
- Akışkanlar arasında doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricileri

b) Isı geçişi yüzeyinin ısı geçişi hacmine oranına göre sınıflama (Kompaktlık)

- Kompakt olmayan ısı değiştiricileri
- Kompakt ısı değiştiricileri

c) Akışkan sayısına göre sınıflama

- İki akışkanlı
- Üç akışkanlı
- n adet akışkanlı

d) Isı geçiş mekanizmasına göre sınıflama

- İki tarafta da tek fazlı akış
- Bir tarafta tek fazlı, diğer tarafta çift fazlı akış
- İki tarafta da çift fazlı akış
- Taşınımla ve ışınımla beraber ısı geçişi

e) Konstrüksiyon zelliklerine göre sınıflama

- Borulu ısı değiştiriciler
  - Düz borulu ısı değiştiricileri
  - Spiral borulu ısı değiştiricileri
  - Gövde – borulu ısı değiştiricileri
    - Levha tipi şaşırtma
    - ubuk tipi şaşırtma
- Levhalı ısı değiştiricileri
  - Contalı levhalı ısı değiştiricileri
  - Spiral levhalı ısı değiştiricileri
  - Lamelli ısı değiştiricileri
- Kanatlı yüzeyli ısı değiştiricileri
  - Levhalı kanatlı ısı değiştiricileri

### Borulu kanatlı ısı değiştiricileri

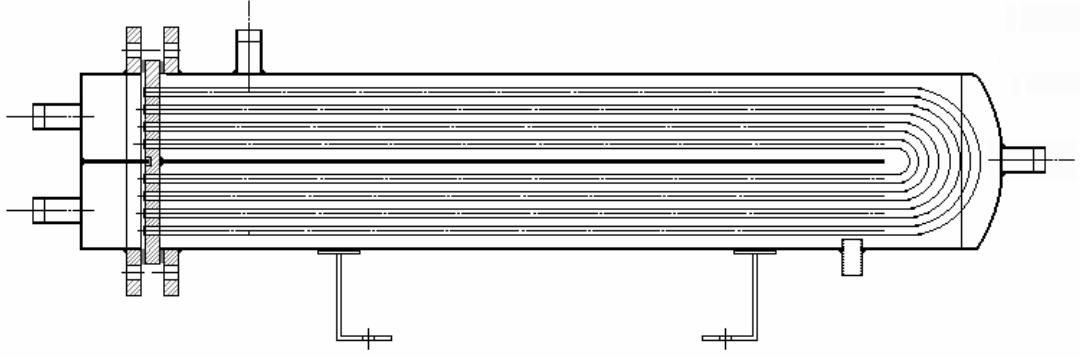
- Rejeneratif ısı değiştiricileri
  - Sabit dolgu maddeli rejeneratörler
  - Döner dolgu maddeli rejeneratörler
    - Disk tipi
    - Silindir tipi

- Karıştırmalı kaplar

### f) Akıma göre sınıflama

- Tek geçişli ısı değiştiricileri
  - Paralel akımlı ısı değiştiricileri
  - Ters akımlı ısı değiştiricileri
  - Çapraz akımlı ısı değiştiricileri
- Çok geçişli ısı değiştiricileri
  - Çapraz – ters ve çapraz – paralel akımlı ısı değiştiricileri
  - Çok geçişli gövde – borulu ısı değiştiricileri
  - n adet paralel levha geçişli ısı değiştiricileri

Gövde – borulu ısı değiştiriciler, endüstride en çok kullanılan ısı değiştiricilerden birisidir. Gövde – borulu ısı değiştiriciler, silindirik bir gövde ile bu gövde içine yerleştirilen birbirine paralel borulardan meydana gelir. Akışkanlardan birisi boruların içinden, diğeri ise gövde tarafından akar. Gövde – borulu ısı değiştiriciler, borular veya boru demeti, gövde, iki baştaki kafalar, boruların tespit edildiği ön ve arka aynalar ile levhaları veya destek çubukları gibi elemanlardan oluşur. Farklı uygulamalar için soğutma ve ısıtmada kullanılan bu ısı değiştiriciler; endüstride petrol rafinelerinde, termik santrallerde, kimya endüstrisinde uygulama alanı bulmaktadır (Genceli, 2005; Fraas; 1989; Engin, 1995).

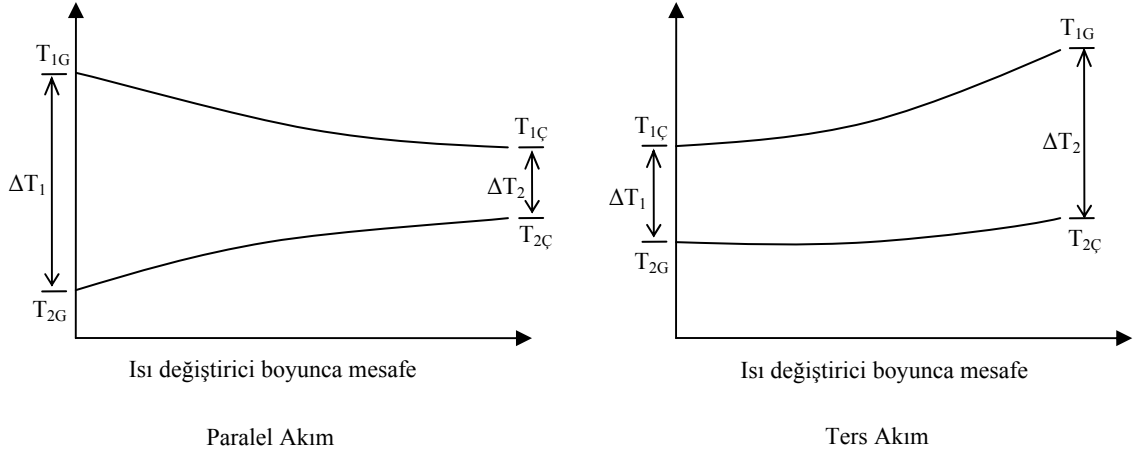


Şekil 1.4. Gövde – borulu ısı değiştiricinin genel görünümü

Borulu Isı Değiştirici İmalatçıları Birliği TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) bu tip ısı değiştiricilerin konstrüksiyonu için belirli standardizasyon getirmiştir. Bu düzenlemelerin ve değişik tiplerde yapılmasının amacı ise gövde ve boru tarafında kullanılan farklı malzemelerin, basınç ve sıcaklık farkından dolayı meydana gelebilecek uzamaları karşılayabilecek şekilde olması içindir.

Gövde içindeki akışkan hareketini yönlendirmek, akışı türbülanslı yapıp ölü bölgeleri azaltmak ve borulara destek sağlamak gayesi ile gövde içinde şaşırtma elemanları kullanılır. Bu şaşırtma elemanlarının seçiminde, ısı geçişindeki iyileştirme, basınç kayıplarındaki artma ve akışta oluşturduğu titreşim ve gürültü göz önüne alınmalıdır. Şaşırtma levhalarının yerleştirilmesinde destek çubukları kullanılır. Bu çubuklar, şaşırtma levhalarının düzgün bir şekilde montajının yanı sıra akıştan oluşabilecek titreşimlerin önlenmesini de sağlar.

Isı değiştiricileri içindeki akışkanların akışlarının birbirlerine göre farklı şekilde düzenlenmeleri ortalama logaritmik sıcaklık farkına, ısı değiştiricisi etkinliğine ve ısıl gerilmesine etki eder. Prensip olarak bu akışlar paralel, ters ve çapraz akış olmak üzere üç esas şekilde gerçekleşir. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki ortalama logaritmik sıcaklık farkı ve ısı değiştirici etkinliği ters akımlı düzenlemede diğer tüm akış düzenlemelerine göre daha büyüktür (Genceli, 2005).



şekil 1.5. Paralel ve ters akımlı ısı değiştiricilerin sıcaklık dağılımı

## 1.5. Isı Transferi

Isı, bir tür enerji olup dışarıdan herhangi bir zorlama olmadığı takdirde kendiliğinden yüksek sıcaklıktaki kaynaktan düşük sıcaklıktakine akma eğilimi gösterir (Dağsöz, 1990). Bu durum Termodinamiğin II. Yasasını ifade etmektedir. Isı transferi ise, sıcaklık farkı nedeni ile iki sistem arasındaki veya bir sistem ile çevresi arasındaki enerji transferidir (Yüncü, 1999). Isı transferi ortam sıcaklıklarındaki farka bağlı olduğu kadar, ortamın ve yüzeylerin özelliklerine bağlıdır. Bu nedenle, ısı transferi iletim, taşınım ve ışıınım olmak üzere üç farklı mekanizmada gerçekleşmektedir (Altınışık, 2003).

### 1.5.1. Isı Transfer Mekanizmaları

Isı iletimi (kondüksiyon), aynı katı, sıvı veya gaz ortamındaki farklı bölgeler arasında veya doğrudan fiziki temas durumunda bulunan farklı ortamlar arasında, moleküllerin fark edilir bir yer değiştirmesi olmaksızın, moleküllerin doğrudan teması sonucunda oluşan ısı transferidir. Isı transferinin bu türü, atomik ve moleküler düzeyde hareketle ilişkilidir. Aynı zamanda iletim, bir maddenin daha yüksek enerjili parçacıklarından daha düşük enerjili parçacıklarına, bu parçacıklar arasındaki etkileşimler sonucunda enerjinin aktarılmasıdır.

Özellikle katı cisimlerde önem kazanan iletim söz konusu olduğunda sıkça duyulan ısı iletim katsayısı, birim zamanda, birim yüzeyden, birim uzaklıkta, birim K sıcaklık düşümü halinde ısı transferi miktarını verir.

Isı taşınımı (konveksiyon), bir yüzey üzerinden veya bir boru içerisinden akan akışkanın sıcaklığı yüzey sıcaklığından farklı ise akışkan hareketi sonucu akışkan ile yüzey arasındaki ısı transferidir. Akışkanın hareketi uygulanan basınç farkı nedeniyle oluşuyorsa zorlanmış taşınım, akışkan hareketi yoğunluk farkı nedeniyle oluşuyorsa doğal taşınımından bahsedilir.

Isı taşınımı ile aktarılan enerji, akışkanın duyulur veya iç ısı enerjisidir. Ancak buna ek olarak gizli ısı alışverişinin de olduğu taşınım mekanizması vardır. Gizli ısı alış – veriş, akışkanın sıvı ve buhar fazları arasındaki geçiştir (Incropera, 1990).

Yüzeyle akışkan arasındaki ısı taşınımı mekanizması oldukça karmaşık olduğundan, ısı taşınım katsayısının teorik veya deneysel olarak tayini oldukça zordur. Bu değer yüzey geometrisine, akış şartlarına, akışkanın fiziki özelliklerine, akışkan ile yüzey arasındaki sıcaklık farkına ve akışkanın bazı termodinamik ve aktarım özelliklerine göre belirlenen sınır tabakadaki koşullara bağlıdır.

Isı ışınımı, farklı sıcaklığa sahip bir cismin yaydığı enerjidir. Yani farklı sıcaklığa sahip iki kaynak arasında sıcaklık nedeniyle oluşan ısı dalgalarıdır. Işınım, cismin yapısından bağımsız olarak, cismi oluşturan atomların ve moleküllerin elektron düzenlerindeki değişimlerdir. İletim veya taşınım ile enerji aktarımı, bir maddi ortamın varlığını şart kılarken, ışınım için böyle bir şart yoktur. Hatta ışınım ile aktarım, boşlukta daha etkin olarak gerçekleşir. Bütün cisimler (katı, sıvı ve gaz) yüksek sıcaklıkta enerji yayarlar. Yayılan enerjinin yoğunluğu yüzey sıcaklığına ve yüzeyin doğasına bağlıdır.

Aslında ısı geçişinin tanımına bakıldığında tam olarak bir ısı geçişi türü olarak değerlendirilmeyen, ancak meydana gelen olayın doğası araştırıldığında gerçekten de bir ısı geçişinin söz konusu olduğu durumda buharlaşmadır. Her iki kaynağın da

sıcaklığının sabit kaldığı halde buharlaşma sırasında buharlaşan maddenin gizli ısı diye adlandırılan kadar enerjiyi sistemden çektiği görülür (Kaytaz, 1997). Bu da bir ısı geçişi olduğundan, diğer üç türlü ısı transfer mekanizmasıyla birlikte fakat ayrı başlık altında incelenir. Buharlaşma esnasında akışkan sıcaklığının sabit kalmasına rağmen gizli ısı nedeniyle sistemden sürekli olarak akışkana bir ısı geçişi cereyan etmesi, ısı taşınım katsayısının ani olarak artmasına yol açmaktadır.

Akışkanın durgun halde olmayıp aktığı halde ise, ısı taşınım katsayısına doğrudan doğruya ve arttırıcı yönde etki eden türbülans durumu ortaya çıkmaktadır. Hatta ısı taşınımının yapay yollardan arttırılmasına çalışılan hallerde en çok başvurulan yol da türbülans arttırıcı yöntemlerin uygulanmasıdır.

Hem akışın hem de buharlaşmanın aynı anda gerçekleştiği hallerde ise ısı taşınımının büyük ölçüde arttığı bilinmektedir. Bu gerçeğe dayanarak, özellikle endüstri uygulamalarında rastlanılan ısı değiştiricilerinde, akışkan akışının yanı sıra buharlaşmada yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bu tip cihazların söz konusu olduğu hallerde de ölçümlerin yapılabilmesi, boru içindeki ısı taşınım katsayısının bilinmesi yoluyla mümkün olabileceğinden elden geldiğince çok parametreyi göz önüne alan ve en güvenilir ifadelerin kullanılması gerekmektedir. Çoğu kez mevcut duruma tam olarak karşılık gelen ifadeler olmadığından ya deney yapma yoluna gidilmekte ve sadece o hal için geçerli olacak bir değeri saptayabilmek için yüklü meblağlar ödenmekte ya da ihtiyaca cevap verebilecek yeni teoriler aranmaktadır (Kaytaz, 1997).

Yeni teoriler aranırken karşılaşılan en büyük problemlerden birisi, boru içinden buharlaşarak akmakta olan akışkanın herhangi bir kesitinde hem sıvı hem de buhar fazlarının bir arada bulunması, yani iki fazlı bir akışın söz konusu olmasıdır.

### 1.5.2. İki Fazlı Akış

İki fazlı akış terimi, özellikle teknolojinin gelişmesiyle beraber bilim dünyasında sıkça kullanılmaktadır. İki fazlı akış, boru içerisinde sıvı ve gazın (buhar) aynı zamanda akmasıdır. Buharın yoğuştuğu veya sıvının buharlaştığı zamanda ortaya çıkan akışta gaz ve sıvının birlikte aktığı akış oluşur.

Termodinamikten bilindiği gibi tek fazlı bir madde doyma durumuna getirildiği zaman, faz değişikliği meydana gelir. Aşırı soğutulmuş bir sıvının sıcaklığı doyma sıcaklığına getirilirse, buharlaşma veya kaynama meydana gelir. Aksine kızgın buharın sıcaklığı doyma sıcaklığına düşürülürse, yoğuşma oluşur. Pratikte faz değişimi içeren ısı transferi prosesleri dengesizlik şartları altında gerçekleşir.

Faz değişimi ile gerçekleşen ısı transferi işlemlerinde, akışkan veya akışkandan transfer olan ısı, akışkanın sıcaklığını etkilemeden gerçekleşir. Kaynama ve yoğuşmada akışkan hareketlidir. Bu nedenle faz değişimi ile gerçekleşen ısı transferi mekanizmasını, taşınım ile gerçekleşen ısı transferi kapsamına almak gerekir. Faz değişiminde akışkanın viskozitesi, özgül ısısı, ısı iletkenliği, genişleme katsayısı, yüzey karakteristikleri, yüzey gerilimi, yoğunluğu ve basıncı değiştiği halde, buharlaşma gizli ısısı değişmez. Bu nedenle faz değişimi işlemleri, tek fazlı taşınım işlemlerinden çok daha karmaşıktır (Altınışık, 2003). Bunun nedeni, sadece iki farklı akışkan türünün aynı kesit içerisinde bir arada yer alması değil, her iki fazında birini etkilemesidir. Yani buhar içerisinde sıvı taneciklerinin sürüklenmesi ısı geçişi problemlerini büyük ölçüde güçleştirici etki yapan bir sonuç doğurur. Bu kompleksliğin sebebi, her iki fazın miktarının ve akış mekaniğinin her kesitte aynı olmasından kaynaklanır. Yapılan analizlerden elde edilen dizayn bağıntıları tek fazlı akıştaki ısı transferi ile karşılaştırıldığında büyük hatalara maruz kalır.

Faz değişimi işlemlerinde, ısı transfer katsayısının büyük olması nedeniyle, küçük sıcaklık farklarında büyük ısı transferi gerçekleşir. Bu nedenle sıvıların kaynaması, buharlaşması ve yoğuşması güç ve proses mühendisliği yönünden oldukça önemlidir.

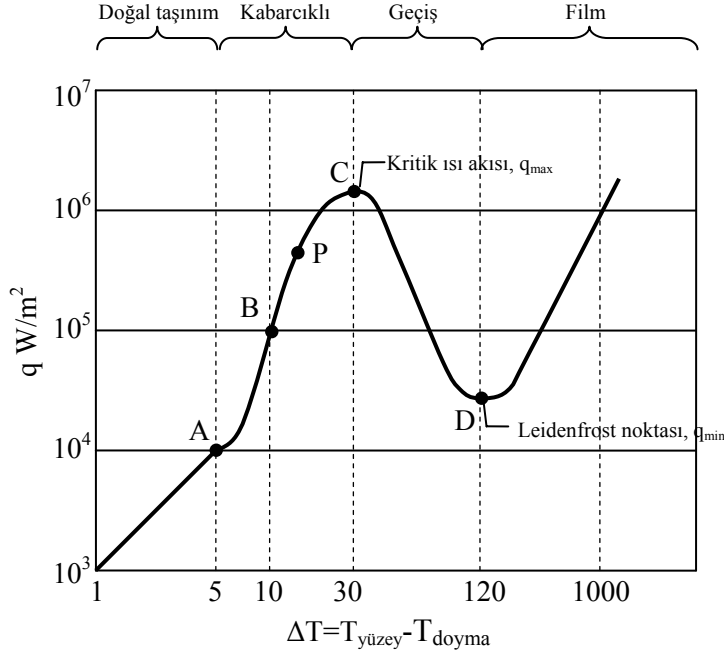
### 1.5.3. Kaynama Teorisi

Sıvı bir maddenin ısı alarak gaz haline geçmesi olayına buharlaşma denir. Katı bir yüzey ile sıvı bir akışkan arasındaki ısı transferi sonucunda sıvı akışkan buharlaşıyorsa bu olay kaynama olarak adlandırılır (Yüncü, 1999). Buharlaşma, bir katı sıvı ara yüzeyinde oluşursa kaynama olarak tanımlanır. Yani bir akışkan doyma sıcaklığından, daha yüksek yüzey sıcaklığına maruz bırakılırsa, kaynama meydana gelir. Kaynama esnasında akışkan hareketleri söz konusu olduğu için bu süreç ısı geçişinin taşınım ile olan türü kapsamında sınıflandırılır. Ancak kendilerine özgü nitelikleri vardır. Bir faz değişimi olduğu için akışkana olan ısı geçişi, akışkanın sıcaklığını etkilemeden gerçekleşebilir. Kaynama esnasında küçük sıcaklık farkları ile büyük ölçekli ısı geçişi elde edilebilir. Kaynama esnasında ısı taşınım katsayısı ve ısı geçişi, faz değişimi olmadan gerçekleşen taşınım ile ısı geçişindeki değerlerden genellikle çok daha büyüktür (Incropera, 2004).

Kaynama, durgun sıvı içerisinde doğal taşınım ile ısı transferi sonucunda katı yüzey üzerinde buhar habbecikleri oluşması şeklinde olabileceği gibi, hareket halindeki akışkana zorlanmış taşınım ile ısı transferi sonucunda habbeciklerin oluşması şeklinde de olabilir. İlk ifade edilen durum havuz kaynaması, ikinci ifade edilen durum ise zorlanmış taşınım ile kaynama olarak tanımlanır. Aşırı soğuk kaynamada akışkan sıcaklığı, akışkanın doyma sıcaklığından düşüktür, kaynama sırasında katı yüzey üzerinde oluşan habbecikler akışkan içerisinde yoğunlaşarak kaybolurlar. Doymuş kaynamada ise akışkanın sıcaklığı, akışkanın doyma sıcaklığının çok az üzerindedir. Katı yüzey üzerinde oluşan habbecikler, yoğunluk farkı nedeniyle oluşan kaldırma kuvveti ile katı yüzeyden koparak, ya akışkan içerisinde yoğunlaşarak kaybolurlar ya da akışkan yüzeyine ulaşırlar. Akışkan yüzeyinde akışkana veya çevreye karışırlar (Yüncü, 1999).

Buharlaşmanın fiziksel anlamı ve akışkan açısından durumun incelenmesi amacıyla genelde meydana gelen değişimler birer diyagram üzerinde gösterilir. Bu hem deney sonuçlarından elde edilen verilerin teoriye aktarılmasında hem de olayın fiziksel parametrelere göre nasıl değiştiğinin tespit edilmesinde büyük ölçüde yarar sağlar.

Havuz kaynaması bir diyagram haline getirildiğinde genel olarak dört farklı özellik gösteren bölgeden bahsedilir. Bu bölgeler doğal taşınım, habbecikli kaynama, geçiş bölgesi ve film kaynamadan oluşur.



Şekil 1.6. Atmosfer şartlarında suyun kaynama eğrisi

Birinci bölgede, akışkanın hareketi doğal taşınım ile gerçekleşir. Çok az bir kızdırma farkı için sıvı, ısıtma yüzeyi civarından yüzeye doğru yoğunluk farkı nedeniyle yavaşça yükselir. Burada buharlaşma söz konusu değildir. Doyma sıcaklığında kaynamayı sağlamak için sıvı fazı ile temas eden yeterli miktarda buhar yoktur. Kızdırma farkı artırılırken kabarcık oluşumu başlar.

İkinci bölgede, ısı akısının artırılmasına paralel olarak sıcaklık farkı da yükselir ve ısıtma yüzeyinde çekirdek buharlaşma meydana gelir. Bu bölgede ısı akısının değeri arttıkça sıcaklık farkı da artar. Bu bölge iki alt bölge ile ifade edilir. Şekil 1.6'da görülen A noktasından B noktasına kadar, sıvı, ısıtma yüzeyi üzerinde kabarcıklar halinde şekil almaya başlar. Habbecikler, yüzeyden ayrıldıktan sonra çok küçük olmaları nedeniyle sıvı içinde yoğuşarak kaybolurlar. Net bir buhar üretimi söz konusu değildir, kaynama yerel kaynamadır. B noktasından D noktasına kadar olan kısımda ise kabarcıklar çok hızlı şekil alır ve AB aralığında oluşan habbeciklerden

sayı olarak daha çok ve daha büyük olduğundan sıvı yüzeyine doğru yükselebilir. Sıvı yüzeyine yükselen kabarcıklar burada dağılır. D noktasında ise habbecik oluşumu en yüksek değere ulaşır ve ısı akısı da maksimum seviyededir. Maksimum ısı akısı, kritik ısı akısı olarak tanımlanır ve bu noktadaki sıcaklık farkı da kritik sıcaklık farkı olarak adlandırılır.

Akışkana ısıtıcı ile kritik ısı akısından daha fazla enerji transfer edilirse kaynama habbecikli kaynamadan, geçiş bölgesi kararsız olduğundan, film kaynamaya geçer. Film kaynamada da ısıtıcı yüzey sıcaklığı çok yüksek olacağından, ısıtıcının yanma tehlikesi vardır. Bu nedenle kritik ısı akısının hesaplanabilmesi önemlidir.

Buhar habbelerinin hacimleri belirli bir değeri aştığında, ısıtma yüzeyinden ayrılır. Geride kalan boşluğa hemen sıvı halde bulunan akışkan gelir ve akış sağlanır. Yüzeyden ayrılan bir habbe, büyüklüğüne de bağlı olarak su yüzeyine doğru farklı şekillerde yükselir. Yükselme sırasında giderek açılan helisel bir yörünge izlerken aynı zamanda titreşim de yapabilir. Elbette ki sıvının yüzeyine yaklaştıkça azalan hidrostatik basınç nedeniyle habbe üzerindeki basınç değeri de düşer ve buna bağlı olarak habbenin çapı giderek büyür. Aynı zamanda hacim büyümesinin diğer bir sebebi ise habbe yüzeye doğru ilerlerken ısı geçişinin devam etmesidir.

Üçüncü bölge geçiş bölgesidir. Yüzey sıcaklığı ile akışkanın doyma sıcaklığı farkı D noktasına tekabül eden sıcaklıktan daha fazla ise, yüzeyde oluşan habbecik miktarı hızla artmaya başlar. Bu habbecikler, aynı hızla su yüzeyine taşınmadığından yüzeyde oluşan habbecikler kalıcı bir buhar tabakası oluşturur. Buharın ısı iletim katsayısı küçük olduğundan yüzey üzerinde oluşan direnç nedeniyle ısı suya hızlı transfer edilemeyeceğinden, transfer edilen ısı azalmaya başlar ve minimum değere ulaşır. Bunun sonucunda ısıtma yüzeyinin sıcaklığında ani bir yükseliş gözlenir. Geçiş bölgesinde oluşan film kararlı olmadığından, bu bölgenin pratikte fazla önemi yoktur. Sıcaklık farkı kaynama eğrisinin minimum ısı akısı noktasına (Leidenfrost noktası) ulaşmaya kadar artmaya devam eder. Bu noktadan itibaren düzenli film kaynaması başlar.

Dördüncü bölge ise film kaynamasıdır. Isı akısı belirli bir değere kadar azaldığında tekrar kaynama başlar. Bu noktada sıcaklık farkı ısı akısına bağlı olarak yükselemeye devam eder. Bu bölgede ısıtıcı yüzey sıcaklığı çok yüksek olduğundan ışıyım ile ısı transferi mekanizması özellikle önem kazanır.

Soğutma devrelerinde buharlaşma halinde ise, buharlaştırıcıda sıvı fazda bulunan soğutucu akışkan ile buhar fazında bulunan aynı soğutucu akışkanın bir arada akması söz konusu olduğundan iki fazlı akım ortaya çıkmaktadır. Buharlaştırıcı içerisindeki akış esnasında giriş kısmında kuruluk derecesi 0.1 – 0.15 arasında olan soğutucu akışkan belirli miktarda ısıyı çekerek buharlaşmaya devam eder ve buharlaştırıcı çıkışında da kuruluk derecesi 1 değerine ulaşmış olur. Çalışma şartlarına göre bu değerler ortalama alınır.

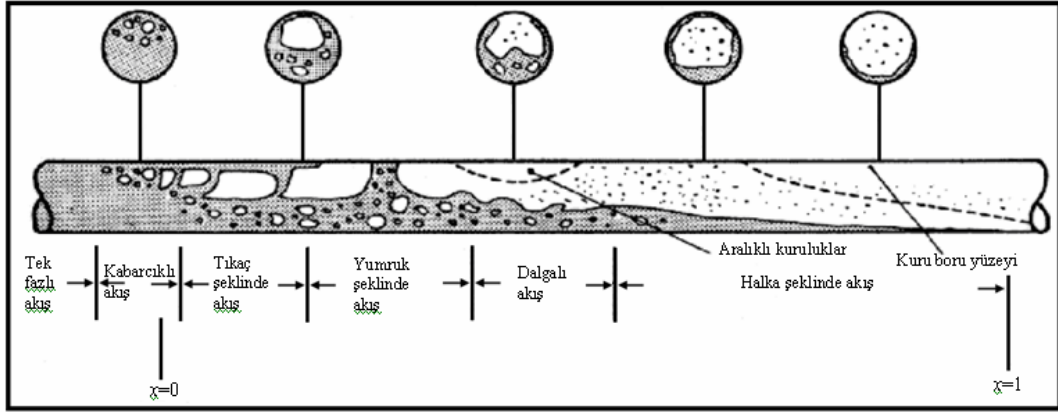
Boru içerisinde kuruluk derecesi sürekli olarak değiştiğinden, iki fazlı akışın karakteri buna bağlı olarak değişmektedir. Teorik hesaplamayı güçleştiren önemli etkenlerden biri olan bu duruma nümerik metotlar kullanılarak çeşitli çözümler gerilmektedir (Kaytaz, 1997).

Aslında buharlaşma olayı konstrüksiyon, akışkan cinsi, sistemin çalışma koşulları gibi çok sayıda parametreye bağlı olduğundan tek bir ifade vermek imkansızdır. Bu durumda ya mevcut problemi yansıtan deneyler yapılarak sonuçlar elde edilmeli ya da daha önceden yapılmış olan deneylerden yararlanılarak ampirik, mümkünse de bir teori meydana getirecek ifadeler bulunması yoluna gidilebilir. Mevcut çalışmaların çoğu, sınır şartlarının farklılık göstermesinden dolayı kısıtlı bir alanda kullanılabilir.

#### **1.5.4. Yatay Boru içerisinde Akış Esnasında Kaynama**

Yatay evaporatör borusu içerisinde buhar oluşumu esnasındaki akış model formu şekil 1.7’de verilmiştir (Collier ve Thome, 1994). Bu şekilde uniform olarak ısıtılan yatay borulu kanalın şematik gösterimi ile akış modelinin sırayla gözlenebilmesi için girişte oldukça düşük hızla doyma sıcaklığına henüz gelmemiş bir akışkan

verilmiştir. Yerçekimi ivmesinin etkisiyle buhar ve sıvı fazın asimetrik dağılımı düşey boru içerisinde yukarı doğru akış esnasındaki kaynama ile karşılaştırıldığında daha karmaşık durum ortaya çıkmaktadır.



Şekil 1.7. Yatay boru içerisinde kaynama esnasında akış modeli (Collier ve Thome, 1994)

Isı transferi açısından bakıldığında önemli bir noktada akış esnasında şekil 1.7'de gösterilen evrelerde boru yüzeyinin bir kısmı ya tamamen kuru ya da kısmen kuru halde olmasıdır. Örnek olarak halka şeklinde akış esnasında boru yüzeyinin alt kısmındaki film kalınlığı üst kısma göre daha kalındır ve boru yüzeyinin üst kısmında başlayan kuruma eğilimi akış yönünde tüm boru çevresine yayılır. Dalgalı akışta ise, borunun üst kısmı aralıklı olarak yani kısmen kurudur ve dalgalanma esnasında boru yüzeyinin üst kısmı kısmen ıslanırken dalgalanma olmazsa sürekli kuru kalır. Bu dalgalar ince sıvı film tabasından sonra ayrılır ve bundan sonra bir sonraki dalgaya tamamı buharlaşabilir.

Yatay düz boru içerisinde kaynama esnasında akış durumunda ısı transfer katsayısını belirlemek için kullanılan birçok metot, yatay boruda elde edilmiş deney verileri kullanılarak düşey boru durumunda kullanılan metoda adaptasyon yapılabilir. Literatürde bu tür çalışmayı Shah (1982), Gungor ve Winterton (1986, 1987), Kandlikar (1990) ve Wattelet vd. (1994) yapmışlardır.

Kattan, Thome ve Favrat tarafından geliştirilen modelde ise akış halinde yerel buharlaşma için akış modelinin bir fonksiyonu olarak yerel iki fazlı akış yapısını içeren fenomenolojik bir yaklaşım vermişlerdir. Geliştirilen model, yatay buharlaşma halindeki akış için kendilerine ait iki fazlı akış modeline dayanmaktadır. Bu modellemede, akış şekli olarak sıvı ve buhar alanları, iki faza ait katlı yapılanmanın ve kurulukların açıları ve sıvı film tabakasının kalınlığı kaynama esnasında tek tek dikkate alınmıştır.

### **1.5.5. Toplam Isı Transfer Katsayısı**

Isı değiştircilerinin ısıl analizini yapabilmek için, önce toplam ısı transfer katsayısının bilinmesi gerekir. Herhangi bir ısı değiştircisi çözümlenmesinin en temel ve çoğunlukla en belirsiz bölümü toplam ısı geçiş katsayısının bulunmasıdır.

Bir ısı değiştircisinin normal çalışması sırasında, akışkan içindeki yabancı maddeler, paslanmalar veya akışkan ile cidar arasındaki diğer başka reaksiyonlar nedeniyle, yüzeylerde çoğunlukla bir kirlenme olur. Yüzey üzerinde biriken bu film veya tabaka, akışkanlar arasındaki ısı geçişi direncini çok arttırabilir. Bu etki kirlilik faktörü olarak tanımlanan ek bir ısıl direnç tanımı ile göz önüne alınabilir. Bu faktörün değeri, çalışma sıcaklığına, akışkan hızına ve ısı değiştircisinin işletmede kaldığı süreye bağlıdır.

Toplam ısı transfer katsayısı, sıcak ve soğuk akışkanlara ait ısı taşıyım katsayıları, kirlilik faktörleri ve uygun geometrik parametrelere ait bilgileri kullanarak hesaplanabilir. Projelendirme safhasında toplam ısı transfer katsayısına etki eden faktörler değerlendirilmelidir. Pratikte birçok ısı değiştircisine ait uygulamalarda, malzemenin oluşturduğu ısı iletim, temas dirençleri, kirlilik faktörü toplam ısı transfer katsayısı direnci yanında ihmal edilebilir mertebededir. Bu yüzden toplam ısı transfer katsayısının tayininde özellikle  $\alpha$  ısı taşıyım katsayılarının bulunuşunda gerekli titizlik gösterilmelidir. Isı taşıyım katsayısı taşıyım ile ısı geçişinin iyi bilinmesini gerektirir. Aynı zamanda akışkan değişik geometri içinde veya dışında akmaları halinde çoğunlukla boyutsuz denklemler kullanılır.

## 2. KAYNAK ÖZETLERİ

Kaytaz'ın 1997 yılında yapmış olduğu Yüksek Lisans tezinde, dairesel kesitli yatay borular içinde buharlaşarak akmakta olan bir soğutucu akışkanın söz konusu olduğu hallerde ısı taşınım katsayısının çeşitli parametrelere göre nasıl değiştiğinin incelendiği bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada, önceden yapılmış deney sonuçlarını veri olarak kullanmış ve nümerik yöntemler yardımıyla ampirik ifadeler elde etmeye çalışmıştır. Verileri değerlendirerek bağıntı elde etmek için 50 farklı matematiksel metodu inceleyerek, bunlardan en uygun ve olayın fiziksel yanını en iyi yansıtan bağıntıyı tercih etmiştir. Deney ve hesap sonucu bulunan değerler birbirleri ile karşılaştırıldıktan sonra hem veriler hem de sonuçlar tablo halinde sunulmuştur. Karşılaştırma sonucunda sapmaların belirli aralıklarda kaldığı görülmüştür. Tezde verilen veriler kapsamlı incelendiğinde düşük ısı akısının söz konusu olduğu hallerde ısı taşınım katsayısının ağırlıklı olarak soğutucu akışkan debisinin bir fonksiyonu olduğu ve yüksek ısı akısının söz konusu olduğu hallerde ise ağırlıklı olarak uygulanan ısı akısına bağlı olan bir fonksiyon haline geldiği görülmüştür (Kaytaz, 1997).

Li ve Kottke 1998 yılında yaptıkları çalışmada, gövde borulu ısı değiştiricinin dış yüzeyinde lokal ısı transfer katsayısını kütle transferi ölçümlerinden belirlemişlerdir. Kütle transferi deneylerini, absorpsiyon, kimyasal ve birleşik renk reaksiyonlarını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Gövde tarafı pleksiglas'dan ve içerisinde sökülüp takılabilen PVC borulardan oluşan ısı değiştiricide lokal kütle transfer katsayısını tam gelişmiş akış şartları oluştuktan sonra her borunun yüzeyinden ölçmüşlerdir. Bu katsayıyı hesapladıktan sonra ısı ve kütle transferi arasında analogiyi kullanarak ısı transfer katsayısını elde etmişlerdir. Daha sonra elde ettikleri sonuçları yani ortalama ısı transfer katsayısını ve basınç düşümünü literatürdeki tahmini sonuçlarla karşılaştırmışlardır (Li ve Kottke, 1998).

Bansal ve Purkayastha, 1998 yılında alternatif soğutucu akışkanlar için  $NTU - \epsilon$  modeli adlı çalışma yapmışlardır. Bu çalışmalarında, buhar sıkıştırımlı soğutma/ısı pompası sistemlerinde alternatif soğutucu akışkanın kullanılması durumunda kararlı

hal için bir simülasyon yapmışlardır. Aynı zamanda bu modelin uygulanabileceği hidrokarbonları da içine alan yeni soğutucu akışkanlara genişletmişlerdir ve soğutucu akışkan özellikleri için REFPROP paket programını kullanmışlardır. Modellemede ana girdi olarak; ısı değiştiricinin fiziksel verileri, kompresör verimi, ısı transfer akışkanına ait kütle debisi ve evaporatöre ve kondensere giriş sıcaklıkları, ısı değiştirici boyunca basınç düşümü ve evaporatörün ve kondenserin kapasitelerini kullanmışlardır. Modelden elde ettikleri sonuçların HCFC 22 ve propan gibi deneysel verilerle uyum içinde olduğunu görmüşlerdir. Bu karşılaştırmayı performans katsayısı (COP), kondenser kapasitesi, soğutucu akışkanın kütle debisi ve kompresör basma hattı sıcaklığı için yapmışlardır. Deneysel, pirinçle kaplanmış ısı değiştiriciler kullanılarak saf soğutucu akışkanlar için yapılmış olmasına rağmen, diğer ısı değiştiriciler gibi karışım soğutucu akışkanlara da uygulanabileceğini ifade etmişlerdir (Bansal ve Purkayastha, 1998).

Li ve Kottke 1999 yılında yaptıkları çalışmada, kütle transferi tekniğini kullanarak farklı şaşırtma levhası tiplerini dikkate alarak gövde borulu ısı değiştiricide yerel ısı transfer katsayısını belirlemişlerdir. Aynı zamanda borulara yakın sıvı akış analizi ve şaşırtma levhalarıyla ayrılmış bölgelerde ısı transfer analizi yapmışlardır. Gövde tarafı akış dağılımını şaşırtma levhalarındaki basınç düşümünün ölçülmesiyle belirlemişlerdir. Bunun yanında çalışmalarında her boru ve gövde bölümü için ortalama ısı transfer katsayılarını vermişlerdir (Li ve Kottke, 1999).

Rivera ve Best tarafından 1999 yılında yapılan çalışmada, düzgün olarak ısıtılan dikey bir tüp içerisinde yukarı doğru akan su/amonyak ve amonyak/lityum nitrat karışımlarını zorlanmış konvektif kaynama esnasındaki ısı transfer olayını deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışmalardan elde edilen ısı transfer katsayısı ile ilgili bağıntılarla elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında, amonyak/lityum nitrat karışımı için %  $\pm 16$  ve su/amonyak karışımı için %  $\pm 25$  ortalama sapma görülmüştür. Çalışmalarında Mishra ve arkadaşları tarafından su/amonyak ve amonyak/lityum nitrat karışımlarının yerel ısı transfer katsayılarını belirlemek için kullandıkları modeli seçmişlerdir. Bu modelin bir avantajı ise diğer modellerle karşılaştırıldığında termodinamik ve fiziksel özelliklerden bazılarının eksik

olduğunda kullanılabilmesidir. Çalışmanın sonunda iki karışımın ortalama ısı transfer katsayıları karşılaştırılmış ve su/amonyak karışımı için elde edilen değer amonyak/lityum nitrat karışımından elde edilen değerden iki üç kat daha fazla olduğu gözlenmiştir (Rivera ve Best, 1999).

Aprea vd. tarafından 2000 yılında yapılan buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde R22 ve R407C ait evaporatif ısı transfer katsayısının deneysel değerlendirilmesi adlı çalışmalarında, R22 ve R407C'nin ortalama ısı transfer katsayısını buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde eş eksenli, ters akışlı, iç çapı 20 mm olan evaporatör kullanarak tespit etmişlerdir. Isı transfer katsayısının tespit edildiği deneysel şartlar küçük ölçekli sistemler için tipik çalışma durumunu yansıtacak şekilde seçilmiştir. Deneysel düzeneğinde çalışma şartları, ısı akısı 1.9 ila 9.1 kW/m<sup>2</sup> aralığında ve kütle akısı ise 30 ila 140 kg/m<sup>2</sup> arasında değişmektedir. Elde ettikleri sonuçlar R22 nin ısı transfer katsayısının her zaman R407C ait ısı transfer katsayısından daha büyük olduğunu göstermektedir. Benzer şekilde deneysel kanıtların ışığı altında R407C'nin global enerji performansı R22'ninkiden daha düşük olduğu ortaya çıkmıştır. Güvenilir literatür kaynaklarındaki bağıntıları kullanarak R407C'nin ısı transfer katsayısını bu bağıntıları kullanarak tekrar elde etmişlerdir. Ayrıca, deneysel veriler ile bu bağıntılardan elde edilen sonuçlar arasında karşılaştırma yapmışlardır (Aprea vd., 2000).

2000 yılında yapılan diğer bir çalışmada ise Boissieux vd. yatay tüp içerisinde Isceon 59, R407C ve R404A soğutucu akışkanların buharlaşması esnasında elde edilen deneysel ısı transfer sonuçlarını incelemişlerdir. Bütün deney sonuçlarında buharlaşma esnasında lokal ısı transfer katsayısında benzer değişimi elde etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları, soğutucu akışkan karışımı için kullandıkları modelde geçerli olan buharlaşma esnasındaki ısı transfer katsayısını karakterize eden mevcut bağıntılarla karşılaştırma yapmışlardır. Sonuçlar buhar kalitesi 0.2 ve 0.8 aralığında geçerli bağıntılarla karşılaştırıldığında iyi sonuçlar vermiştir. Ama bu bağıntılarla yüksek buhar kalitesinde veya tamamen kuru hal esnasında elde edilen sonuçların doğru olmadığı görülmektedir. Aynı zamanda kurulan bu model, üç farklı akışkan

için düzenlenmiştir. Bu düzenlenen Kattan modeli yaklaşık % 6.1 sapma ile ısı transfer sonuçlarına güzel bir tahmin sunmuştur (Boissieux vd., 2000).

Sajjan vd. 2004 yılında, R22 soğutucu akışkanının R407C zeotrop karışım soğutucu akışkanıyla yer değiştirdiği zaman gövde borulu kondenserin performansındaki düşüş sebeplerini bulmak için deneysel ve teorik bir çalışma yapmışlardır. Deneysel verilerden elde ettikleri sonuçlara göre, düşük kondenser yüklerindeki performansın tam kondenser yükleri ile karşılaştırıldığında % 70 daha büyük olduğunu görmüşlerdir. Teorik hesaplamaları iki farklı kondenser (mikro kanatçıklı boru ve üç boyutlu kanatçıklı boru) kullandıkları çalışmalarındaki deneysel sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Bu çalışmanın devamını Karlsson ve Vamling zeotrop soğutucu akışkan karışımı için kütle transfer direncinin etkisini araştırmak için yatay düz borunun ayrıntılı bir hesabını yapmışlardır. Teorik sonuçlara göre gaz fazında kütle transfer direncini, R407C'e benzer kayma ile ikili karışımlar için % 10 – 20 azalttığını görmüşlerdir. Fakir karışımdan dolayı ısı transferindeki düşme araştırılan şartlar için % 15 – 65 aralığındadır. Küçük işler için büyük kayıplar ortaya çıkmıştır (Sajjan vd., 2004; Karlsson ve Vamling, 2004).

Wen vd. 2004 yılında ortalama lokal ısı transfer katsayısını dikey dikdörtgen kanalda atmosfer basıncında suyun akış esnasındaki buharlaşmasında ölçmüşlerdir. Deney şartları 2 mm x 1 mm dikdörtgen kesit alanı için kütle akısı 57 – 211 kg/m<sup>2</sup>s, ısı akısı 27 – 160 kW/m<sup>2</sup>, kuruluk derecesi 0 – 0.3 ve girişteki aşırı soğutma 1 – 12 K şeklindedir. Çalışmalarında ısı transfer katsayısının yaklaşık olarak ısı akısının karesi oranında arttığını tespit etmişlerdir. Benzer şekilde ısı transfer katsayısına aşırı soğutmanın giriş şartlarındaki değişiminin, kütle debisinin ve sıkıştırılabilirliğin etkisinin az olduğunu görmüşlerdir. Bu davranış çekirdek kaynamasıyla ifade edilebilir. Bununla birlikte ısı transfer katsayısını, havuz çekirdek kaynaması için beklenen değerden çok büyük bulmuşlardır. Dar kanalda kaynama için kullandıkları geleneksel onbir tane bağıntıdan elde ettikleri verilerde %250 aşırı tahmin %70 az tahmin aralığında sapma olmuştur (Wen vd., 2004).

Krupiczka vd. 2004 yılında deneysel olarak düşey tüp içerisinde üçlü karışım akışkanının buharlaşması esnasında kütle transferinin ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Karışımlardan elde ettikleri deneysel verileri ve teorik sonuçları diyagramlar halinde sunmuşlardır. Literatürdeki model denklemlerden elde ettikleri ısı transfer katsayılarını, çalıştıkları sistemden elde ettikleri deneysel veriler ile karşılaştırabilmek için, sıvı film tabakasında kütle transfer katsayısını dikkate almışlardır (Krupiczka vd., 2004).

Lee ve Mudawar 2005 yılında yaptıkları çalışmada, soğutma çevriminde evaporatör yerine kullanılan mikro kanal içerisinde R134a soğutucu akışkanına ait ısı transfer olayını ve iki fazlı akışı dikkate almışlardır. Buharlaşma esnasında ısı transfer katsayısını  $15.9 - 93.8 \text{ W/m}^2$  ısı akısı ve  $0.26 - 0.87$  kuruluk derecesi aralığında ölçmüşlerdir. Bu çalışmalarında, ısı transfer olayını düşük, orta ve yüksek buhar kalitelerini dikkate alarak değerlendirmişlerdir. Sonuçta, hem su hem de R134a soğutucu akışkanı için ısı transfer katsayısını veren bir bağıntı elde etmişlerdir (Lee ve Mudawar, 2005).

Greco ve Vanoli tarafından yapılan iki farklı çalışmada, yatay düz boru içerisinde HFC tipi karışım soğutucu akışkanların akış esnasında kaynama durumu için ısı transfer olayını deneysel ve teorik metotlarla incelemişlerdir. HFC grubu R410A ve R404A soğutucu akışkanların ısı transfer karakteristiklerini evaporatör basıncı, ısı ve kütle akısının fonksiyonu olarak deney yaparak analiz yapmışlardır. Deneylerini düzgün olarak ısıtılan 6mm çapında ve 6m uzunluğunda yatay paslanmaz çelik boruda yapmışlardır. Çalışma parametreleri ise, buharlaşma basıncı  $3 - 12 \text{ bar}$ , soğutucu akışkan kütle akısı  $290 - 1100 \text{ kg/m}^2\text{s}$  ve ısı akısı  $11 - 39 \text{ kW/m}^2$ 'dir. İkinci çalışmalarında ise deneysel olarak yaptıkları aynı sistem için literatürde iyi bilinen teorik bağıntıları kullanarak, tahmin edilen sonuçlarla deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında en uygun sonucu Kandlikar tarafından önerilen bağıntılarla elde etmişlerdir. Daha sonra Kandlikar tarafından önerilen bağıntıyı, kendi sistemleri için düzenleyerek yerel ısı transfer katsayısını hesaplayacak şekilde yayınlamışlardır (Greco ve Vanoli, 2005a; Greco ve Vanoli, 2005b).

Greco ve Vanoli'e ait aynı yılda diğer bir çalışmada ise aynı düz boru içerisinde R22, R134a, R507, R404A ve R410A eski ve yeni soğutucu akışkanların, akış durumunda kaynama esnasındaki ısı transfer katsayısını incelemişlerdir. Deneysel sonuçlarda buhar oranının fonksiyonu olarak ısı transfer katsayısının değişimini vermişlerdir (Greco ve Vanoli, 2005c).

Torrella vd. tarafından 2005 yılında yapılan bir çalışmada, buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde gövde borulu yatay evaporatör içinde R407C soğutucu akışkanı için kaynama esnasında ısı transfer katsayısının değişimini deneysel olarak incelemişlerdir. Yatay tüp içerisinde soğutucu akışkanın kaynama esnasındaki ısı transfer katsayısı üzerindeki buharlaşma basıncının ve soğutucu akışkan debisinin etkisini irdelemek için birkaç farklı test yapmışlardır. Bu çalışmalarında evaporatörün toplam ısıl direncinin analizi, evaporatördeki basınç düşüşünün etkisi dikkate alınarak deneysel sonuçlardan elde edilen veriler etkinlik NTU yöntemi hesabı kullanılarak yorumlandıktan sonra, kaynama esnasındaki ısı transfer katsayısını tespit etmişlerdir. Deneylerde ikinci akışkan olarak kullanılan tuzlu suyun debisini sabit tutarak iki çalışma yapmışlardır; birincisi yoğuşma basıncını sabit tutarak buharlaşma basıncındaki değişim testi, ikincisi ise sıkıştırma oranını sabit tutarak kompresör dönüş hızı değişimi testi. Sonuç olarak, analiz yapılan aralıkta kaynamada ısı transfer katsayısının değişiminin evaporatör sıcaklığına ve soğutucu akışkan debisine bağlı olduğunu gözlemlemişlerdir (Torrella vd., 2006).

Cabello vd. tarafından 2005 yılında yapılan çalışmada, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin enerji performansına etki eden işletme değişkenlerini deneysel sonuçlara bağlı olarak ifade etmişlerdir. Deneylerini R134a, R407C ve R22 olmak üzere üç farklı akışkan kullanarak tek devreli buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde gerçekleştirmişlerdir. Her soğutucu akışkan için sistemi aynı yoğuşma ve buharlaşma basıncı aralığında çalıştırabilmek için aynı elektrik motoruyla kontrol edilen frekans ayarlı pistonlu kompresör kullanmışlardır. İşletme değişkenleri olarak buharlaşma basıncını, yoğuşma basıncını ve kompresör girişinde aşırı kızdırma seviyesini dikkate almışlardır. Deneysel verilerden soğutucu akışkan debisinin emme hattındaki özgül hacme ve bu hattaki şartlara bağlı olduğunu göstermişlerdir. Soğutucu akışkan

debi değişiminin, sıkıştırma oranı ve buharlaşma basıncıyla orantılı olduğunu göstermişlerdir. Soğutma kapasitesi davranışında soğutucu akışkan debi değişiminin önemli bir etken olduğunu deneysel sonuçlarla ortaya koymuşlardır. Enerji performansı analizinden sonra, soğutma kapasitesi ve pistonlu kompresörün güç gereksinimi gibi performans karakteristiklerini, elde edilen deneysel sonuçlara göre grafik şeklinde vermişlerdir (Cabello vd., 2005).

Atmacanın 2006 yılında yaptığı çalışmada, eş merkezli, iç içe borulu ısı değiştiricisinde sıcak akışkan ve soğuk akışkan tarafında ısı taşınım katsayılarını ve toplam ısı transfer katsayısını deneysel olarak tespit etmiştir. Aynı zamanda bu çalışmasında paralel ve zıt akışlı ısı değiştirici tiplerini birbiriyle mukayese etmiştir. Deneyslerinde sıcak ve soğuk akışkan olarak su kullanmıştır. Çalışma aralığını  $19000 < Re < 34000$  değerlerinde türbülanslı bölgede seçmiştir. Yapılan deneylerin sonucunda Re sayısının, Nu sayısına ve basınç kayıp katsayısına göre değişimlerini vermiştir. Akışkan debisi ve giriş koşulları değiştirilmeden yapılan proseslerde ise, paralel akışta ısı iletiminin zıt yönlü akışa göre daha az olduğunu tespit etmiştir. Bununla birlikte soğutma suyunun hızı sabit kaldıkça borunun dış kısmındaki yüzeyin ısı iletim katsayısının sabit kaldığını görmüştür. Bu sonuca bağlı olarak boru iç yüzeyinin ısı iletim katsayısı sıcak suyun debisine bağlı olarak hızlı bir şekilde değişmektedir (Atmaca, 2006).

Llopis vd. 2007 yılında gövde borulu evaporatör için dinamik matematiksel bir modelleme yapmışlardır. Çalışmalarında kütle sürekliliği, enerji korunumu ve ısı transferinin fiziksel temellerini kullanarak gövde borulu evaporatörün matematiksel modelini sunmuşlardır. Elde ettikleri model, soğutucu akışkan ve ikinci sıvı durumu tahmini temelli olduğu için, herhangi bir tip evaporatör modellenmesi için kolayca uyarlanabilir. Sonuç olarak, iki saf madde (HCFC–22, HFC–134a) ve bir zeotrop karışım (HFC–407C) ile yapılan kararlı hal için ve HCFC–22 kullanılarak geçici deneysel testler ile dinamik analizleri yapmışlardır. Oluşturulan modelin tahmini hata oranı % 5’den daha küçük çıkmıştır (Llopis vd. 2007).

Hosseini vd. 2007 yılında gövde borulu ısı değiştiricinin gövde tarafında oluşan basınç dūřümü ve ısı transfer katsayısını üç farklı bakır boru için (düz pürüzsüz, oluklu ve mikro kanatçıklı bakır boru) deneysel olarak analiz etmişlerdir. Aynı zamanda deneysel verileri mevcut teorik verilerle karşılaştırma yapmışlardır. Bağıntılar üç boru tipi için hem basınç dūřümü hem de Nusselt sayısı için önerilmiştir. Güç aktarımında kullandıkları yağ soğutuculu gövde borulu ısı değiştiriciyi, gövde tarafındaki ısı transferine ek olarak üç tip boru demetinin basınç dūřümüne ve yüzey konfigürasyonuna etkisini araştırmak için bu deneysel çalışmaya özel olarak modellemiş ve imal etmişlerdir. Deneyslerini benzer geometriye, konfigürasyona, şaşırtma levhası sayısına ve uzunluğa sahip boru demetleri ile aynı gövde içerisinde sadece farklı dış boru yüzeyleri kullanarak yapmışlardır. Oluklu ve mikro kanatçıklı borularda Reynolds sayısının 400 den küçük olduğu değerler için performansın dūřtüęünü gözlemişlerdir. Benzer şekilde Reynolds sayısı bu değerin üzerinde olduğu zaman, mikro kanatçıklı borularda ısı değiştiricinin performansının oldukça iyileştiğini deneysel verilerden elde etmişlerdir (Hosseini vd., 2007).

Xie vd. 2007 yılında yaptıkları çalışmada, parçalı ve sarmal şaşırtma levhalı gövde borulu ısı değiştiricilerin ısı transfer analizini yapay sinir ağlarıyla yapmışlardır. Üç farklı ısı değiştiriciyi deneysel olarak incelemişlerdir. Eğitim ve test sinir ağlarının konfigürasyonu için sınırlı sayıda deneysel veri elde etmişlerdir. Genellikle geri beslemeli algoritma eğitim ve test ağları için kullanılmıştır. Her iki tarafın çıkış sıcaklıklarını ve genel ısı transfer oranı tahminlerini gerçekleştirmişlerdir. En iyi ağı bulabilmek için farklı aę konfigürasyonları üzerinde çalışmışlardır. Tahmin edilen sonuç ile deneysel verileri karşılaştırdıklarında aralarında maksimum % 2 sapma görmüşlerdir. Sonuç olarak, ısı transfer analizinde ısı değiştirici modellemesinde, mühendislik uygulamalarında termal sistemlerin performanslarını önceden tahmin edebilmek için yapay sinir ağlarının kullanılabilceğini tavsiye etmektedirler (Xie vd., 2007).

Hsieh vd. 2007 yılında yatay dairesel kanatçıklı tüpte, ozon dostu R410A soğutucu akışkanının doymuş akış esnasında kaynama halindeki ısı transfer karakteristiğini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel olarak elde edilen verileri doymuş akış kaynama eğrileri, ısı transfer katsayıları ve akış fotoğraflarıyla vermişlerdir. Bunlara ek olarak, doymuş akış esnasındaki ısı transfer katsayısı ve ortalama kabarcık çapı için ampirik denklemler önermişlerdir. Bunun yanında kaynama eğrisinin ısı akısı ve soğutucu akışkan kütle debisinden etkilendiğini grafikler ile göstermişlerdir. Akış esnasında doymuş buhar ısı transfer katsayısı ısı akısı ve soğutucu akışkanın kütle debisiyle artış gösterdiğini ve yüksek soğutucu akışkan kütle debisinde ayrılan kabarcıkların oldukça küçük olduğunu tespit etmişlerdir (Hsieh vd., 2007).

Wen vd. 2007 yılında R600a ve R290 soğutucu akışkanların akış esnasındaki kaynama olayını U tipi borular kullanarak incelemiştir. Çalışma parametreleri 186.2 kPa giriş basıncında buhar oranı 0 – 0.76, kütle akısı 100 – 320 kg/m<sup>2</sup>s'dir. Yüksek buhar oranlarında ısı transfer katsayısının düştüğünü tespit etmişlerdir. Aynı zamanda U tipi borunun kıvrımlarına ve kütle akısına göre ısı transfer katsayısının değişimini incelemişlerdir (Wen vd., 2007).

Sarma vd. 2008 yılında yatay boruda kaynama esnasında ısı transfer olayını boyut analizini ve farklı araştırmacıların önerdiği bağıntıları kullanarak analizini yapmışlardır. Boyutsuz parametreleri kullanarak elde ettikleri sonuçlar, farklı araştırmacıların önerdiği bağıntılarla elde ettikleri sonuçlarla karşılaştırıldığında, deneysel verilere en yakın sonuçlar boyutsuz parametrelerle elde edilen sonuçlarda ortaya çıkmıştır. Aynı zamanda kullandıkları bağıntılar Borishansky vd. tarafından önerilerek test edilmiştir. Su ve etil alkol için deneysel veriler boru çapı 5 ila 7 mm arasında değiştirilerek farklı basınçlarda elde edilmiştir. Deneysel sonuçlar ile bağıntılardan elde ettikleri sonuçları karşılaştırdıklarında maksimum % 16 sapma ortaya çıkmıştır (Sarma vd., 2008).

Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin farklı uygulamalarına yönelik alternatif akışkan kullanılan sistemlerin performans çalışması birçok araştırmacı tarafından incelenmiştir. Bu çalışmaların genel özellikleri ise, HCFC – 22 soğutucu akışkanının

yerini alacak alternatif soğutucu akışkanların performansları incelenmiş ve bir kısmında ise sonuçlar farklı akışkanlar kullanılarak karşılaştırmalı olarak verilmiştir (Sami ve Desjardins, 2000; Halimic vd., 2003; Park vd., 2007a; Park vd., 2007b; Lee vd., 2002).

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1. Deney Sisteminin Tanıtılması

Alternatif soğutucu akışkan R404A'nın kullanıldığı soğutma sisteminin ısı transferinin deneysel olarak incelenebilmesi için kurulan deney sisteminde, tam hermetik tip bir kompresör, gövde – borulu bir evaporatör, hava soğutmalı kondenser ve termostatik genişleme valfi kullanılmıştır. 3 HP gücünde ve trifaze olan hermetik kompresörde, R404A soğutucu akışkanı için uygun polyester (POE) yağ kullanılmıştır.

Evaporatör olarak kullanılan, ısı transfer alanı  $0.339 \text{ m}^2$  olan gövde – borulu ısı değiştiricisi ters akışlı olacak şekilde bağlantı yapılmıştır ve bir gövde ve iki geçişe sahiptir. Alternatif soğutucu akışkanların ısı transfer katsayısının düşük olması nedeniyle ısı transfer alanını artırmak için soğutucu akışkanın giriş yönünde borular içerisinde bükülmüş şerit elemanı kullanılmıştır (Lallemand vd., 2001). Her geçişte 9 adet bakır boru bulunmaktadır ve boruların iç ve dış çapları sırasıyla 8 ve 10 mm'dir. Boruların uzunluğu 60 cm, bakır boru demetini çevreleyen dairenin çapı 98 mm ve gövde çapı 113 mm'dir. Evaporatörde borular içerisinden soğutucu akışkan, gövde tarafından soğutma suyu geçmektedir.

Sistemde kondenser olarak kanatlı borulu tip ısı değiştiricisi kullanılmıştır.  $25 \text{ m}^2$  yüzey alanına sahip kondenser üzerinde 400 mm çapında fan vardır. Kullanılan fan aksiyal tipte 230 V, 50 Hz ve 1400 dev/dak özelliklerindedir. Sistemde kullanılan kondenserin boyutları 60x62x28 cm'dir. Ayrıca deneysel sistemde kullanılan genişleme valfi, R404A ve R507 soğutucu akışkanları ile çalışabilen, dıştan dengelemeli, değiştirilebilir orifisli, termostatik genişleme valfidir. Kullanılan orifis 03 numaradır.

Evaporatördeki soğutma suyu, 500 litre kapasitesindeki bir su deposundan beslenmektedir. Depodaki su evaporatöre, bir sirkülasyon pompası ile basılmaktadır.

DeneYlerin aynı şartlarda yapılabilmesi için, depo içerisindeki su, elektrikli ısıtıcılar yardımıyla ısıtılmaktadır.

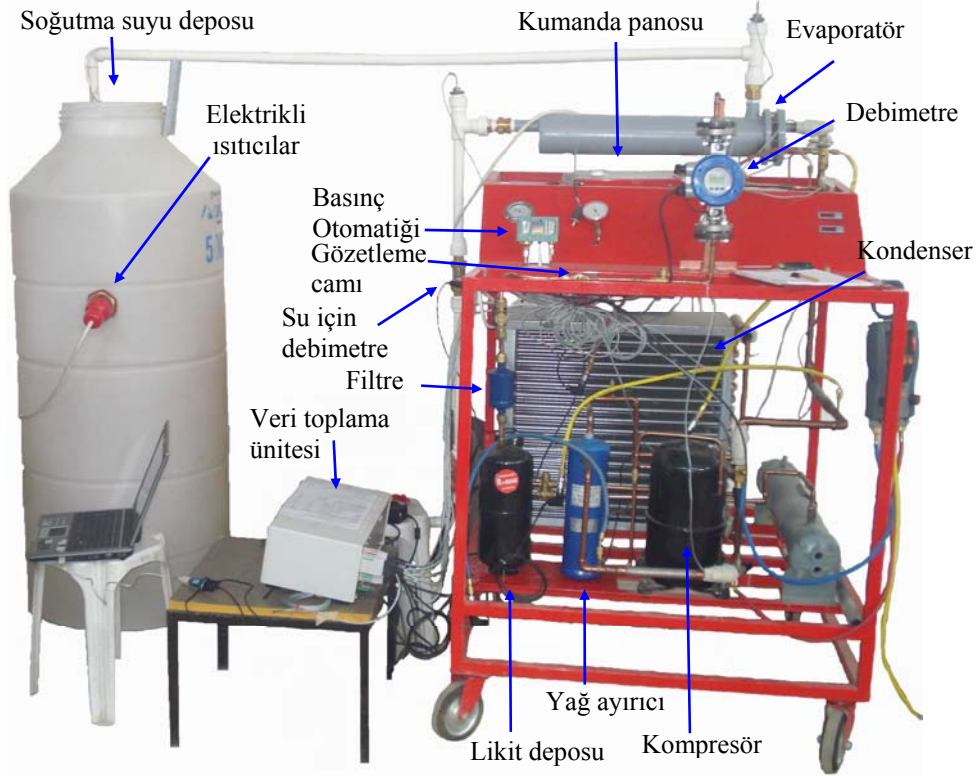
Sistemde ayrıca yardımcı elemanlar olarak, bir yağ ayırıcı, bir sıvı deposu, bir filtre-kurutucu, alçak ve yüksek basınç otomatığı kullanılmıştır. Yağ ayırıcının görevi sistemde dolaşmakta olan yağ miktarını azaltmaktır. Kompresörlerde yağlama maksadıyla kullanılan yağın, soğutucu akışkan ile birlikte sistem içerisinde dolaşmasını engeller.

Sıvı deposu, sıvı soğutucu akışkanın depolanması, servis maksadıyla soğutkanın sistemde depolanması, sistemde meydana gelen dalgalanmaların karşılanması ve sistemde oluşabilecek soğutucu akışkan gereksiniminin karşılanabilmesi için kullanılmıştır.

Filtre – kurutucu ise, soğutma sistemi vakumlandıktan sonra az miktarda da olsa sistem içerisinde kalması muhtemel nemin sisteme zarar vermesini engellemek ve imalat aşamasında sistem içerisinde kalan kaynak çapağı, tortu vs. gibi pislikleri tutmak için kullanılmıştır.

Deney sisteminde basma ve emiş hattındaki basınçları, çalışma esnasında sürekli olarak izleyerek tehlikeli sınırlara ulaştığında kompresör motorunu durdurması için alçak ve yüksek basınç otomatığı kullanılmıştır.

Kurulan deney sistemi şekil 3.1’de gösterilmiş olup sistem elemanlarının teknik özellikleri ise ayrıntılı bir şekilde EK 1’de verilmiştir.



Şekil 3.1. Deney sisteminin genel görünümü

### 3.1.1. Deney Sisteminde Kullanılan Ölçüm Cihazları

Sistemin performansı, soğutma kapasitesi ve kaynama esnasında ısı transfer katsayısının analizleri için, soğutucu akışkanın her elamanın giriş – çıkışındaki sıcaklıklarının, basınçlarının ve ayrıca debisinin ölçülmesi oldukça önemlidir. Analizlerin yapılabilmesi için gerekli verilerin toplanmasında kullanılan ölçüm cihazları sırasıyla anlatılmıştır.

Deneysel sistemde analizlerin yapılabilmesi için sistem elamanlarının giriş ve çıkışlarında sıcaklık ölçümlerinin yapılması gerekmektedir. Bu sıcaklık ölçümlerinde Tetcis firmasından temin edilen K tipi sıcaklık termokupulları kullanılmıştır. K tipi termokupulun pozitif ucu nikel-krom (chromel) ve negatif ucu nikel alaşım (alumel)'dir. K tipi termokupullar sıcaklık ölçüm aralıklarından dolayı en çok kullanılan termokupul tipleridir. K tipi termokupulun, sıcaklık ölçüm aralığı -180/+1350 °C ve hassasiyeti  $\pm 1.5$  °C'dir. Sıcaklık ölçümlerinin yapılabilmesi için kullanılan termokupullar Ahlborn firmasından temin edilen ve K tipi termokupullara

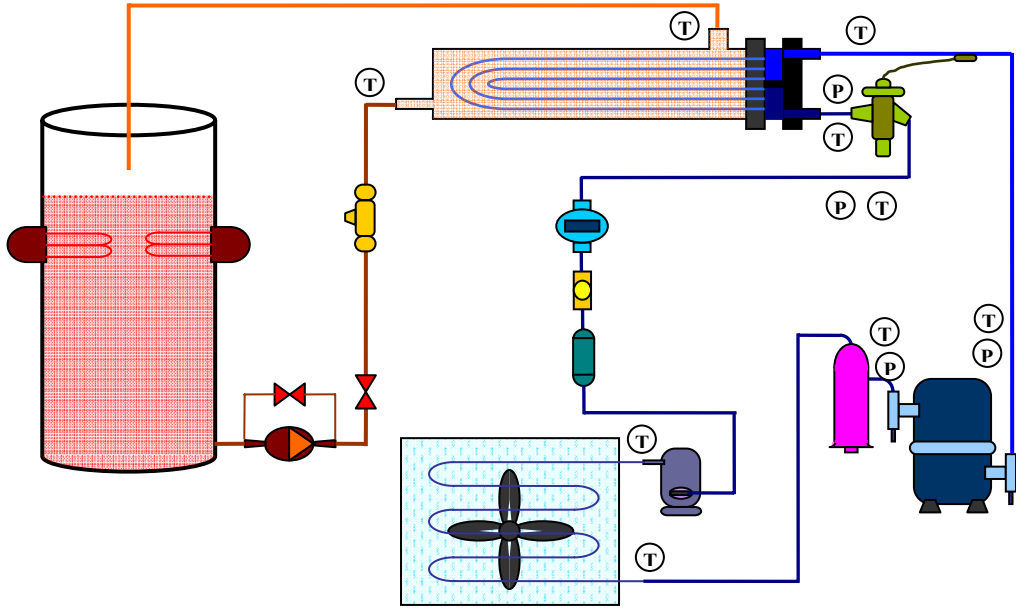
uyumlu Almemo marka konnektörle bağlanmıştır. Konnektörün uç kısmı soket şeklinde olup veri toplama ünitesine bağlanmaktadır. Termokupulların uçları sıcaklığı ölçülecek noktaya iyi bir temas sağlayacak şekilde tespit edilip, üzeri hava sıcaklığından ve akımlarından etkilenmemesi için boru izolasyon malzemesiyle yalıtılmıştır.

Deneysel soğutma sistemindeki dört noktadaki basıncı ölçebilmek için Ahlborn firmasından temin edilen ve soğutucu akışkanların kullanıldığı endüstriyel uygulamalar için özel olarak dizayn edilmiş basınç sensörü kullanılmıştır. Basınç sensörü, piezo-dirençli, içerisi yağ ile doldurulmuş esnek asılı silikon ölçüm hücresine sahip ve tümüyle kaynaklı özel çelik muhafazalı bir yapıdadır. Basınç sensorunun çalışma aralığı 0 – 30 bar ve ölçüm hassasiyeti ise ölçülen değerin  $\pm\%0.5$ 'dir.

Su debimetresi, depoda şartlandırılarak evaporatöre gönderilen soğutma suyu debisi Ahlborn marka debimetre ile ölçülmüştür. Kullanılan debi metrenin ölçüm aralığı 4 – 160 l/dak ve ölçüm hassasiyeti ölçülen verinin  $\pm\%3$ 'dür. Soğutucu akışkan debisinin ölçümü için KROHNE marka soğutucu akışkanlar için tasarlanmış debimetre kullanılmıştır. Soğutucu akışkan için kullanılan debimetrenin ölçüm aralığı 5 – 50 gr/s ve ölçüm hassasiyeti  $\pm\%1.6$ 'dır. Debimetre, kondenser çıkışından sonra ve genişleme valfi girişinden önce bağlanmıştır.

Tüm sıcaklık, basınç ve debi ölçüm sensorları Ahlborn Almemo 5690-2 marka veri toplama ünitesine bağlanarak 10 saniyelik aralıklarla ölçümler yapılmıştır. Yapılan ölçümler veri toplama ünitesinin üretici firması tarafından yazılan AMR – Control adlı program ile aynı anda bilgisayar ortamına aktarılmış ve aynı zamanda ünitenin ekranından da görüntülenerek kendi bünyesindeki hafıza kartına depolanmıştır. Deneysel sistemde kullanılan ölçüm cihazlarının teknik özellikleri ayrıntılı bir şekilde EK 2'de verilmiştir.

### 3.2. Deneylerin Yapılışı



Şekil 3.2. Deney sisteminin çalışma şeması.

Şekil 3.1 ve şekil 3.2’te sırasıyla deneysel çalışmada kurulan buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin genel görünümü ve çalışma şeması verilmiştir.

Deney sistemi, soğutucu akışkan devresi ve su devresi olmak üzere iki döngüden oluşmuştur. Soğutma devresi, hermetik kompresör, yağ ayırıcı, kondenser, gövde – borulu evaporatör, soğutucu akışkan deposu ve termostatik kısma valfini içeren tek kademeli buhar sıkıştırmalı soğutma sistemidir.

Su devresi ise, sirkülasyon pompası, suyun sağlandığı depo ve yükü karşılamak için kullanılan elektrikli ısıtıcılardan oluşmaktadır. Evaporatöre gönderilen suyun miktarını ölçebilmek için evaporatörün girişinde debimetre kullanılmıştır.

Evaporatör, su döngüsü ve soğutucu akışkan döngüsü olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır. Gövde – borulu ısı değiştiricinin gövde tarafında su dolaşırken boru içerisinde soğutucu akışkan R404A geçmektedir. Soğutucu akışkanın geçtiği borular içerisinde ısı transfer katsayısını artırmak için metal şeritler kullanılmıştır. Bu çalışmada amaç, faz değişimi esnasındaki soğutucu akışkanı incelemek olduğu için

evaporatör girişinde kuruluk derecesi düşük ve evaporatör çıkışında ise aşırı kızdırma sıcaklığı 0 – 3 °C aralığında tutulmaya çalışılmıştır.

Depo suyu sıcaklığı ve evaporatör sıcaklığı dijital termostat ile sürekli kontrol edilerek, deneysel çalışmaların yapıldığı esnada sistem üzerinde aşırı ısıtma veya soğutma olması durumunda sistemi otomatik olarak kapatmaya ayarlanmıştır.

Sıcaklıkların ölçülmesi için kullanılan K tipi termokupullar, soğutucu akışkan sıcaklığı için bakır borunun yüzeyine yerleştirilerek ortam sıcaklığından ve hava akımlarından etkilenmemesi için boru izolasyon malzemesiyle yalıtılarak monte edilmiştir. Su sıcaklıklarının ölçülebilmesi için K tipi termokupullar gövde – borulu evaporatörün giriş ve çıkışında suya daldırılarak monte edilmiştir. Toplam olarak 10 tane termokupullun 7 tanesi soğutucu akışkan sıcaklığını, 2 tanesi su sıcaklığını ve bir tanesi de ortam sıcaklığını ölçmek için kullanılmıştır. Bunlara ilaveten depo sıcaklığı ve gövde – borulu evaporatörün sıcaklıkları termostatla kontrol edilmiştir.

Çevrim boyunca oluşan basınç değişimleri soğutma sisteminin dört farklı noktadan alınan veriler ile belirlenmiştir. Evaporatör girişinde su debisi ve soğutucu akışkan debileri ölçülmüştür. Bu ölçüm elemanlarının sistem üzerindeki yerleri şekil 3.2 üzerinde gösterilmiştir.

Deneilerin yapılışında dikkate alınan prosedürler iki şekildedir. İlk olarak evaporatör basıncı sabit tutularak depo sıcaklığı 40 °C sıcaklıktan 20 °C sıcaklığa düşürülmüştür. Bu depo sıcaklığı aralığında bütün sıcaklık değerleri için veriler alınmıştır. Her sıcaklık değeri için yaklaşık 27 tane veri toplanmıştır ve bu sıcaklıklara karşılık gelen veriler kullanılırken ortalama değerleri alınmıştır. Bu şekilde birinci deney tamamlandıktan sonra evaporatör basıncı tekrar değiştirilerek aynı depo şartlarını yakalayabilmek için depo elektrikli rezistanslarla 40 °C sıcaklığa ısıtıldıktan sonra deneylere devam edildi. Deneyler, evaporatör basıncı 2.7, 3.2, 3.7, 4.2, 4.7, 5.2 ve 5.7 bar olmak üzere 7 sefer yapılmıştır. Her deney için depo sıcaklıkları aynı aralıkta tekrarlanmıştır. Her sıcaklık ve basınç değeri için toplam 10 noktadan sıcaklık, dört

noktadan basınç ve su – soğutucu akışkan olmak üzere iki noktadan debi ölçümleri veri toplama ünitesi kullanılarak 10 saniye aralıklarla bilgisayara kaydedilmiştir.

Deneyle tamandıktan sonra alınan verilerin kontrol edilebilmesi için 9 adet daha deney yapılmıştır. Bu deneyler, depo sıcaklığı sabit tutularak evaporatör basıncı değiştirilmiştir. Depo sıcaklıkları 20, 25 ve 30 °C sıcaklıkta sabit tutulurken evaporatörden çıkan su depoya tekrar verilmemiştir. Her depo sıcaklığına karşılık evaporatör basıncı 3, 4 ve 5 bar değerlerinde sistem tekrar çalıştırılarak dokuz adet deney daha yapılmıştır.

Tüm deneylerde evaporatör çıkışında kızgınlık değerinin en düşük seviyede tutulabilmesi için su devresi üzerinde bulunan vana ile deney süresi boyunca debi ayarlanmıştır. Bu sayede alınan değerler sadece faz değişimi esnasında ortaya çıkan değerler olarak dikkate alınmıştır.

### **3.3. Kompresörlü Buhar Sıkıştırma Soğutma Sisteminin Çalışma Karakteristikleri**

Kompresörlü buhar sıkıştırma bir soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmak için öncelikle sistemin çalışma karakteristiklerini belirlemek gerekir. Soğutma sistemlerinin veriminin değerlendirilmesinde, en yaygın kullanılan ölçüt soğutma performans katsayısı (COP) ve enerji (ya da termodinamiğin birinci yasası) verimidir. Bununla birlikte termodinamik iyileştirme olanaklarının gösterilmesi için ekserji (ya da termodinamiğin ikinci yasası) analizi gereklidir. Şekil 3.3’de tesisat şeması gösterilen soğutma sisteminde kompresöre harcanan güç aşağıdaki eşitlikten hesaplanır.

$$\dot{W}_C = \frac{\dot{m}_r (h_2' - h_1)}{\eta_C} \quad (3.1)$$

Sistemin soğutma kapasitesi Termodinamiğin I. Kanununa göre, kondenserden atılan ısı miktarıyla kompresör tarafından harcanan gücün farkı olarak tanımlanmıştır (Dossat, 1997).

$$\dot{Q}_E = \dot{Q}_K - \dot{W}_C \quad (3.2)$$

Yukarıda verilen (3.2) denklemi, kondenser, evaporatör ve kompresör arasındaki bağıntıyı vermektedir. Burada  $\dot{Q}_E$  evaporatör tarafından çekilen ısı (soğutma kapasitesi),  $\dot{Q}_K$  kondenser tarafından atılan ısı ve  $\dot{W}_C$  kompresör gücüdür. Bu eşitliğe göre, soğutulacak ortamdaki çekilen ısı ile kompresöre harcanan gücün toplamı, sistemden dışarı atılan ısıya eşittir.  $\dot{Q}_E$  ve  $\dot{Q}_K$  aşağıdaki formüllerden de belirlenebilir.

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (3.4)$$

Bir soğutma sisteminde, kompresörden birim zamanda geçen soğutucu akışkan debisi sistemin kapasitesini belirler. Soğutma kapasitesi bilinen bir soğutma sisteminde akışkan debisi aşağıdaki eşitlikten belirlenir.

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_E}{(h_1 - h_4)} \quad (3.5)$$

Bir soğutma makinesi veya ısı pompasının ısı değerlendirilmesi, soğutma performans katsayısı (COP) ile yapılır. Kompresörlü buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevrimi için COP aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$COP = \frac{\text{elde edilmek istenen soğutma etkisi}}{\text{harcanan iş girişi}} \quad (3.6)$$

Bu tanıma göre COP değeri.

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_K - \dot{Q}_E} = \frac{1}{\frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_E} - 1} \quad (3.7)$$

şeklinde bulunur.

Termodinamiğin II. Kanununun daha ileriki uygulamaları bize tersinir soğutma çevrimi için COP değerini aşağıdaki şekilde tanımlamaktadır.

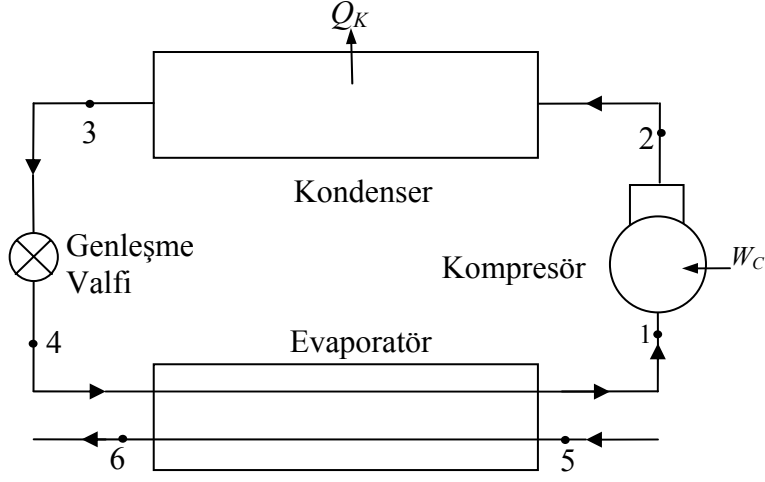
$$COP \leq \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (3.8)$$

Burada  $T_H$ , yüksek ısı kaynağı sıcaklığı ve  $T_L$  düşük ısı kaynağı sıcaklığıdır. Her iki sıcaklıkta Kelvin cinsindedir. Denklem (3.8) ile belirlenen COP değeri,  $T_H$  ile  $T_L$  sıcaklıkları arasında çalışan bir soğutma makinesinin alabileceği en yüksek değerdir. Bu sıcaklık sınırlarında çalışan tüm gerçek soğutma makinelerinin performans katsayıları daha düşük olacaktır. Ayrıca denklemden de görüleceği üzere soğutma çevriminde, sistemin soğutma tesir katsayısının maksimum olabilmesi için iki ısı kaynağı arasındaki sıcaklıkların birbirine çok yakın olması gerekir. Yani  $T_H$  ile  $T_L$  birbirine ne kadar yakın olursa COP değeri o kadar büyük olur (Çengel ve Boles, 1994).

### 3.4. Kompresörlü Teorik Soğutma Sistemi Birinci Kanun Analizi

Kompresörlü teorik soğutma sisteminin birinci kanun analizinin yapılmasındaki amaç, evaporatör sıcaklığı, kondenser sıcaklığı ve evaporatör basıncı gibi sistem performansını etkileyen değişken parametreler ile COP'nın değişiminin incelenmesidir. Bu maksatla sistemin her bir elemanına termodinamiğin birinci

kanun analizi uygulanmıştır. Şekil 3.3’de kompresörlü buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine ait şematik gösterim verilmiştir.

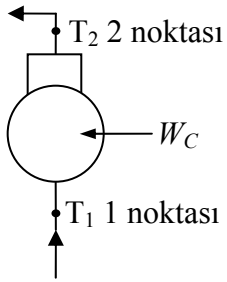


Şekil 3.3. Teorik soğutma sisteminin şematik gösterimi

Ayrıca soğutma sisteminin çalışması esnasında aşağıda belirtilen kabuller yapılmıştır:

- Kompresör ve boru hatlarındaki basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
- Kondenser ve evaporatördeki basınç kayıpları ihmal edilmiş olup buralardaki faz değişimleri sabit basınçlarda gerçekleşmektedir.
- Kompresördeki sıkıştırma adyabatik olarak gerçekleşmektedir.
- Soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkan debisi sabittir.
- Sistem elemanlarından dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edilmektedir.
- Soğutucu akışkan genleşme valfinde sabit entalpide genleşmektedir.
- Kondenser ısısı dış ortama atılmaktadır.
- Dış ortandan evaporatöre ısı transferi olmayıp ısının tamamı sudan alınmaktadır.

### 3.4.1. Kompresör Birinci Kanun Analizi



a) Kütlenin Korunumu:

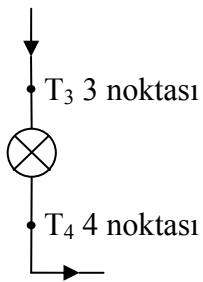
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r \quad (3.9)$$

b) Enerjinin Korunumu:

$$\dot{m}_1 h_1 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{W}_c \eta_c \quad (3.10)$$

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{m}_r (h_2 - h_1)}{\eta_c} \quad (3.11)$$

### 3.4.2. Genleşme Valfi Birinci Kanun Analizi



a) Kütlenin Korunumu:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r \quad (3.12)$$

b) Enerjinin Korunumu:

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4 \quad (3.13)$$

$$h_3 = h_4 \quad (3.14)$$

### 3.4.3. Kondenser Birinci Kanun Analizi



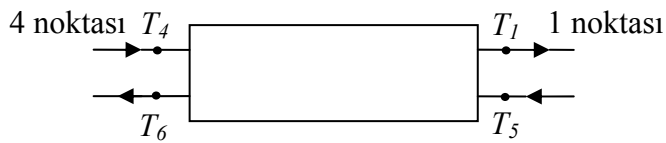
a) Kütlenin Korunumu:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_r \quad (3.15)$$

b) Enerjinin Korunumu:

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (3.16)$$

### 3.4.4. Evaporatör Birinci Kanun Analizi



a) Kütlenin Korunumu:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 = \dot{m}_r \quad (3.17)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_5 = \dot{m}_s \quad (3.18)$$

b) Enerjinin Korunumu:

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6 \quad (3.19)$$

$$\dot{m}_r (h_4 - h_1) = \dot{m}_s (h_6 - h_5) \quad (3.20)$$

$$\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_s} = \frac{h_6 - h_5}{h_4 - h_1} = \frac{c_{p,s} (T_6 - T_5)}{h_4 - h_1} \quad (3.21)$$

### 3.4.5. Soğutma Performans Katsayısı (COP)

Bu analizler ışığında birinci kanun analizinde, kondenser sıcaklığı, evaporatör sıcaklığı ve kompresör verimi değişimleri için COP değerinin hesaplanması gereklidir. Denklem (3.7)'den soğutma performans katsayısı aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} \quad (3.22)$$

Denklem düzenlenecek olursa,

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.23)$$

denklemini elde edilir. Sistem elemanlarına Termodinamiğin I. Kanun analizi uygulanırken COP için bu denklem kullanılacaktır. Burada  $h_2$ , kompresör çıkışındaki gerçek entalpidir ve aşağıdaki formülden hesaplanır (Yamankaradeniz vd., 2002).

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2'} - h_1}{\eta_C} \quad (3.24)$$

### 3.5. Kompresörlü Teorik Soğutma Sistemi İkinci Kanun Analizi

#### 3.5.1. Ekserji Kavramı

Termal ve kimyasal proseslerin birinci ve ikinci kanun analizi 19. yüzyılda hızlı bir şekilde gelişmiştir. Bu gelişme, iç enerji, entropi, entalpi, Helmholtz fonksiyonu, Gibbs serbest enerjisi gibi yeni termodinamik fonksiyonların ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Bir başka yeni termodinamik fonksiyon olan ekserji ise 20. yüzyılda, enerjinin kalitesinin diğer enerji biçimlerine dönüşebilme yeteneğini tanımlamak için ortaya çıkmıştır (Dingeç, 1996).

Ekserji, bir sistemin veya akış halindeki bir maddenin veya enerjinin referans çevre şartlarıyla dengeye gelinceye kadar üretilebilecek en çok iş olarak tanımlanır. Ekserji, sistem veya akış potansiyelinin sebep olduğu değişimlerle ölçülür. Sürecin sonunda sistem referans çevre şartlarıyla tamamıyla dengeye gelmez. Enerjinin aksine, ekserjide korunum yasasından bahsedilmez (ideal veya tersinir prosesler hariç). Gerçek bir proste ekserji, tersinmezliklerden dolayı sürekli yok olur. Proses esnasındaki ekserji tüketimi prosesle ilgili tersinmezliklerden kaynaklanan entropi oluşumuyla orantılıdır (Hepbaslı, vd., 2006; Kanoğlu vd., 2007; Dinçer ve Rosen, 2005).

Ekserji analizi, enerji ve diğer sistemlerin dizayn ve iyileştirilme analizi için, termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerji korunumu prensiplerinin kullanıldığı bir metottur (Rosen, 2002). Aynı zamanda ekserji analizi, kullanılan enerji kaynağının verimini arttırmaya yardımcı olur. Genel olarak ekserji analizi, enerji analiziyle karşılaştırıldığında daha anlamlı bir verim verir. Çünkü ekserji analizi prosese ait verimin ideal proses verimine ne kadar yaklaştığının bir ölçütüdür. Bu sebepten dolayı ekserji analizi, verimsizlikleri azaltarak daha verimli enerji sistemi için mevcut sınırları tanımlar.

Süreçlerin ekserji analizinin temelini oluşturan yaklaşım, ısı ve entalpi gibi değişik enerji türlerinin biri faydalı, diğeri faydasız iki değişik kısmı olduğunun kabul edilmesidir (Arıkol, 1985).

Enerji = Ekserji + Anerji

Ekserji, enerjinin işe yarayan kısmı, anerji ise işe yaramayan kısımdır. Herhangi bir enerji türünün (ısı, entalpi, vb.) ne kadarının işe yarayan enerji olduğunun belirlenmesi için ekserjinin tanımlanması gereklidir.

Ekserjiyi ilk olarak Rant, teknik iş kapasitesi olarak tanımlamıştır. Ekserjinin tam olarak açıklaması ise Baehr tarafından “Ekserji, enerjinin diğeri enerji türlerine dönüştürülebilen kısmıdır” şeklinde verilmiştir (Wall, 1977).

Ekserjinin bu tanımı nitel olup, nicel hesaplar için kullanılamaz. Daha ayrıntılı ve nicel hesaplar için kullanılabilen bir tanım ise Bosnjakovic tarafından “Ekserji, tersinir bir süreç sonunda çevre ile denge sağlandığı takdirde kuramsal olarak elde edilebilecek maksimum iş miktarıdır” şeklinde tanımlanmıştır (Arıkol, 1985).

Bosnjakovic’in tanımına uygun olarak ekserjinin hesaplanabilmesi için, çevrenin sıcaklık, basınç ve kimyasal kompozisyonunun kesinlikle belirtilmesi ve tersinir bir sürecin var olduğunun kabul edilmesi gerekmektedir.

Diğeri tüm termodinamik analizler gibi, ekserji analizi için de tersinir sürecin nasıl olduğunun bilinmesi gerekli değildir. Sadece sürecin başlangıç – giriş noktaları ile bitiş – çıkış noktaları için geçerli olan koşulların bilinmesi yeterlidir (Kızıllan, 2004).

Ekserji için benzer bir tanımlama Kotas (1985) tarafından “Ekserji, referans noktası olarak çevresel parametrelerin kullanıldığı, enerjinin verilen bir formundan elde edilebilecek maksimum iştir” şeklinde tanımlanmıştır.

Szargut vd.'de aynı zamanda ekserjiyi “Ekserji, elde edilebilecek iş miktarıdır.” şeklinde tanımlamıştır (Koçoğlu, 1993).

Ekserji fonksiyonu veya kullanılabilir enerji, aynı şartlardaki bir prosesin karşılaştırılmasına olanak sağlar. Bununla beraber ekserji analizi, bir prosesteki enerji niteliğinin kaybının yol açtığı verim kayıplarının belirlenmesini sağlar. Açıkça böyle bir analiz, bir prosesin nasıl daha iyiye doğru geliştirilebileceğini sağlamayabilir, fakat bir prosesin neresinin iyileştirilebileceğini gösterir (Kotas, 1985).

Ekserji analizi yapılırken tüm ünitelerde kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserjiler ihmal edilir. Kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri giren ısıyı, ekserji kaybı oranı ve enerji verimini bulurken kullanılır. Ekserji denkliği aşağıdaki şekilde yazılır (Bejan, 1997; Bejan, 2002).

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} \varepsilon - \sum_{\text{giren}} \dot{m} \varepsilon + T_0 S_{\text{üretim}} \quad (3.25)$$

Burada  $\dot{E}_Q$  ve  $\dot{E}_W$  sırasıyla ısı transferi ve mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserjileri,  $\varepsilon$  özgül ekserjiyi,  $T_0$  çevre sıcaklığını,  $S_{\text{üretim}}$  entropi üretimini ve  $\dot{m}$  akışkan debisini temsil etmektedir. Çıkan indisi çıkışı, giren indisi ise girişi göstermektedir. Deneysel çalışmalarda ortam basıncı ve sıcaklığı ölçülerek referans noktası değerleri sırasıyla 1.01 bar ve 298,15 K alınmıştır (Akpınar ve Hepbaslı, 2007a; Hepbaslı ve Akdemir, O, 2004). Bu denkleme,

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (3.26)$$

olarak tanımlanır. Burada  $I$  birim zamanda kaybolan ekserjiyi, yani tersinmezliği ifade etmektedir. (3.25) denklemindeki ısının ekserjisi  $\dot{E}_Q$  ve işin ekserjisi  $\dot{E}_W$  kapalı sistemler için aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Arıkol, 1985; Çengel vd., 2002).

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} \left( \frac{T - T_0}{T} \right) \quad (3.27)$$

$$\dot{E}_W = \dot{W} \quad (3.28)$$

Burada  $T$  yüzey sıcaklığını göstermektedir. Ekserji, genellikle termomekaniksel ve kimyasal ekserjilerin toplamı olarak değerlendirilir. Termomekaniksel ekserji, herhangi bir durum  $(T, P)$  ile çevrenin sadece sıcaklığı  $(T_0)$  ve basıncı  $(P_0)$  ile dengede olan bir durum arasındaki ekserjidir.  $T_0$  ve  $P_0$  çevre şartlarındaki bir durumun, çevreyle kimyasal olarak dengede olduğu durum arasındaki ekserjiye kimyasal ekserji adı verilmektedir. Termomekaniksel ekserji, kimyasal ekserji terimleri ihmal edilerek özgül ekserji aşağıdaki şekilde belirlenir (Bejan, 1997; Bejan, 2001).

$$\varepsilon = (h - T_0 s) + \frac{1}{2} V^2 + gZ - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.29)$$

Denklem (3.29)'daki potansiyel ve kinetik enerji terimleri ihmal edilirse;

$$\varepsilon = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.30)$$

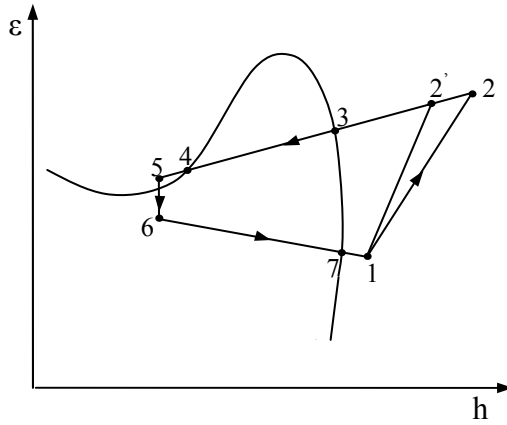
Kompresörlü teorik soğutma sisteminin tüm elemanlarının tersinmezliklerinin hesaplanabilmesi için, her bir eleman için giren ve çıkan ekserji miktarlarının hesaplanması gerekir. Bunun için denklem (3.25) düzenlenirse ekserji ifadesi için balans denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{W} = \sum \dot{E}_Q + \sum_{giren} \dot{m} \varepsilon - \sum_{çikan} \dot{m} \varepsilon - I \quad (3.31)$$

Kompresörlü teorik soğutma sistemdeki tüm elemanların tersinmezliklerinin hesaplanmasında (3.31) denklemi kullanılmıştır.

### 3.5.2. Sistem Elemanlarının Ekserji Analizi

Bu bölümde kompresörlü teorik soğutma sistemi elemanlarının ekserji analizi yapılarak tersinmezlikleri belirlenmiştir. Toplam sistem tersinmezliği hesaplanarak değişken sistem parametreleriyle tersinmezliğin nasıl değiştiği incelenmiştir. Kompresörlü soğutma sistemine ait ekserji – entalpi diyagramı şekil 3.4’de gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Teorik soğutma çevrimi Ekserji – Entalpi diyagramı

#### 3.5.2.1 Kompresör Ekserji Analizi

Şekil 3.3’den kütle korunumu:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_r \quad (3.32)$$

Denklem (3.31) kullanılarak kompresör ekserji denkliği:

$$\dot{m}_r \varepsilon_1 + \dot{W}_C = \dot{E}_Q + \dot{m}_r \varepsilon_2 + I_C \quad (3.33)$$

Kompresörden dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edildiğinden, burada  $\dot{E}_Q = 0$  alınarak ihmal edilmiştir. Sistemin tüm elemanları için giriş ve çıkış ekserjileri hesaplanırken denklem (3.30)’den faydalanılmıştır.

$$\varepsilon_1 = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.34)$$

$$\varepsilon_2 = (h_2 - T_0 s_2) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.35)$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (3.36)$$

Denklem (3.34), (3.35) ve (3.36), denklem (3.33)'de yerine konur ve düzenlenirse;

$$I_C = \dot{m}_r T_0 (s_2 - s_1) \quad (3.37)$$

elde edilir. Elde edilen bu denklem kompresördeki tersinmezlik miktarını verir.

### 3.5.2.2. Genleşme Valfi Ekserji Analizi

Genleşme valfi için ekserji denge denklemi;

$$\dot{m}_r \varepsilon_3 = \dot{m}_r \varepsilon_4 + I_{EV} \quad (3.38)$$

$$\varepsilon_3 = (h_3 - T_0 s_3) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.39)$$

$$\varepsilon_4 = (h_4 - T_0 s_4) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.40)$$

Denklem (3.40) ve (3.39) düzenlenir ve denklem (3.38)'de yerine konursa;

$$I_{GV} = \dot{m}_r T_0 (s_4 - s_3) \quad (3.41)$$

### 3.5.2.3. Kondenser Ekserji Analizi

Kondenser için ekserji denge denklemi;

$$\dot{m}_r \varepsilon_2 = \dot{m}_r \varepsilon_3 + E_{Q,K} + I_K \quad (3.42)$$

$$\varepsilon_2 = (h_2 - T_0 s_2) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.43)$$

$$\varepsilon_3 = (h_3 - T_0 s_3) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.44)$$

Kondenserden dış ortama transfer edilen ısı dikkate alınmadığından, burada  $\dot{E}_{Q,K} = 0$  alınarak ihmal edilmiştir (Hepbasli, 2007; Kopac ve Zemher, 2006; Kara vd., 2007; Nikolaidis ve Probert, 1998; Chen ve Prasad, 1999). Denklem (3.43) ve (3.44) düzenlenerek 49 numaralı denklemde yerine yazılırsa;

$$I_K = \dot{m}_r [(h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3)] \quad (3.45)$$

elde edilir. Elde edilen bu denklem kondenserin tersinmezlik miktarıdır.

#### 3.5.2.4. Evaporatör Ekserji Analizi

Evaporatör için ekserji denge denklemleri,

$$\dot{m}_r \varepsilon_4 + \dot{m}_s \varepsilon_5 = \dot{m}_r \varepsilon_1 + \dot{m}_s \varepsilon_6 + I_E \quad (3.46)$$

$$\varepsilon_1 = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.47)$$

$$\varepsilon_4 = (h_4 - T_0 s_4) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.48)$$

$$\varepsilon_5 = (h_5 - T_0 s_5) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.49)$$

$$\varepsilon_6 = (h_6 - T_0 s_6) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (3.50)$$

şeklinde olur ve bu denklemler düzenlenirse,

$$I_E = T_0 \left[ \dot{m}_s (s_6 - s_5) - \dot{m}_r (s_4 - s_1) \right] \quad (3.51)$$

elde edilir. Elde edilen bu denklem evaporatör için tersinmezliği veren denklemdir.

### 3.5.3. Kompresörlü Teorik Soğutma Sisteminin Toplam Tersinmezliği

Kompresörlü teorik soğutma sisteminin her bir bileşeninin tersinmezlik değerleri belirlendikten sonra sistemin toplam tersinmezliği aşağıdaki denklemle hesaplanır.

$$I_T = \sum I_{\text{Sistem bileşene } i} \quad (3.52)$$

$$I_T = I_C + I_{GV} + I_K + I_E \quad (3.52)$$

Toplam tersinmezlik miktarını veren (3.52) denkleminde, sistemin her bir elemanı için belirlenmiş olan tersinmezlik denklemleri yerine konursa,

$$I_T = \dot{m}_r (h_2 - h_3) + \dot{m}_s T_0 (s_6 - s_5) \quad (3.53)$$

şeklinde elde edilir. (3.53) eşitliğinde,  $s_2 - s_1$  değeri sıvılar için aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Çengel ve Boles, 1994).

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (3.54)$$

### 3.5.4. Ekserji Verimleri

Ekserjetik verimin tarifi ile ilgili literatürde detaylı olarak farklı yollar görmek mümkündür (Kanoglu vd., 2007). Bunların arasında Kotas (1985) tarafından elde edilmek istenen ekserjinin kullanılan ekserjiye oranı olarak tarif edilen ekserjetik verim aşağıda verilmiştir (Kilic ve Kaynaklı, 2007; Çomaklı vd., 2007; Hepbaslı, 2007b).

$$\eta = \frac{\text{Elde edilmek istenen ekserji}}{\text{Harcanan ekserji}} \quad (3.55)$$

İncelenen soğutma makinesi ve tüm sistem için denklem düzenlenirse,

$$\eta_{SM} = \frac{\dot{E}_{Q,E}}{\dot{W}_C} = \frac{\dot{E}_{Q,E,g} - \dot{E}_{Q,E,c}}{\dot{W}_C} \quad (3.56)$$

elde edilir. Ekserjetik verim ifadesi olan denklem (3.55) her bir sistem elemanı için ayrı ayrı aşağıdaki şekilde yazılabilir.

Kompresör:

$$\eta_c = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_C} \quad (3.57)$$

Genleşme Valfi:

$$\eta_{GV} = \frac{\dot{E}_4}{\dot{E}_3} \quad (3.58)$$

Kondenser:

$$\eta_K = \frac{\dot{E}_3}{\dot{E}_2} \quad (3.59)$$

Evaporatör:

$$\eta_E = \frac{m_r \left( \dot{E}_4 - \dot{E}_1 \right)}{m_s \left( \dot{E}_5 - \dot{E}_6 \right)} \quad (3.60)$$

### 3.6. Isı Değiştirici Dizayn Denklemleri

Isı değiştirici dizaynı yapılırken, ısı transfer katsayısının doğru olarak tespiti iki akışkan arasında ne kadar ısı transfer edileceğinin belirlenmesi açısından oldukça önemlidir. Bir ısı değiştirici dizaynı yapılırken genel olarak iki yöntem kullanılmaktadır. Bunlardan ilki, ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi (Logarithmic Mean Temperature Difference, LMTD), ikincisi ise etkenlik geçiş birimi sayısı yöntemi (Number of Transfer Units, NTU)'dir (Genceli, 1999).

Kompresörlü teorik soğutma sisteminde evaporatör olarak kullanılan gövde – borulu ısı değiştirici için genel ısı dengesi, sadece içindeki akışkanlar arasında ısı alış verişi olduğu, yani ortama bir ısı kaybının olmadığı kabulüyle aşağıdaki şekilde yazılabilir (Rohsenow ve Hartnett, 1973). Soğutucu akışkan tarafında buharlaşma söz konusu olduğu için transfer edilen ısı entalpi farkları kullanılarak belirlenir.

$$\dot{Q} = \dot{m}_s c_{p,s} \Delta T_s = \dot{m}_r \Delta h \quad (3.61)$$

Bu denklemde  $m_s$  gövde tarafından geçen suyun kütleli debisi (kg/s),  $m_r$  boru içerisinden geçen soğutucu akışkanın kütleli debisi (kg/s),  $c_{p,s}$  sabit basınçta suyun özgül ısı (kJ/kg°C) ve  $\Delta h$  soğutucu akışkanın evaporatöre giriş çıkış noktalarındaki entalpileri (kJ/kg°C) göstermektedir. İlk olarak, ısı değiştiricinin performansı aşağıdaki denklemde verildiği gibi ortalama logaritmik sıcaklık farkı kullanılarak hesaplanır.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \cdot F \quad (3.62)$$

Burada,  $U$  değeri ısı değiştiricinin ısı transfer katsayısını (kW/m<sup>2</sup> °C),  $A$  iki akışkanı ayıran ısı geçiş yüzeyi (m<sup>2</sup>),  $\Delta T_m$  bütün ısı değiştiricide etkili olan sıcaklık farkı (ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi, °C) ve  $F$  ise ısı değiştirici için düzeltme katsayısını göstermektedir. Ters akımlı bir gövde iki boru geçiş hali için ortalama logaritmik sıcaklık farkı aşağıdaki şekilde yazılabilir (Kern, 1984).

$$\Delta T_m = \frac{(T_{s,c} - T_{r,g}) - (T_{s,g} - T_{r,c})}{\ln\left(\frac{T_{s,c} - T_{r,g}}{T_{s,g} - T_{r,c}}\right)} \quad (3.63)$$

Burada s ve r alt indisleri sırasıyla suyu ve soğutucu akışkanı, g ve c alt indisleri ise sırasıyla evaporatöre giriş ve çıkışını temsil etmektedir. Literatürde  $F$  düzeltme katsayısı,

$$F = f(R, P, \text{akış düzeni}) \quad (3.64)$$

$R$  ısı değiştiricinin kapasite oranını,  $P$  etkenliğinin ve akış düzeninin bir fonksiyonu olarak tanımlanır.

$$R = \frac{T_{s,g} - T_{s,c}}{T_{r,c} - T_{r,g}} \quad (3.65)$$

$$P = \frac{T_{r,c} - T_{r,g}}{T_{s,g} - T_{r,g}}$$

Düzeltilme faktörü bir gövde iki boru geçiş ısı değiştirici için,

$$F(R, P) = \frac{\sqrt{R^2 + 1}}{R - 1} \frac{\ln\left(\frac{1 - P}{1 - PR}\right)}{\ln\left(\frac{2 - P(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})}\right)} \quad (3.66)$$

şeklinde hesaplanır ve aynı zamanda bu ifade literatürde bulunan grafiklerden de okunabilir. Bu işlemlerin ardından denklem (3.62)'den  $UA$  (kW/°C) ifadesi çekilerek ısı değiştiriciye ait toplam ısı transfer katsayısı tespit edilir.

$$U.A = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_m \cdot F} \quad (3.67)$$

İkinci olarak, ısı değiştiricinin performansı, etkenlik geçiş birimi sayısı yöntemi dikkate alınarak ta hesaplanabilir. Isı değiştiricinin etkenliği, gerçek ısı transferinin hiçbir sınırlama getirilmeden teorik olarak elde edilebilecek maksimum ısı transferine oranı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (3.68)$$

Hesabı yapılan evaporatörde basınç dūřümünü dikkate almadan gerçekleşen akışta, soğuyan suyun minimum ısı kapasitesine sahip olduğu kabul edilir  $C_{\min} = \dot{m}_s c_{p,s}$ , çünkü soğutucu akışkan dikkate alındığında faz değişimi olduğu için ısı kapasitesi sonsuz olarak kabul edilir  $C_{\max} = \dot{m}_r c_{p,r}$ . Transfer edilen maksimum ısı oranı,

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{s,g} - T_{r,g}) \quad (3.69)$$

şeklinde hesaplanır ve kabul edilen evaporatörün etkinliği aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (3.70)$$

Denklem (3.68)'den geçiş birimi sayısı NTU çekilirse geçiş birimi sayısı,

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (3.71)$$

gibi elde edilir (Torrella vd. 2006). Bununla birlikte soğutucu akışkanın sıcaklığındaki kayma ve basınç dūřümünden dolayı, evaporatörün girişinde ve çıkışında farklı sıcaklıklara sahip olması durumunda ısı değiştiricinin konfigürasyonunun dikkate alınması gerekir. Bu yüzden gövde – borulu ısı değiştiricinin etkenliği Incropera ve DeWitt tarafından,

$$\varepsilon = 2 \left[ 1 + C_R + (1 + C_R^2)^{0.5} \frac{1 + e^{-NTU(1+C_R^2)^{0.5}}}{1 - e^{-NTU(1+C_R^2)^{0.5}}} \right], \quad C_R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.72)$$

şeklinde verilmiştir. Bu ifadeden NTU çekilirse,

$$NTU = -(1 + C_R^2)^{-0.5} \ln \left[ \frac{E - 1}{E + 1} \right], \quad E = \frac{\frac{2}{\varepsilon} - (1 + C_R)}{(1 + C_R^2)^{0.5}} \quad (3.73)$$

şeklinde tanımlanır (Incropera ve DeWitt, 1990 ). Bu yolla NTU elde edildikten sonra alanla birlikte toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3.74)$$

Gerçekte evaporatörün giriş ve çıkış şartlarında ya sıcaklık kayması ya da basınç düşümü sonucu sıcaklık farklılıkları ortaya çıkmasına rağmen, faz değişimi esnasında evaporatör sıcaklığının değişmediği farz edilir ve soğutucu akışkanın özgül ısısı sonsuz çıkar. Bu problemi ortadan kaldırmak için R404A soğutucu akışkanın özgül ısısı aşağıdaki ifade ile hesaplanır.

$$c_{p,r} = \frac{h_{r,c} - h_{r,g}}{T_{r,c} - T_{r,g}} \quad (3.75)$$

### 3.7. Isı Değiştirici Dizaynı için Teorik Bağıntılar

Isı değiştirici dizaynı için genel yaklaşımlarla ısı değiştiricinin her iki tarafındaki akışkan için ortalama ısı taşınım katsayısı tahmin edilir ve bu değerler kullanılarak toplam ısı transfer katsayısı hesaplanır. Ortalama ısı taşınım katsayısı, literatürde farklı durumlar ve akışkanlar için verilen deneysel veriler kullanılarak elde edilen teorik bağıntılardan elde edilebilir. Yeni nesil alternatif soğutucu akışkanlarda ısı transferini ve akışkan performansını önceden tahmin etmede birçok sıkıntı bulunmaktadır. Çünkü bu konuyla ilgili yapılan deneysel çalışmaların az olmasından

dolayı geçerli mevcut bağıntılar deney verileriyle desteklenememektedir. Evaporatör ve kondenserde ısı transfer katsayısının bilinmesi soğutma sisteminde yer alan ısı değiştiriciler için gereklidir. Isı değiştiricide bulunan soğutucu akışkan, karmaşık mekanizmaya sahip zorlanmış taşınım ile faz değişimine maruz kalmaktadır (hem evaporatörde hem de kondenserde). Bugün literatürde deneysel verilere dayalı akış durumunda kaynama olayının gerçekleştiği esnada ısı transfer olayını karakterize eden bazı bağıntılar önerilmiştir.

Literatürde, kaynama olayının gerçekleştiği iki fazlı akış durumu için Chen (Chen, 1966), Gungor ve Winterton (Gungor ve Winterton, 1986), Kandlikar (Kandlikar, 1990), Liu ve Winterton (Liu ve Winterton, 1991) gibi hala geniş kullanım alanları bulan bağıntılar mevcuttur.

Kendi deney düzeneğimizden elde edilen deneysel sonuçları karşılaştırmak için üç farklı bağıntı dikkate alınmıştır. Kandlikar tarafından önerilen ve Hsieh vd. tarafından kullanılan bağıntı ilk olarak dikkate alınmıştır (Hsieh vd., 2007).

$$\alpha_r = \alpha_{r,s} \left[ 1.25 Co^{-0.5} Fr^{0.35} + 0.95 Bo^{0.625} \right] \quad (3.76)$$

Burada  $\alpha_{r,s}$  sıvı halde kaynama söz konusu değilken ısı transfer katsayısını ifade etmektedir ve aşağıdaki şekilde ifade edilebilir (Chen, 2001).

$$\alpha_{r,s} = 0.2092 \left( \frac{k_{r,s}}{D_h} \right) Re^{0.78} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu_{ort}}{\mu_{du\ var}} \right) \quad (3.77)$$

Yukarıdaki denklemde Co, Fr, Bo, Re ve Pr sırasıyla konveksiyon, Froude, kaynama, Reynolds ve Prandtl sayılarını ifade etmektedir. Bu ifadeler aşağıdaki şekilde tespit edilir.

$$Co = \left( \frac{\rho_{r,b}}{\rho_{r,s}} \right)^{0.5} \left[ \frac{(1-x)}{x} \right]^{0.8} \quad (3.78)$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_{r,s} g D_h} \quad (3.79)$$

$$Bo = \frac{q}{G h_{r,sb}} \quad (3.80)$$

$$Re = \frac{G D_i}{\mu_{r,b}} \quad (3.81)$$

$$Pr = \frac{c_{p,r,b} \mu_{r,b}}{k_{r,b}} \quad (3.82)$$

Burada  $G$  kütleli akı olarak tanımlanır ve hızla yoğunluğun çarpımından bulunur. Soğutucu akışkan tarafında yani boru içerisinde akış hızı aşağıdaki şekilde bulunur.

$$V_r = \frac{m_r}{\rho_r n_b \frac{d_i^2}{4}} \quad (3.83)$$

İkinci olarak Gungör ve Winterton'un önerdiği ve Boissieux vd. tarafından kullanılan bağıntı dikkate alınmıştır (Gungör ve Winterton, 1987 ve Boissieux vd., 2000).

$$\alpha_r = \alpha_{r,s} \left( 1 + 3000 Bo^{0.86} + \left( \frac{x}{x-1} \right)^{0.75} \left( \frac{\rho_{r,s}}{\rho_{r,b}} \right)^{0.41} \right) Fr \quad (3.84)$$

Üçüncü olarak Smith'in önerdiği ve Bansal ve Purkayastha tarafından kullanılan bağıntı dikkate alınmıştır (Smith vd., 1992 ve Bansal ve Purkayastha, 1997). Bansal ve Purkayastha bağıntılarında kullandıkları sıvı haldeki yani kaynamanın olmadığı ısı taşınım katsayısını Dittus ve Boelter tipi denklemle aşağıdaki şekilde belirlemişlerdir.

$$\alpha_r = \alpha_{r,s} \left[ 4.3 + 0.4 (Bo \cdot 10^4)^{1.3} \right] \quad \alpha_{r,s} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{k_{r,s}}{d_h} \quad (3.85)$$

Gövde tarafındaki hesaplamada ise faz değişimi olmadığı için klasik formüller kullanılabilir. Gövde tarafındaki hız,

$$V_s = \frac{m_s}{\frac{\pi}{4}(d_c^2 - 2n_b d_d^2)\rho_s} \quad (3.86)$$

şeklinde hesaplanır. Hız bulunduktan sonra soğutucu akışkan tarafında verilen formülle Reynolds ve Prandtl sayısı hesaplanarak buradan Nusselt sayısı bir gövdeli iki geçişli gövde – borulu ısı değiştirici için aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3.87)$$

Nusselt sayısı hesaplandıktan sonra bu sayıya ait diğer bir tanımlamadan yararlanarak gövde tarafındaki ısı taşınım katsayısı aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\alpha_s = \frac{Nuk_s}{d_h} \quad (3.88)$$

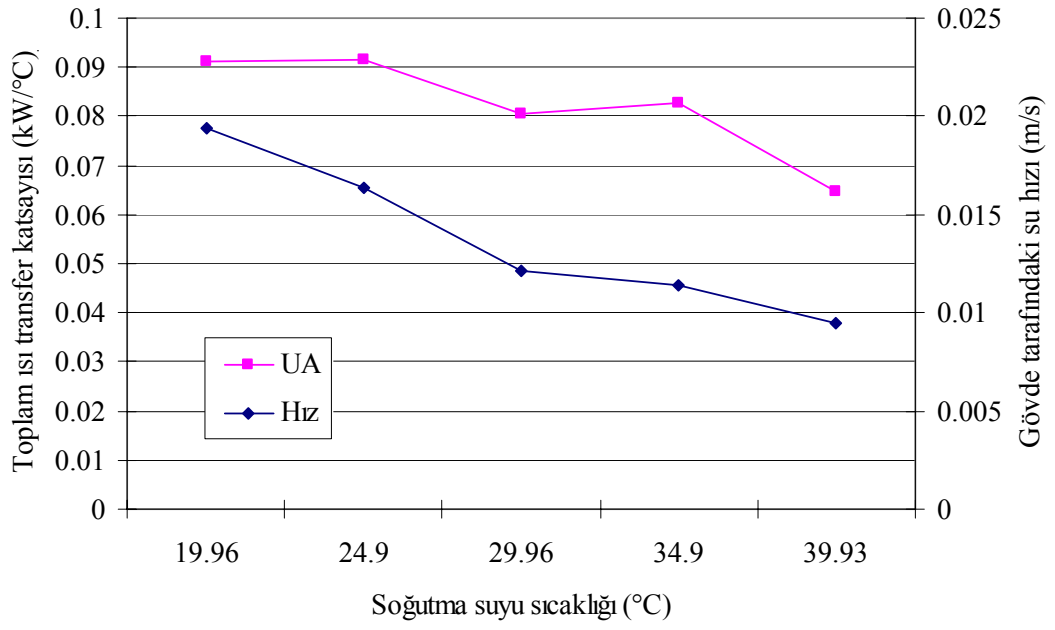
Gövde ve boru tarafındaki ısı taşınım katsayıları yukarıdaki verilen bağıntılar ile hesaplanır. Isı değiştiricinin belli bir çalışma periyodundan sonra ısı transfer yüzeyleri üzerine akışkanlar içinde bulunabilen parçacıklar, metal tuzları veya çeşitli kimyasal elemanlar birikebilir. Bazen de korozif etkiler nedeniyle, bu yüzeyler üzerinde bir oksidasyon tabakası oluşabilir. Isı değiştirici yüzeyinde ısının geçişine direnç oluşturan bu değerler  $R_f$  kirlilik faktörü olarak tanımlanır. Bu çalışmada kirlilik faktörü soğutucu akışkan gazı için  $4 \times 10^{-4} \text{ m}^2\text{C/W}$  şeklinde seçilmiştir (Genceli, 2005). Toplam ısı transfer katsayısı  $UA$ , iletim direnci ihmal edilerek, deneysel sonuçlarla karşılaştırabilmek için aşağıdaki şekilde tekrar elde edilir (Kurem, 1997; Aprea vd., 2000).

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\alpha_s A} + R_f + \frac{1}{\alpha_r A} \quad (3.89)$$

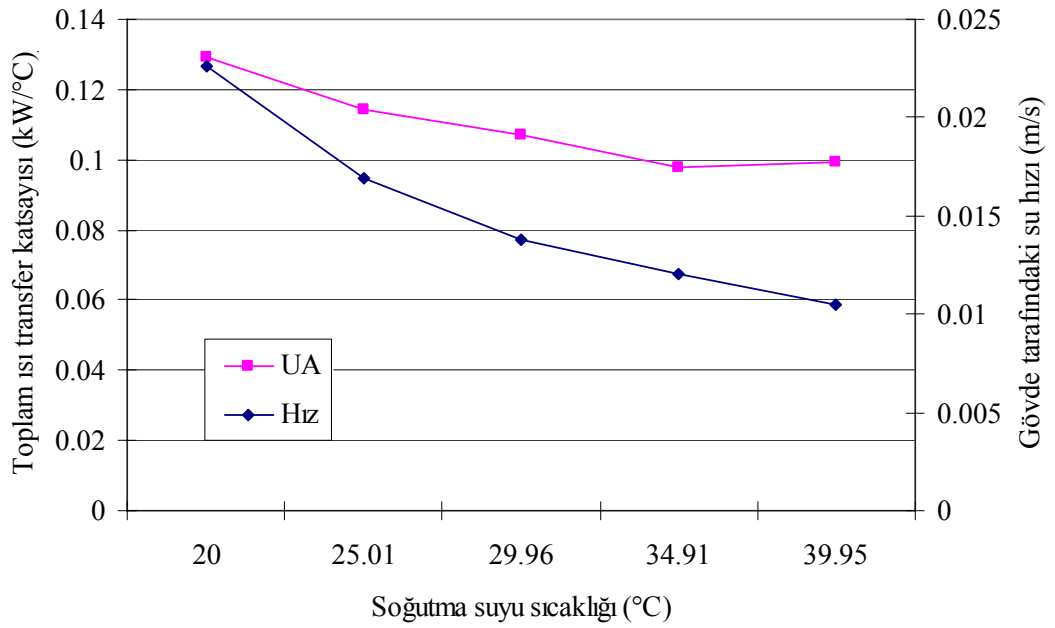
#### 4. ARAŞTIRMA BULGULARI

Bu deneysel çalışmanın amacı, yatay gövde – borulu ısı değiştiricisinde R404A soğutucu akışkanın kullanılması halinde toplam ısı transfer katsayısının analizinin yapılmasıdır. Sistem üzerinde değişen parametreler, kısma valfiyle evaporatör basıncının değiştirilmesiyle elde edilmiştir. Evaporatör basıncının değişmesi sistem üzerinde soğutucu akışkan debisinin, su debisinin ve kondenser basıncının değişmesine sebep olmaktadır. Öncelikle toplam ısı transfer katsayısı (UA), ortalama logaritmik sıcaklık farkı ve etkenlik – geçiş birimi sayısı ısı dizayn metotlarıyla deneysel sonuçlar kullanılarak elde edilmiştir. Deneysel çalışmada, evaporatör basıncı değiştirilerek yatay boru içerisinde akmakta olan R404A soğutucu akışkanın kaynama esnasındaki ısı transfer katsayısının değişimi sistemin diğer parametrelerinin değişimine göre incelenmiştir.

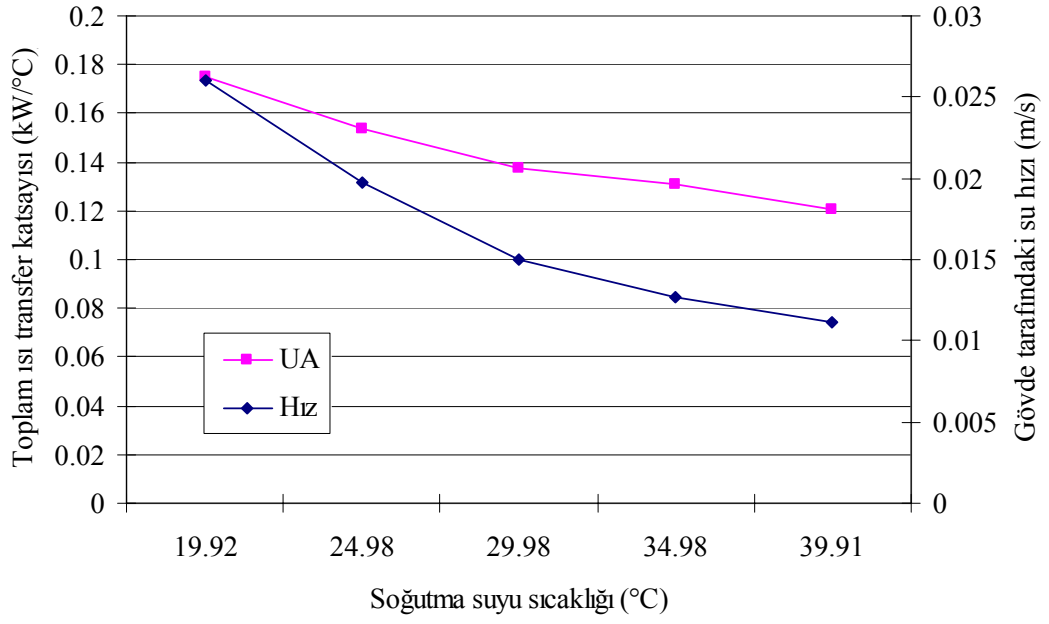
Bütün deneylerde kızgınlık değerinin belirtilen sınırları aşmadan hatta sıfır değerinde tutularak sadece faz değişimi esnasında ortaya çıkan toplam ısı transfer katsayısının belirlenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla evaporatör basıncının arttırılmasıyla evaporatör içerisinden geçen soğutucu akışkanın debisi arttığı için gövde tarafından geçen soğutma suyunun debisi de arttırılmıştır. Bu artış deneysel çalışma süresince kızgınlık değerinin 1 – 3 °C arasında kalması için manüel olarak ayarlanmıştır. Soğutma suyu debisinin fazla olması kızgınlığı arttırırken, düşük kalması ise soğutucu akışkanın bir kısmının buharlaşmadan çıkmasına sebep olmaktadır. Evaporatör basıncı sabit tutularak yapılan deneylerde soğutma suyu debisi, evaporatöre gönderilen soğutma suyu sıcaklığına paralel olarak düşürülmüştür.



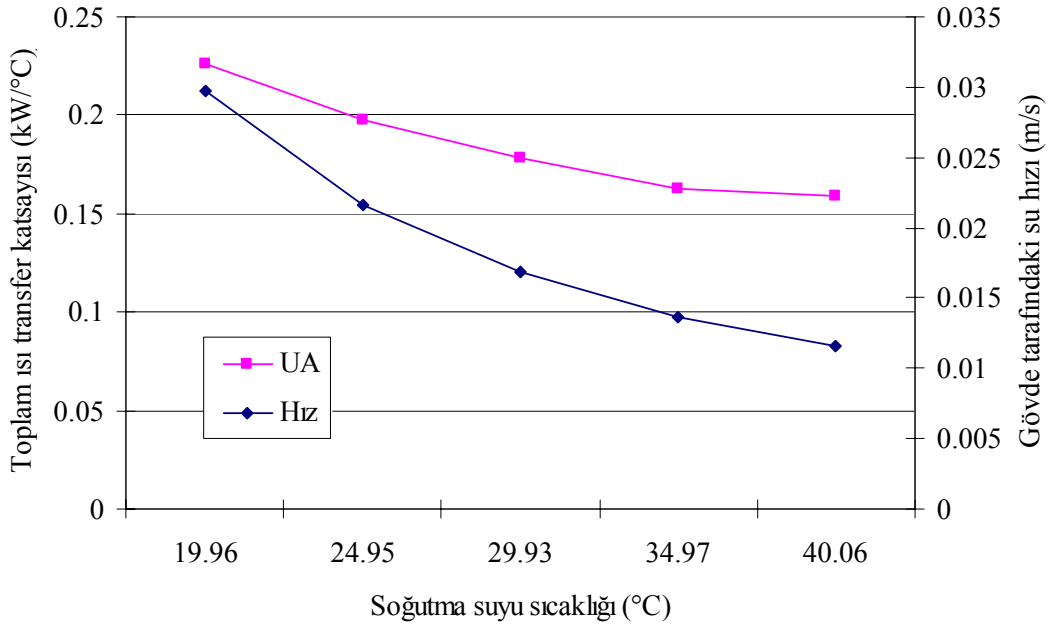
Şekil 4.1. Sabit 2.7 bar evaporatör basıncında toplam ısı transfer katsayısının ve gövde tarafındaki su hızının soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi



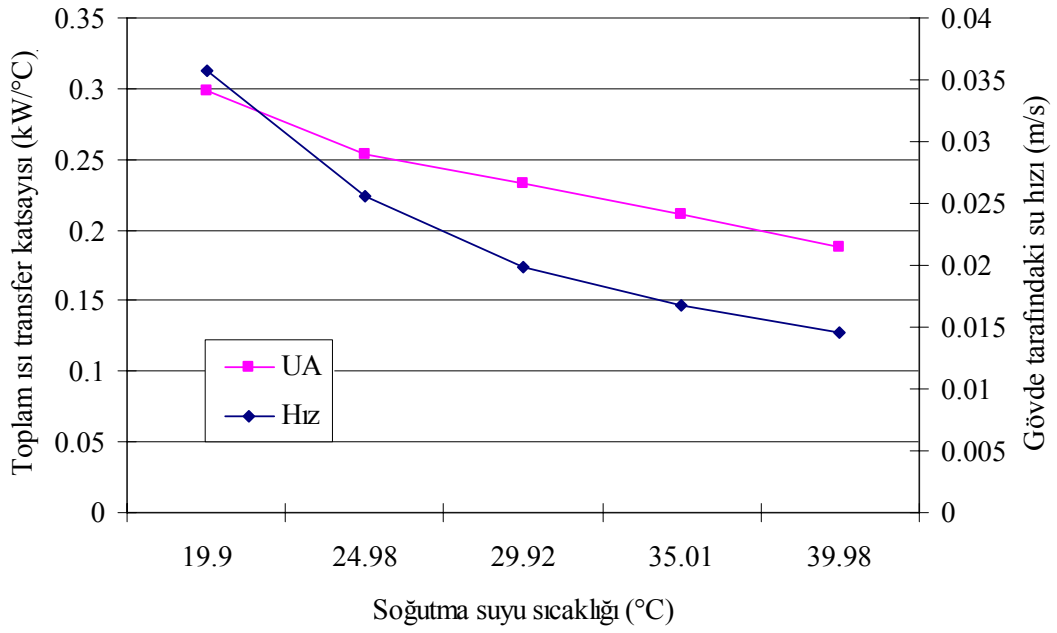
Şekil 4.2. Sabit 3.2 bar evaporatör basıncında toplam ısı transfer katsayısının ve gövde tarafındaki su hızının soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi



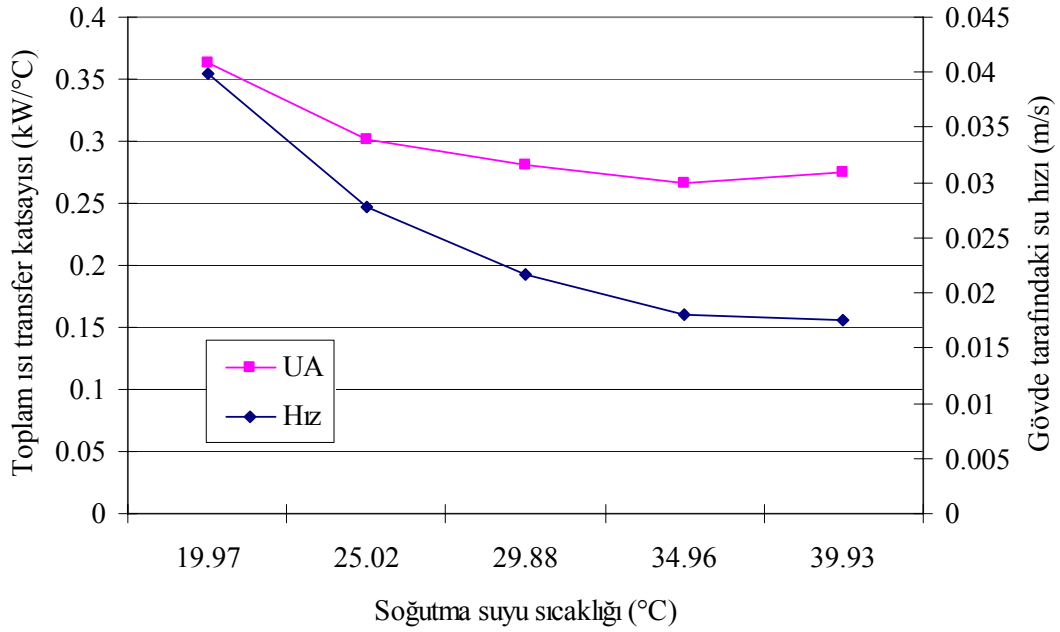
Şekil 4.3. Sabit 3.7 bar evaporatör basıncında toplam ısı transfer katsayısının ve gövde tarafındaki su hızının soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi



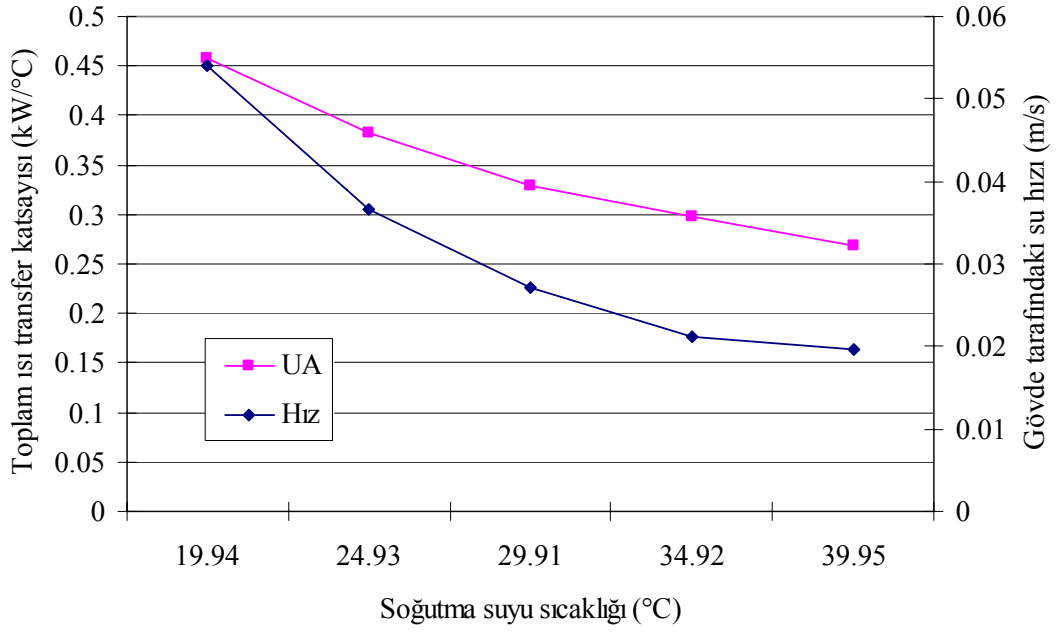
Şekil 4.4. Sabit 4.2 bar evaporatör basıncında toplam ısı transfer katsayısının ve gövde tarafındaki su hızının soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi



Şekil 4.5. Sabit 4.7 bar evaporatör basıncında toplam ısı transfer katsayısının ve gövde tarafındaki su hızının soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi

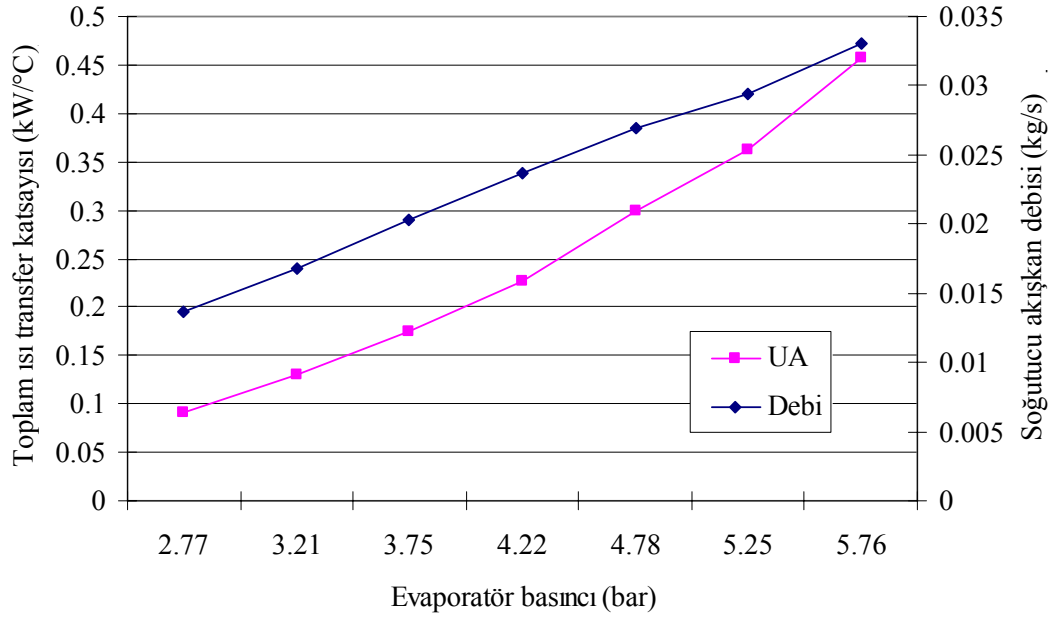


Şekil 4.6. Sabit 5.2 bar evaporatör basıncında toplam ısı transfer katsayısının ve gövde tarafındaki su hızının soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi

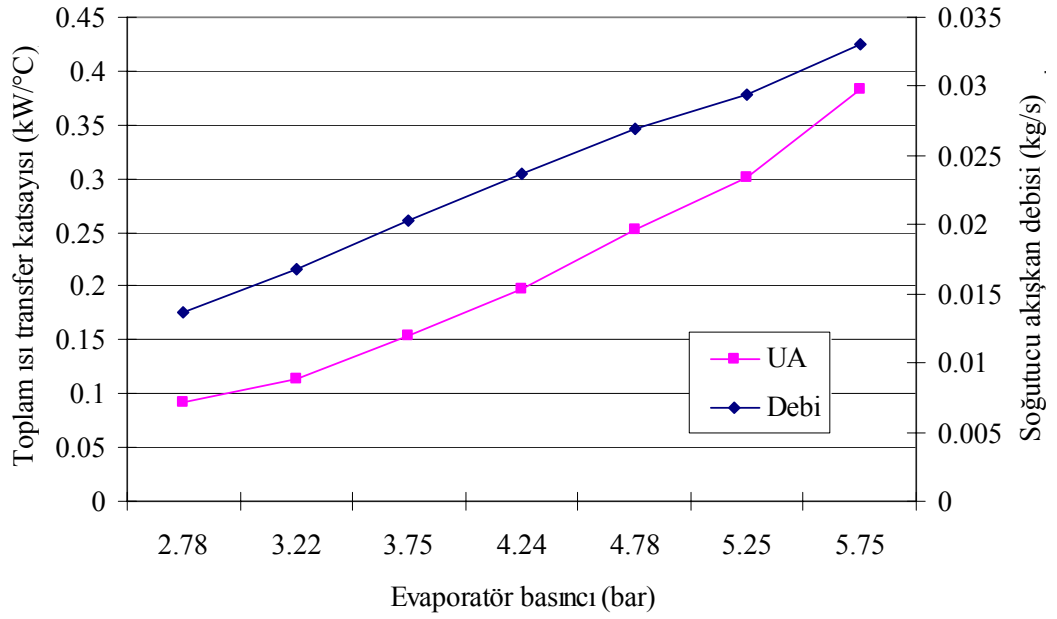


Şekil 4.7. Sabit 5.7 bar evaporatör basıncında toplam ısı transfer katsayısının ve gövde tarafındaki su hızının soğutma suyu sıcaklığına göre değişimi

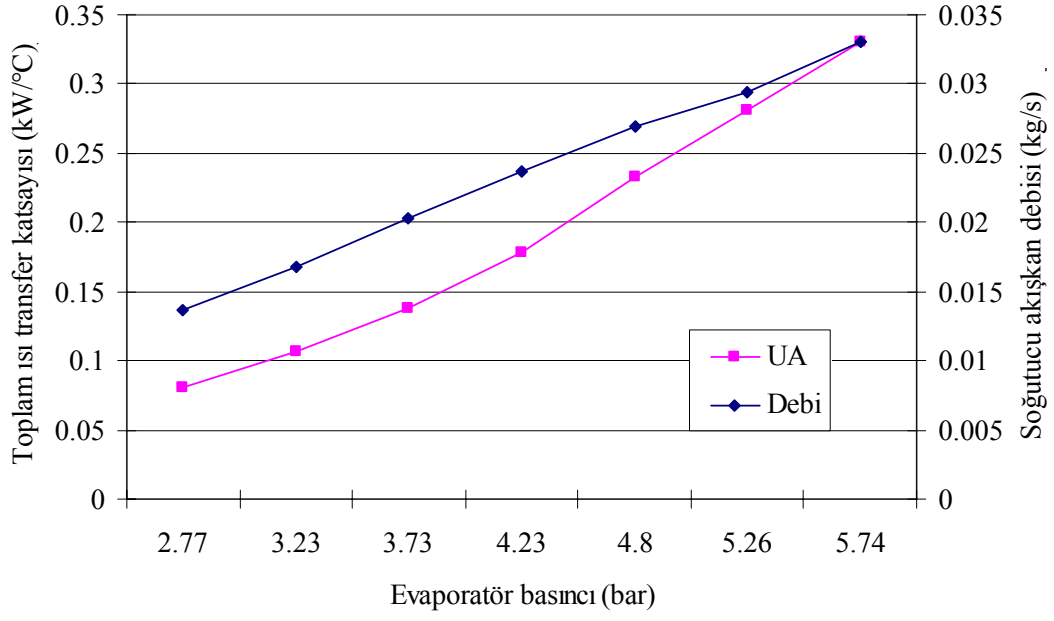
Şekil 4.1 – 4.7’de görüldüğü gibi soğutma suyu sıcaklığı arttırıldığında soğutucu akışkanın evaporatöre giriş sıcaklığıyla arasındaki fark artmaktadır. Sıcaklık farkının artması sonucu ısı transfer bağıntılarına göre sıcaklık farkına bağlı olarak toplam ısı transfer katsayısının artması beklenir. Burada artış olmayışının sebebi ise, kızgınlık değerinin sabit tutulabilmesi için soğutma suyu sıcaklığına bağlı olarak gövde tarafına gönderilen suyun debisinin düşürülmesidir. Yine grafiklerden de anlaşılacağı gibi soğutma suyu sıcaklığının yükselmesiyle gövde tarafındaki suyun hızı azalmıştır. Bu olay sadece kaynama esnasındaki ısı transfer olayını ölçebilmek için sıcaklık ve basınç parametreleri değiştirildiğinde soğutma suyu debisinde, evaporatör çıkışının kızgınlık bölgesinde olmaması için, bu parametrelere göre ayarlanmıştır. Bu şekilde bir ayarlama yapıldığında, soğutma suyu sıcaklığı yükseltildiğinde toplam ısı transfer katsayısının da artması beklenirken, su debisi azaldığı için toplam ısı transfer katsayısında şekil 4.1 – 4.7’de görüldüğü gibi düşüş görülmektedir. Bunun daha açık görülebilmesi için evaporatör basıncının tüm değerlerinde toplam ısı transfer katsayısının ve gövde – borulu evaporatörün gövde tarafından geçen soğutma suyunun hız değişimi ayrıntılı bir şekilde verilmiştir.



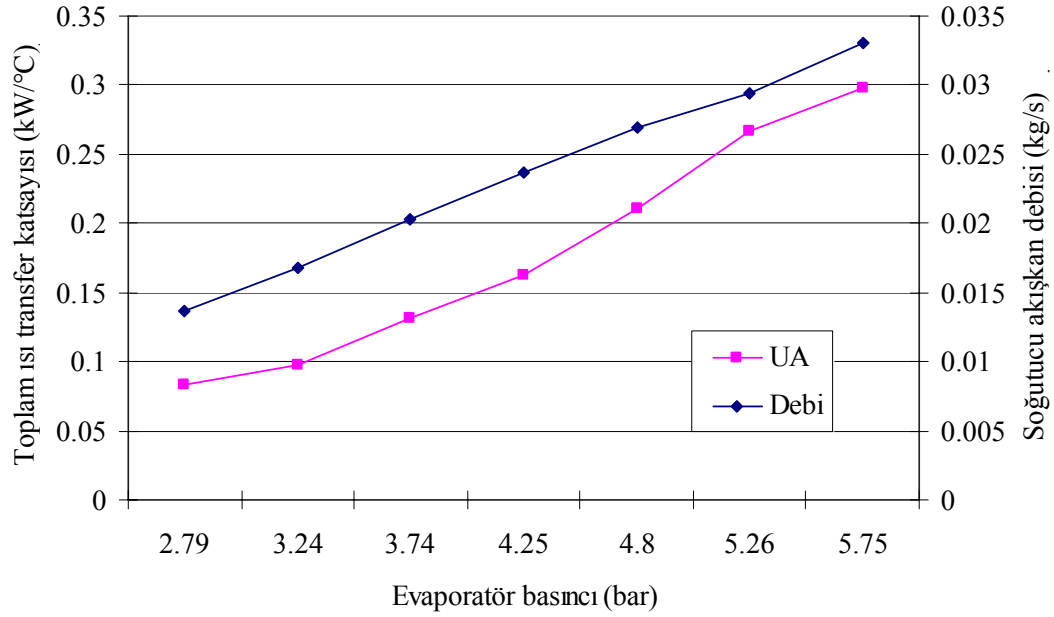
Şekil 4.8. Sabit 20 °C soğutma suyu sıcaklığında toplam ısı transfer katsayısının ve soğutucu akışkan debisinin evaporatör basıncına göre değişimi



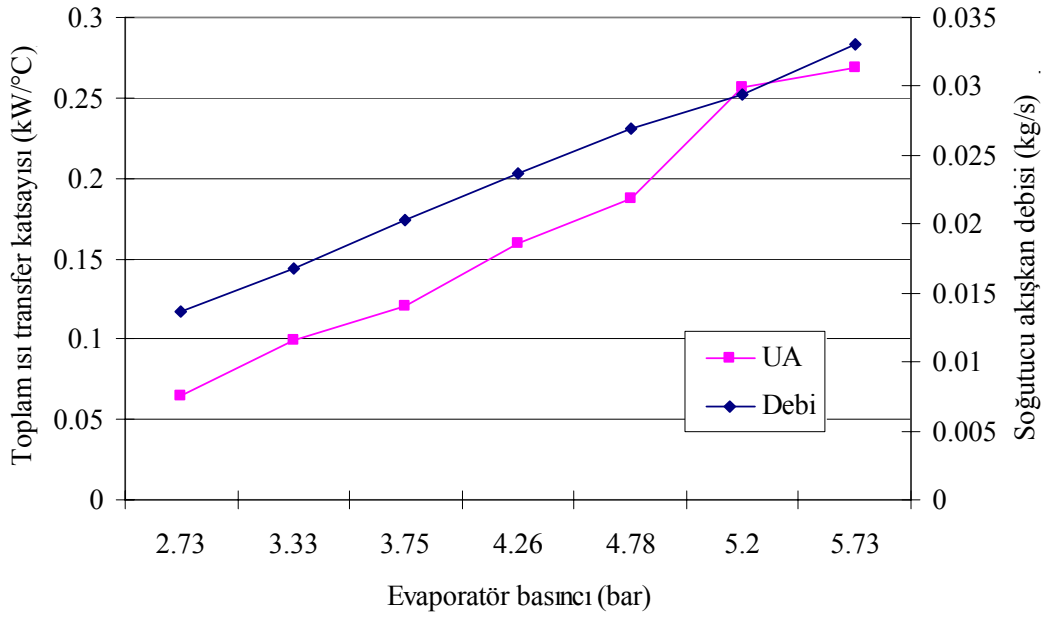
Şekil 4.9. Sabit 25 °C soğutma suyu sıcaklığında toplam ısı transfer katsayısının ve soğutucu akışkan debisinin evaporatör basıncına göre değişimi



Şekil 4.10. Sabit 30 °C soğutma suyu sıcaklığında toplam ısı transfer katsayısının ve soğutucu akışkan debisinin evaporatör basıncına göre değişimi



Şekil 4.11. Sabit 35 °C soğutma suyu sıcaklığında toplam ısı transfer katsayısının ve soğutucu akışkan debisinin evaporatör basıncına göre değişimi

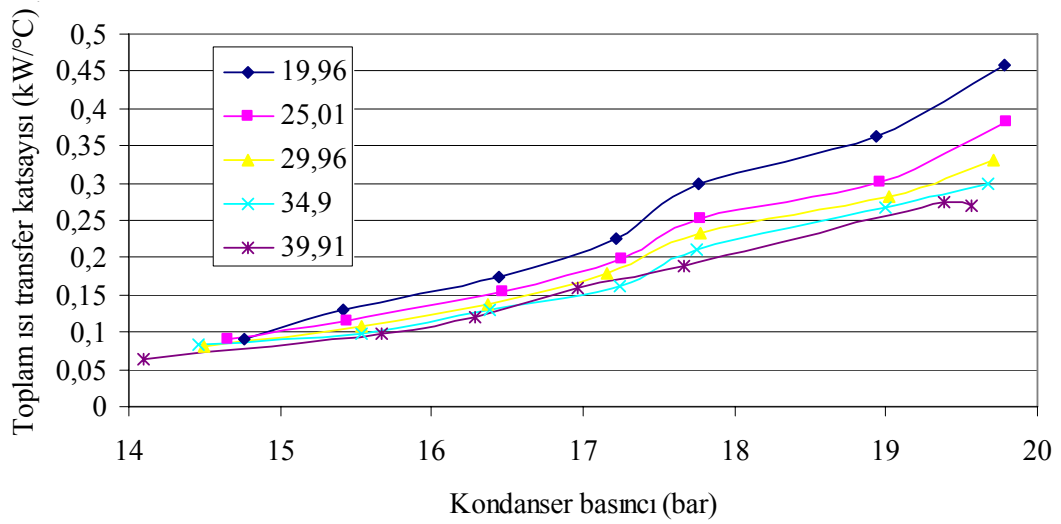


Şekil 4.12. Sabit 40 °C soğutma suyu sıcaklığında toplam ısı transfer katsayısının ve soğutucu akışkan debisinin evaporatör basıncına göre değişimi

Toplam ısı transfer katsayısı, şekil 4.8 – 4.12’de görüldüğü gibi evaporatör basıncının artmasıyla dikkate değer bir şekilde artış göstermiştir. Basınçla birlikte toplam ısı transfer katsayısındaki artışa gövde – borulu evaporatöre giren R404A soğutucu akışkanının debisindeki artış sebep olmaktadır. Deneysel çalışmanın bu aşamasında, soğutma suyu sıcaklığı sabit tutularak evaporatör basıncı artırılmıştır. Basıncın artmasıyla toplam ısı transfer katsayısı artarken soğutma suyu sıcaklığının yükselmesiyle kızgınlık bölgesine geçilmemesi için su debisindeki azalmadan dolayı düşüş göstermektedir.

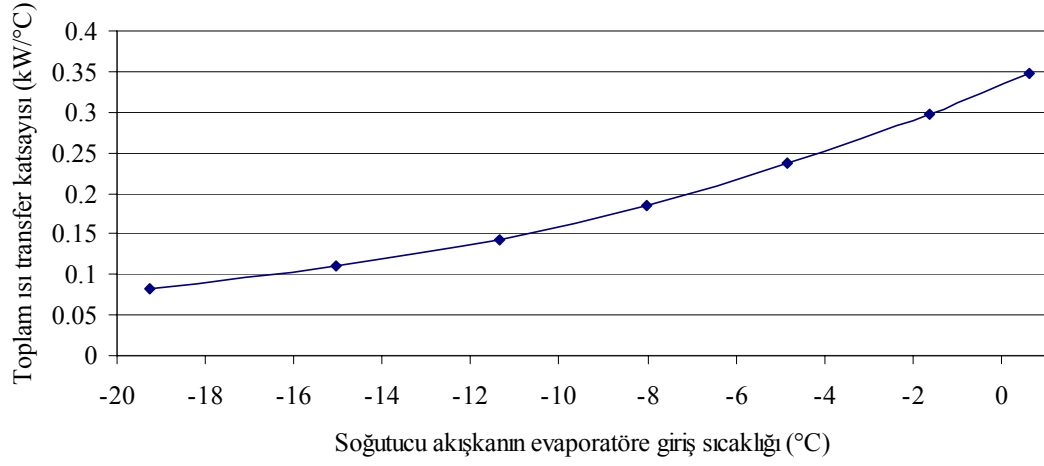
Buharlaştırma esnasındaki toplam ısı transfer katsayısı, gövde – borulu ısı değiştiriciye giren soğutma suyu sıcaklığının daha düşük değerlerde seçilmesiyle artış göstermektedir. Evaporatör basıncının ve su debisinin yüksek değerlerde seçilmesi en yüksek toplam ısı transfer katsayısına ulaşılmasını sağlar. Aynı zamanda evaporatör basınçları dikkate alındığında, evaporatör basıncının düşük değerlerinde soğutma suyu sıcaklığındaki değişimin toplam ısı transfer katsayısı üzerinde aşırı etkili olmadığı şekillerden gözlenmektedir.

Kondenser basıncı dikkate alındığında, toplam ısı transfer katsayısının basınçla orantılı olarak arttığı şekil 4.13’de görülmektedir. Şekilde gösterilen seriler evaporatöre giren soğutma suyuna ait sıcaklıklardır. Soğutma suyunun sıcaklığının artmasıyla su debisindeki azalma evaporatördeki duruma benzer şekilde toplam ısı transfer katsayısının azalmasına sebebiyet vermiştir. Sadece 20 °C soğutma suyu sıcaklığı veya diğer sıcaklıklar tek başına dikkate alındığında, kondenser basıncının artmasıyla toplam ısı transfer katsayısı da artmaktadır. Kondenser basıncının artması sistem içerisinde evaporatör basıncının artmasına bağlıdır.

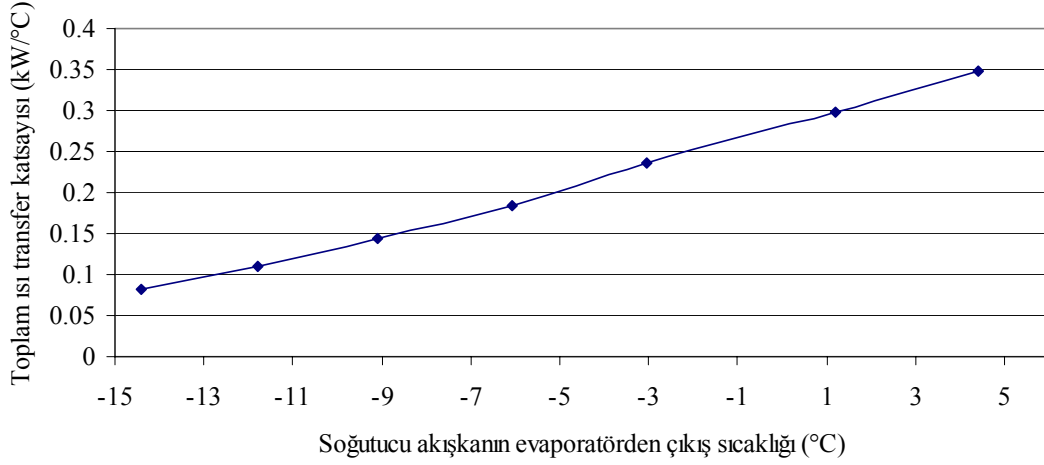


Şekil 4.13. Kondenser basıncına göre toplam ısı transfer katsayısının değişimi

Buharlaşma olayını etkileyen diğer önemli bir parametre ise sıcaklıktır. Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıklarına göre toplam ısı transfer katsayısının değişimi şekil 4.14 ve 4.15’de gösterilmiştir. Evaporatöre giriş sıcaklığının artmasıyla toplam ısı transfer katsayısı artış göstermektedir. Evaporatöre giren soğutucu akışkan sıcaklığının artmasıyla çıkış sıcaklığı da artmaktadır. Evaporatör sıcaklığı gövde – borulu ısı değiştiriciye gönderilen akışkan debisiyle orantılı olarak değiştiği için sıcaklığın azalması, soğutucu akışkan debisinin azalmasına sebep olduğu için toplam ısı transfer katsayısı düşmektedir.

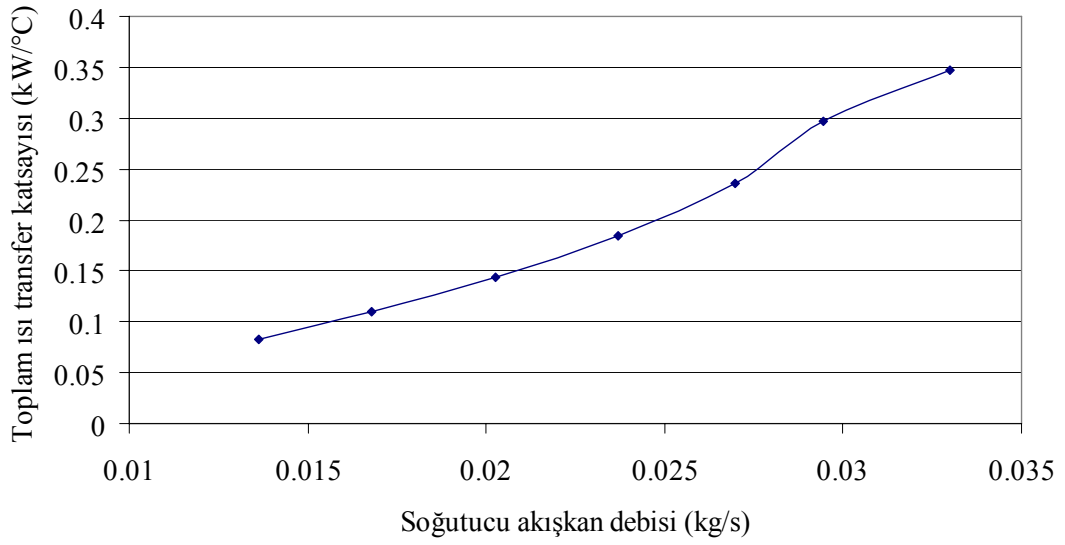


Şekil 4.14. Soğutucu akışkanın evaporatöre giriş sıcaklığına göre toplam ısı transfer katsayısının değişimi

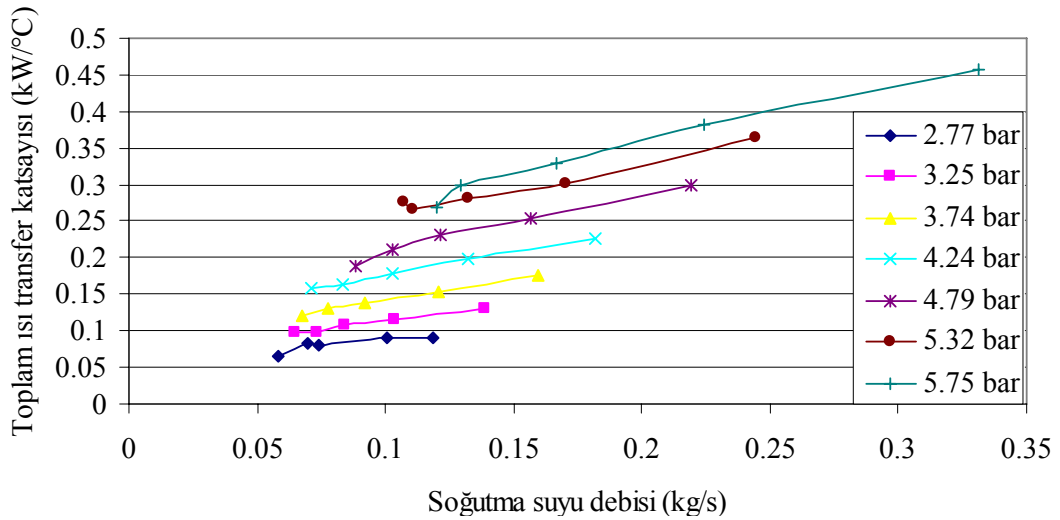


Şekil 4.15. Soğutucu akışkanın evaporatörden çıkış sıcaklığına göre toplam ısı transfer katsayısının değişimi

Soğutucu akışkan debisinin artmasıyla transfer edilen ısı miktarında arttığı için toplam ısı transfer katsayısı da şekil 4.16’da görüldüğü gibi artmaktadır. Bunun bir sebebi de soğutucu akışkan debisinin artmasıyla gövde – borulu ısı değiştirici içerisinde ısı transfer direnci azalmaktadır.



Şekil 4.16. Sistem içerisinde dolaşan soğutucu akışkan debisine göre toplam ısı transfer katsayısının değişimi

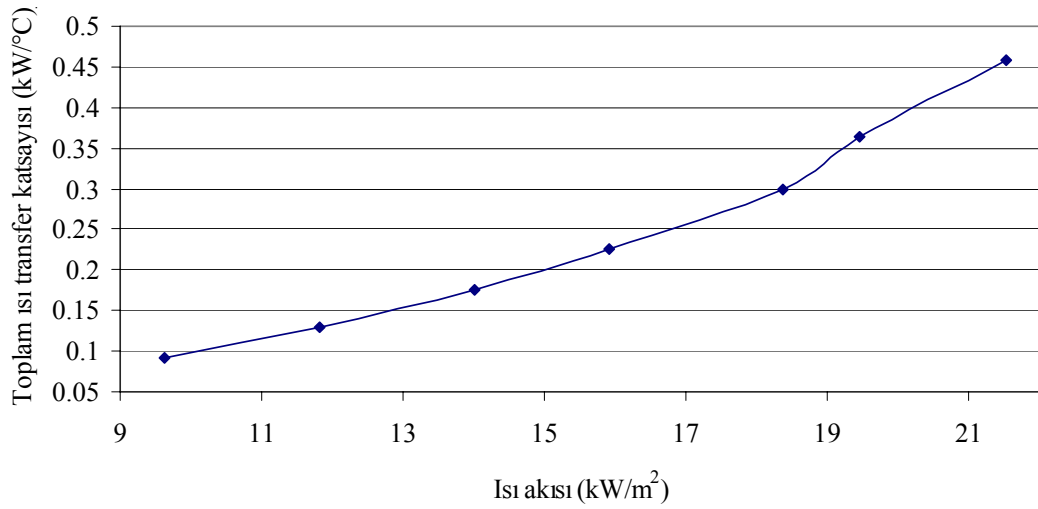


Şekil 4.17. Gövde – borulu ısı değiştiricisine giren su debisiyle toplam ısı transfer katsayısının değişimi

Şekil 4.17’de gövde – borulu ısı değiştiriciye gönderilen soğutma suyu debisine bağlı olarak toplam ısı transfer katsayısının değişimi verilmiştir. Soğutma suyu debisinin değişimine ait grafikte seriler, evaporatör basıncını ifade etmektedir. Soğutma suyu debisinin artmasına bağlı olarak toplam ısı transfer katsayısında da artış olmaktadır. Diğer taraftan evaporatör basıncıyla karşılaştırıldığında basınçla birlikte soğutucu akışkan debisinin artmasıyla toplam ısı transfer katsayısı artış göstermektedir.

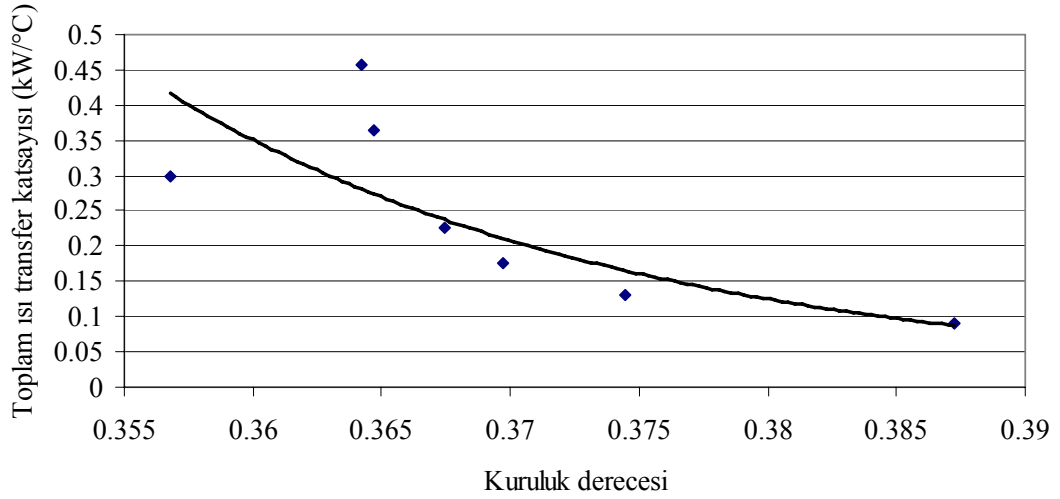
Evaporatör basıncının arttırılmasıyla soğutma suyu debisindeki artışa bağlı olarak, düşük evaporatör basınçlarına oranla sistemin daha yüksek evaporatör basınçlarında çalıştırılmasının toplam ısı transfer katsayısı üzerinde daha etkili olduğu ortaya çıkmıştır.

Gövde – borulu ısı değiştiricide ortaya çıkan ısı akısıyla toplam ısı transfer katsayısının değişimi şekil 4.18’de verilmiştir. Deneysel çalışmanın bu aşamasında soğutma suyu sıcaklığı sabit tutularak evaporatör basınçları 2.7, 3.2, 3.7, 4.2, 4.7, 5.2, 5.7 bar aralığında değiştirilerek ısı akısı hesaplanmıştır. Evaporatör basıncının artmasıyla soğutucu akışkan debisindeki artış ısı akısının artmasına sebep olmaktadır. Buna bağlı olarak ısı akısındaki artışa paralel olarak toplam ısı transfer katsayısı da artmıştır.

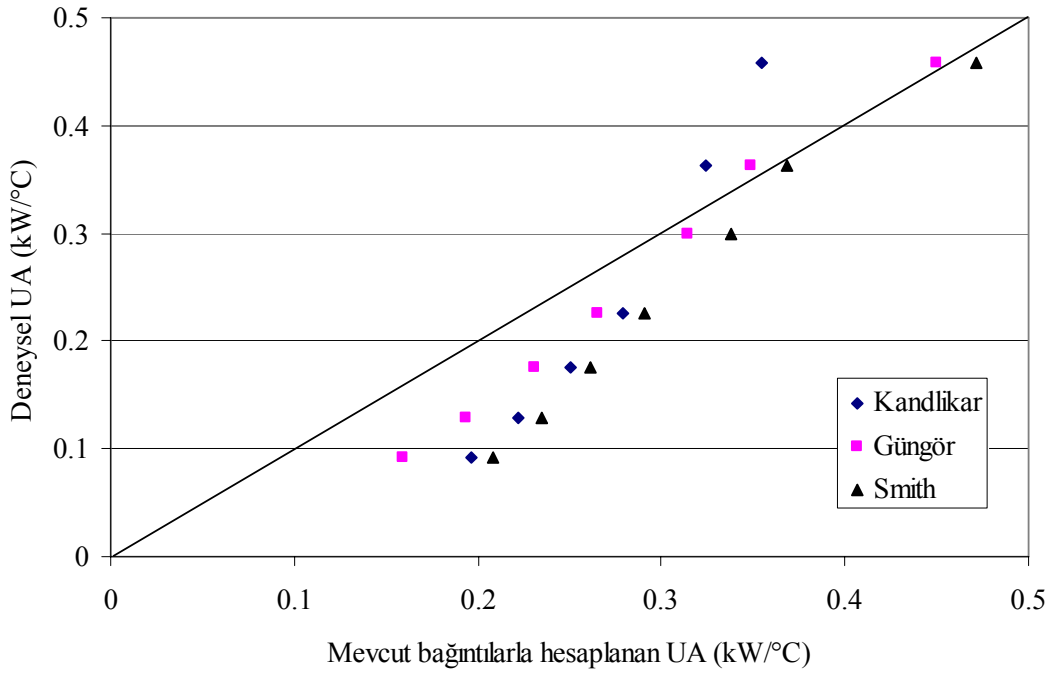


şekil 4.18. Gövde – borulu ısı değiştiricide oluşan ısı akısına göre toplam ısı transfer katsayısının değişimi

şekil 4.19’da ise evaporatör girişinde soğutucu akışkanın kuruluk derecesine göre evaporatöre ait toplam ısı transfer katsayısının değişimi verilmiştir. Burada kuruluk derecesi basıncın artmasıyla düşüş göstermektedir. Soğutucu akışkanın kuruluk derecesinin düşmesiyle toplam ısı transfer katsayısı artmaktadır.



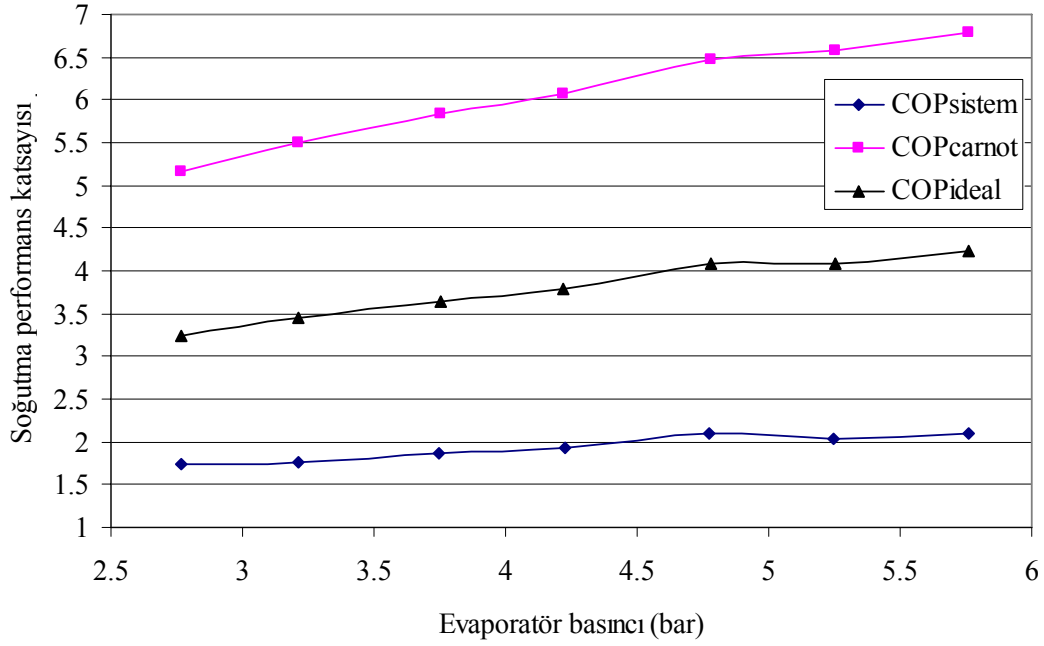
Şekil 4.19. Evaporatör girişinde soğutucu akışkanın kuruluk derecesine göre toplam ısı transfer katsayısının değişimi



Şekil 4.20. Deneysel sonuçlarla elde edilen buharlaşma esnasındaki toplam ısı transfer katsayısının literatürdeki modellerle (bağıntılarla) karşılaştırılması

Deneysel olarak elde edilen buharlaşma esnasındaki toplam ısı transfer katsayısının Kandlikar, Güngör ve Smith tarafından önerilen modeller ile karşılaştırılması Şekil 4.20'de verilmiştir. Bu grafik, aynı şartlar altında deneysel sonuçlar ile teorik bağıntılar arasında fark olduğunu göstermektedir. Grafikte 45° derece açılı çizilen

çizgi deneysel sonuçların tam karşılığını ifade ederken, diğer noktalar ise deneysel sonuçlardan sapmaları ifade etmektedir. Çizginin altında kalan noktalar tahminlerin altında elde edilen değerleri, üstünde kalanlar ise tahminlerin üzerinde değerler elde edildiğini ifade etmektedir. Düşük evaporatör basınçlarında sapma %40'lar civarındayken basınç yükseltildikçe sapma daha az değerlerdedir.

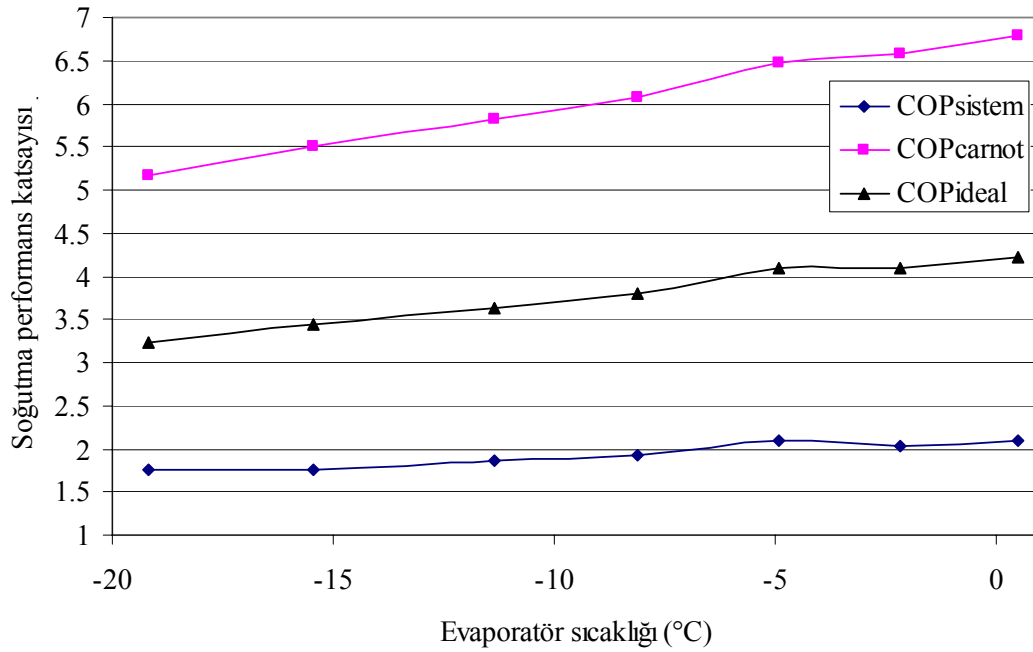


Şekil 4.21. Soğutma performans katsayılarının (COP) evaporatör basıncına göre değişimi

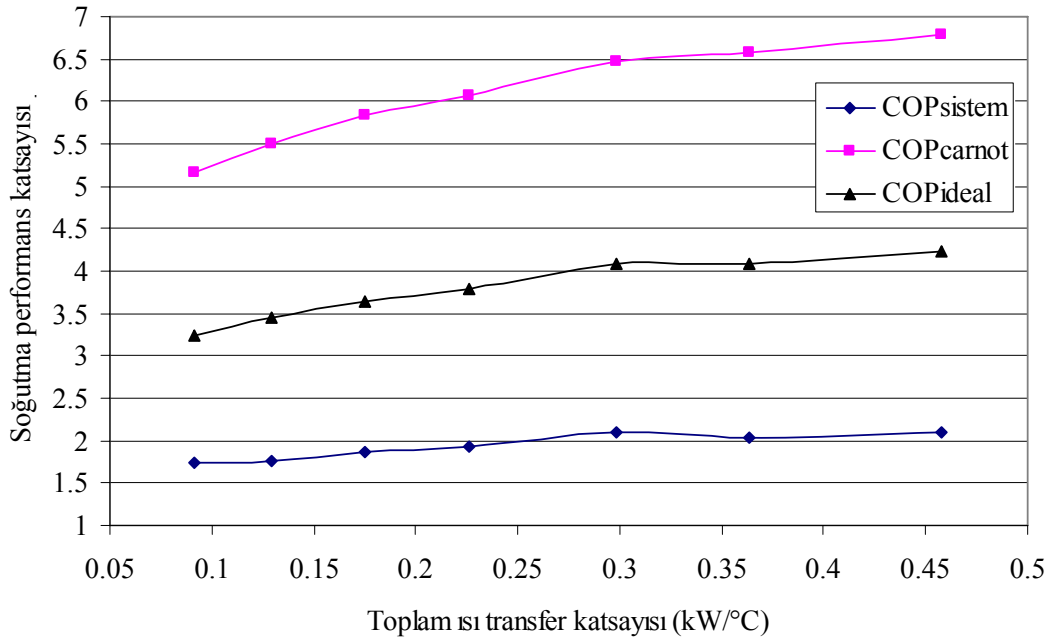
Şekil 4.21’de soğutma performans katsayısının (COP) farklı evaporatör basıncına göre değişimi görülmektedir. Burada soğutma performans katsayısı için üç farklı değer hesaplanmıştır. Bunlar sırasıyla kurulan deney sisteminin gerçek soğutma performans katsayısı, çalışma sıcaklıklarında bir Carnot soğutma makinesi çevriminin soğutma performans katsayısı ve çalışma aralığında entalpiler dikkate alınarak gerçekleştirilecek ideal soğutma makinesi çevriminin soğutma performans katsayısı değerleridir. Carnot soğutma makinesi çevriminin soğutma performans katsayısı, belli sıcaklıklar arasında bir çevrimin ulaşabileceği en yüksek değeri gösterdiğinden, grafikler incelendiğinde deneysel sistemin soğutma performans katsayısı bu değerden daha düşüktür. Şekil 4.21’de görüldüğü gibi evaporatör basıncı arttıkça soğutma performans katsayıları da artmaktadır. Ayrıca evaporatör basıncı

arttıkça ısı akısı yani evaporatörün soğutma yükü arttığından sistemin soğutma performans katsayısı da artış göstermektedir (şekil 4.18). Soğutma performans katsayılarının artmasına diğer bir sebep ise basınçla birlikte buharlaşma sıcaklığının yani evaporatör sıcaklığının artmasıdır. Soğutma performans katsayılarının evaporatör sıcaklığına göre değişimi şekil 4.22’de gösterilmektedir. Evaporatör sıcaklığının artmasıyla grafikten de görüldüğü gibi performans katsayıları artmaktadır. Aynı zamanda, evaporatör sıcaklığının artmasıyla gövde – borulu ısı değiştiriciden geçen soğutucu akışkanın entalpisi artmaktadır. Bu durumda sistemin soğutma kapasitesi arttığından buna bağlı olarak soğutma performans katsayısı da artmaktadır.

Bu duruma tersinden bakılırsa, soğutma makinesinin soğutma performans katsayısı evaporatör sıcaklığı düştükçe azalır. Başka bir deyişle daha soğuk bir ortam veya maddeden ısı çekmek için daha çok iş yapmak gerekir.



Şekil 4.22. Soğutma performans katsayılarının (COP) evaporatör sıcaklığına göre değişimi

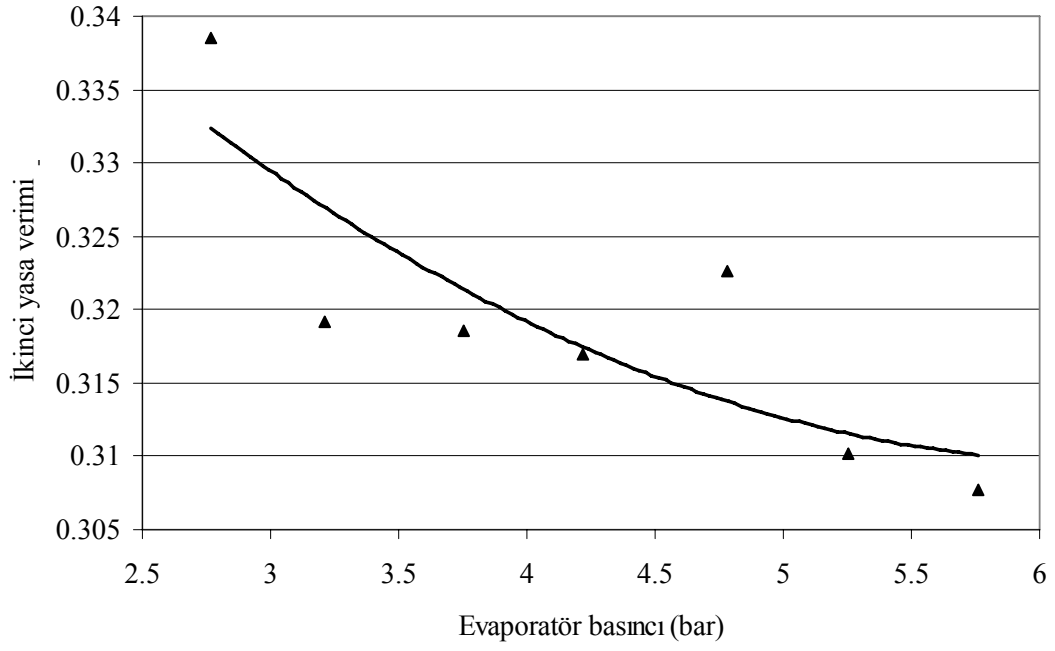


Şekil 4.23. Toplam ısı transfer katsayısının soğutma performans katsayısına göre değişimi

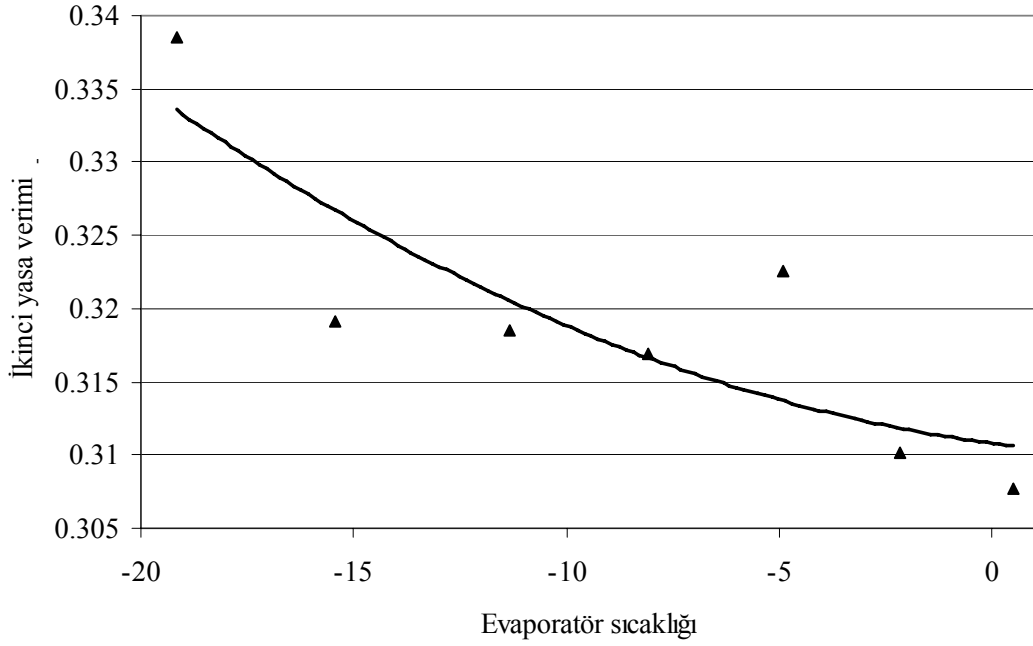
Şekil 4.23'te toplam ısı transfer katsayısının soğutma performans katsayısının göre değişimi gösterilmektedir. Soğutma performans katsayılarının artmasıyla toplam ısı transfer katsayısı da artış göstermektedir. Soğutma performans katsayısının artmasıyla birim iş başına soğutma değeri arttığından, buna bağlı transfer edilen ısı artacağından toplam ısı transfer katsayısı da artmaktadır.

İkinci yasa veriminin evaporatör basıncına ve sıcaklığına göre değişimi sırasıyla şekil 4.24 ve 2.25'de gösterilmektedir. Grafiklerden görüldüğü gibi Termodinamiğin İkinci Yasasına göre hesaplanmış verim evaporatör basıncının yükselmesi ve buna bağlı olarak evaporatör sıcaklığının yükselmesiyle genel düşüş eğilimi göstermektedir.

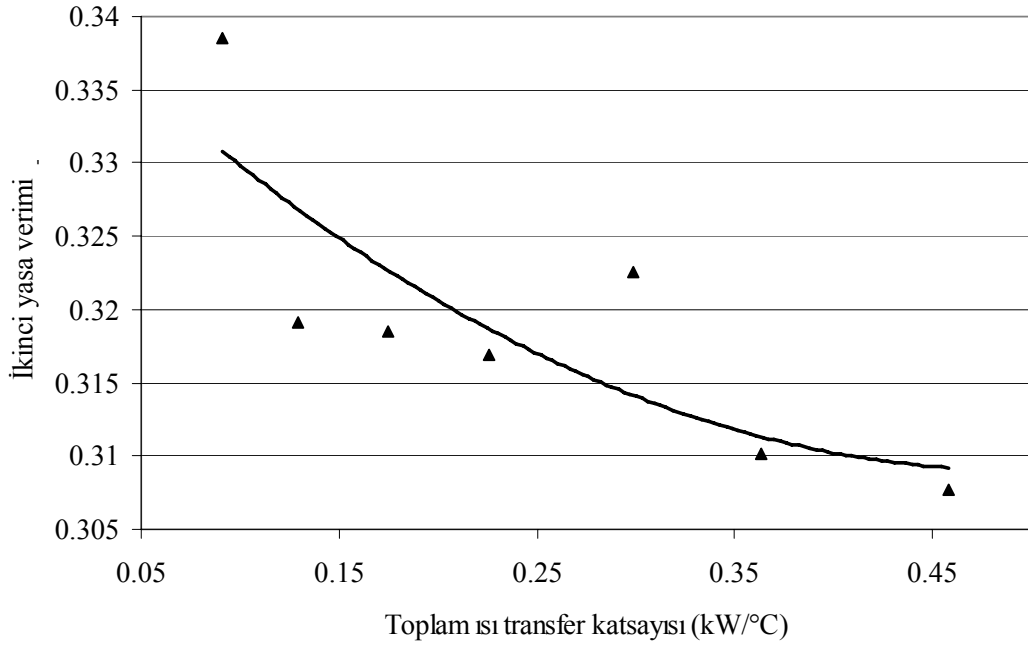
Şekil 4.26'da ise ikinci yasa verimine göre, toplam ısı transfer katsayısındaki değişimi gösterilmiştir. Toplam ısı transfer katsayısı, ikinci yasa veriminin düşmesiyle artmaktadır. Verimin düşmesiyle evaporatör sıcaklığı arttığı için buna paralel olarak toplam ısı transfer katsayısı da artmıştır.



Şekil 4.24. İkinci yasa veriminin evaporatör basıncına göre değişimi



Şekil 4.25. İkinci yasa veriminin evaporatör sıcaklığına göre değişimi

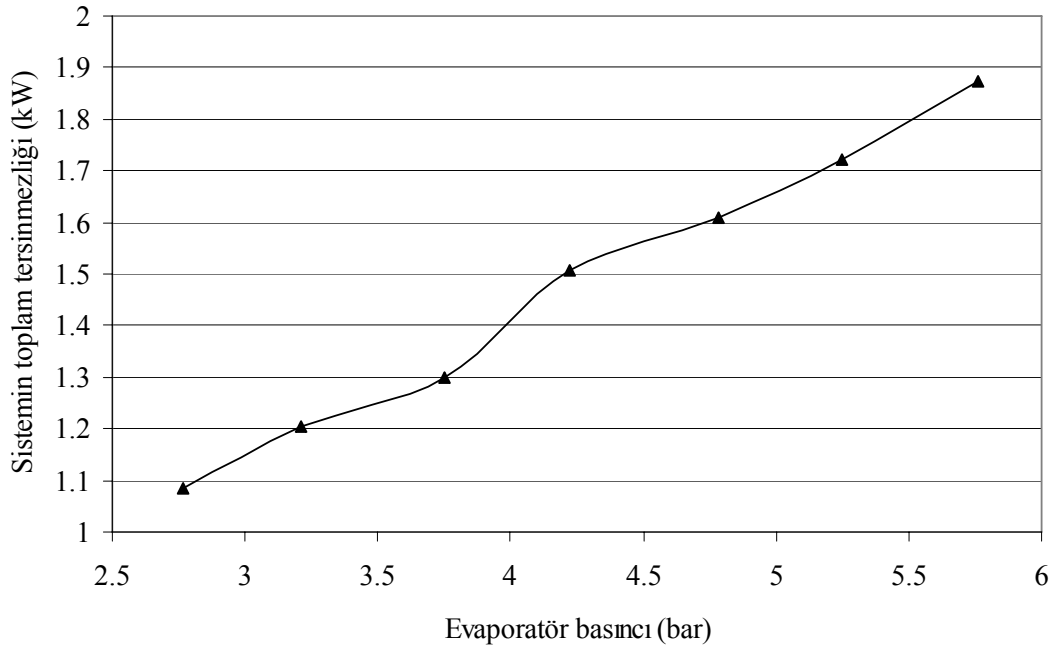


Şekil 4.26. Toplam ısı transfer katsayısının ikinci yasa verimine göre değişimi

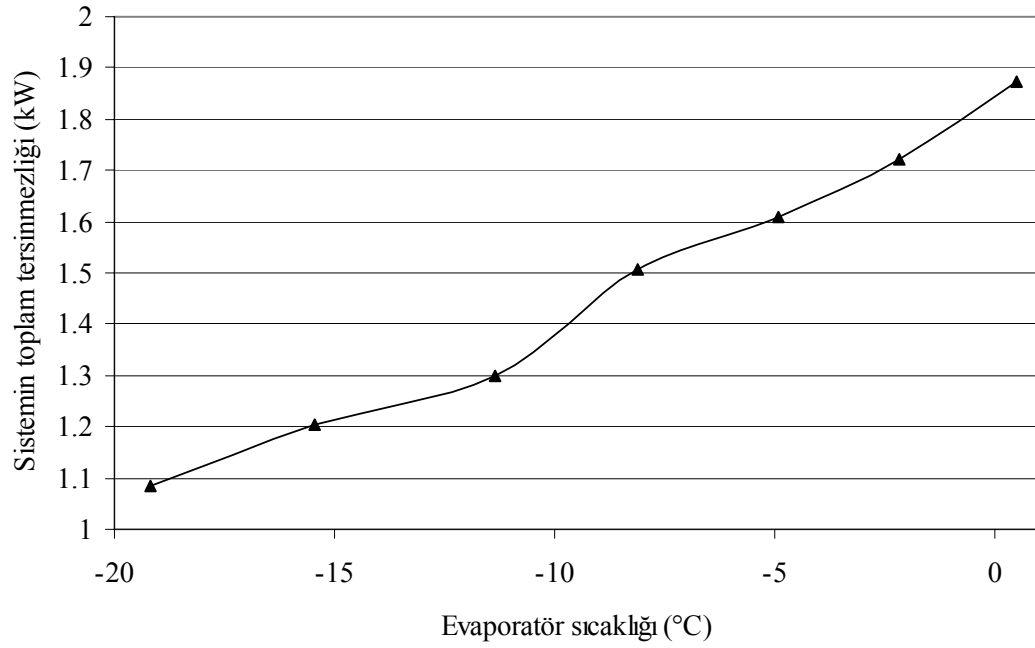
Şekil 4.27 ve 4.28'de sistemin toplam tersinmezliği sırasıyla evaporatör basıncına ve evaporatör sıcaklığına göre değişimi gösterilmiştir. Toplam tersinmezlik evaporatör basıncıyla ve sıcaklığıyla artmaktadır. Bu grafiklerde sistemin tüm elemanlarına ait tersinmezlik hesaplandıktan sonra toplam sistem tersinmezliğine ulaşılmıştır. Bu şekilde soğutma sisteminin evaporatör basıncı ve sıcaklığından nasıl etkilendiği ortaya çıkmaktadır.

Şekil 4.29'da sistemin toplam tersinmezliği ile toplam ısı transfer katsayısının değişimi gösterilmiştir. Toplam ısı transfer katsayısı arttıkça sistemin tersinmezliği de artmaktadır. Toplam ısı transfer katsayısının artırılması için evaporatör basıncı ve sıcaklığı yükseltildiğinden buna bağlı olarak sistemin toplam tersinmezliği de artmıştır.

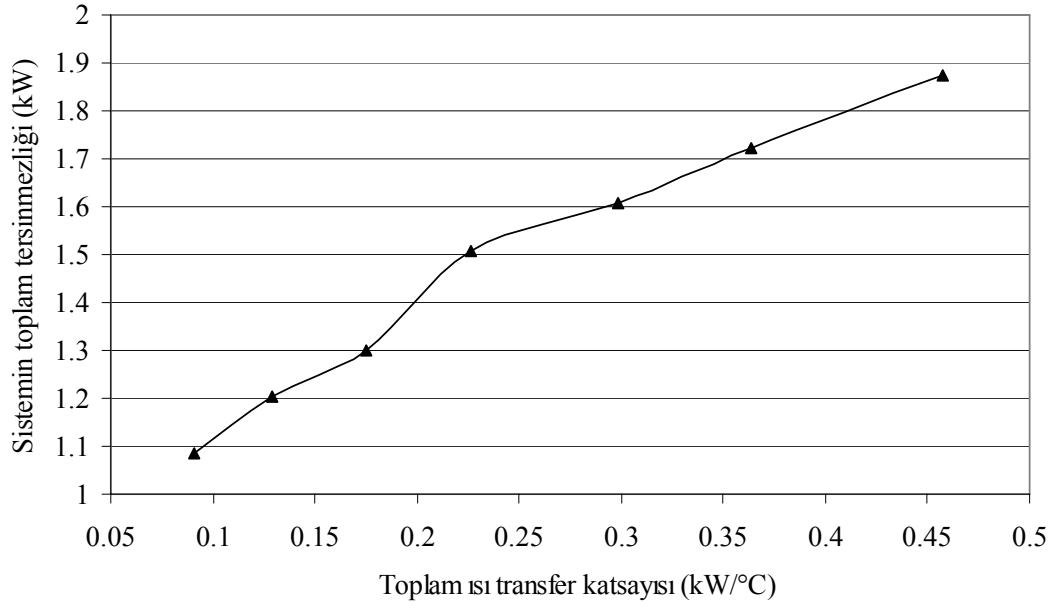
Şekil 4.30 ve 4.31'de sistemin toplam tersinmezliğinin soğutucu akışkan ve soğutma suyu debisine göre değişimleri verilmiştir. Soğutucu akışkan ve soğutma suyu debisinin artmasıyla akışkanın sistem içerisinde dolaşmasından kaynaklanan basınç kayıpları artacağından sistemin tersinmezliği de artmaktadır.



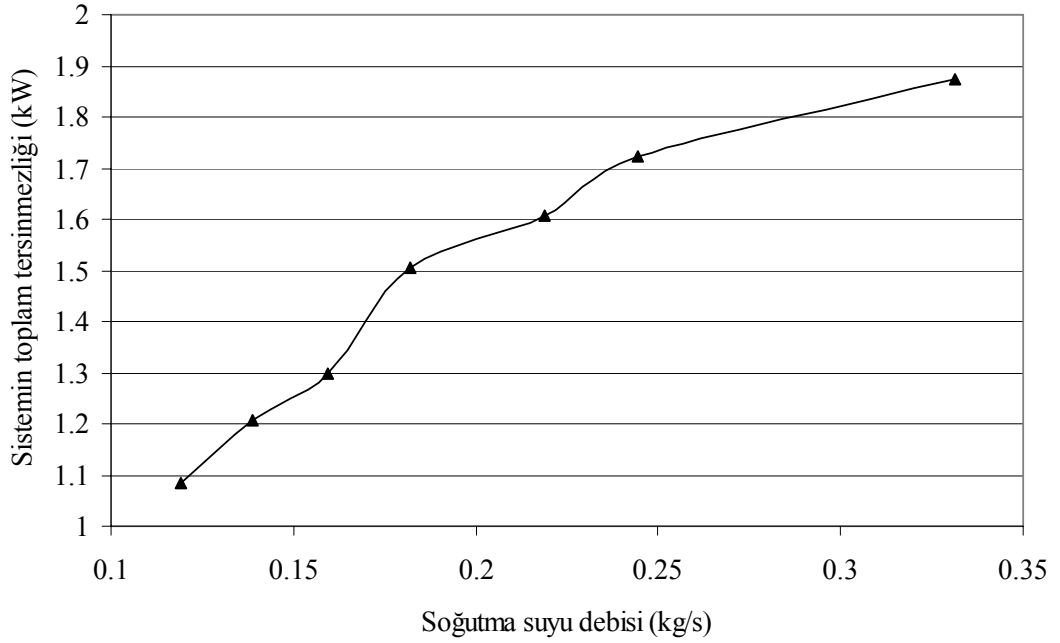
Şekil 4.27. Sistemin toplam tersinmezliğinin evaporatör basıncına göre değişimi



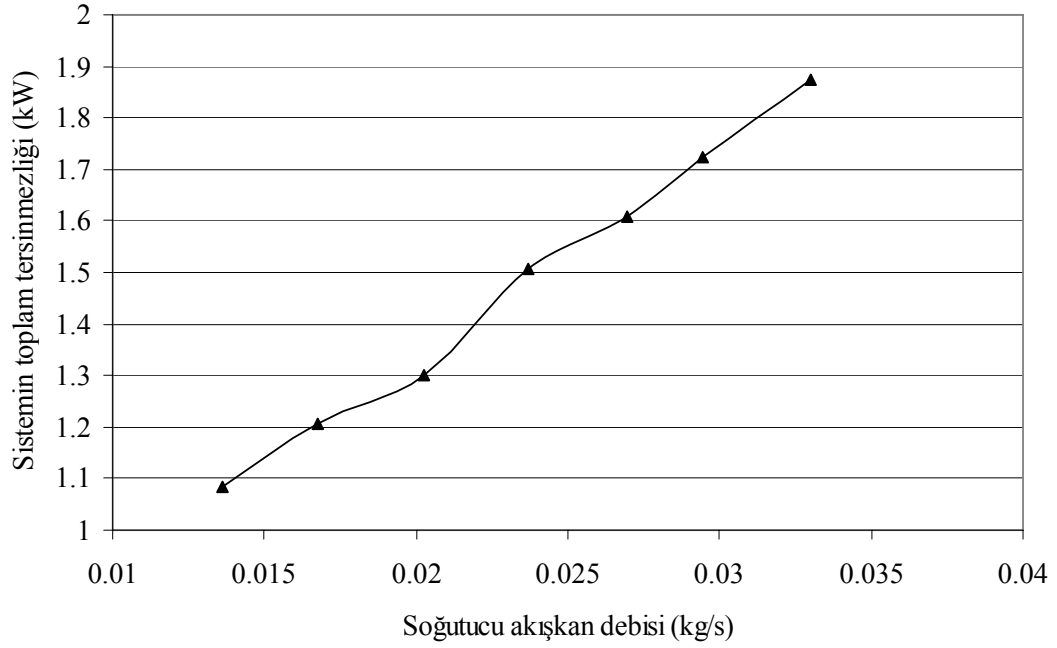
Şekil 4.28. Sistemin toplam tersinmezliğinin evaporatör sıcaklığına göre değişimi



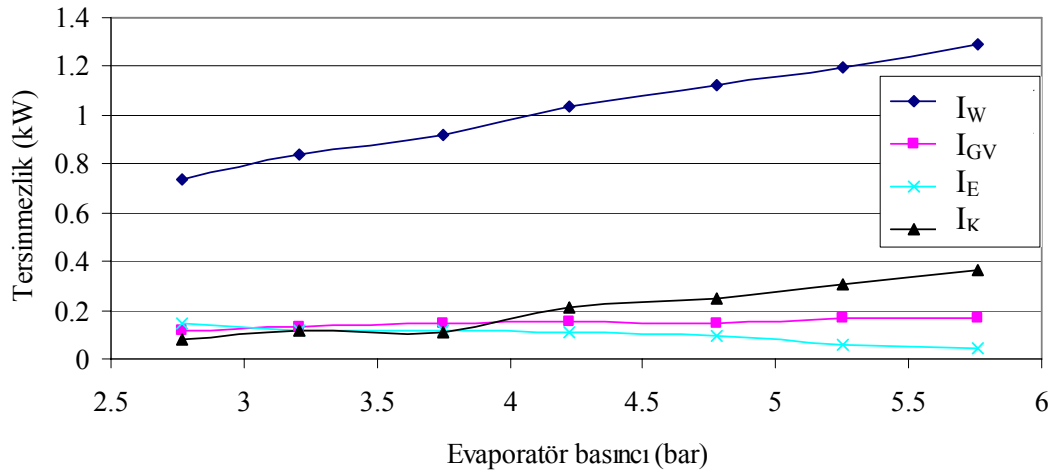
Şekil 4.29. Toplam ısı transfer katsayısının sistemin toplam tersinmezliğine göre değişimi



Şekil 4.30. Sistemin toplam tersinmezliğinin soğutma suyu debisine göre değişimi



Şekil 4.31. Sistemin toplam tersinmezliğinin soğutucu akışkan debisine göre değişimi



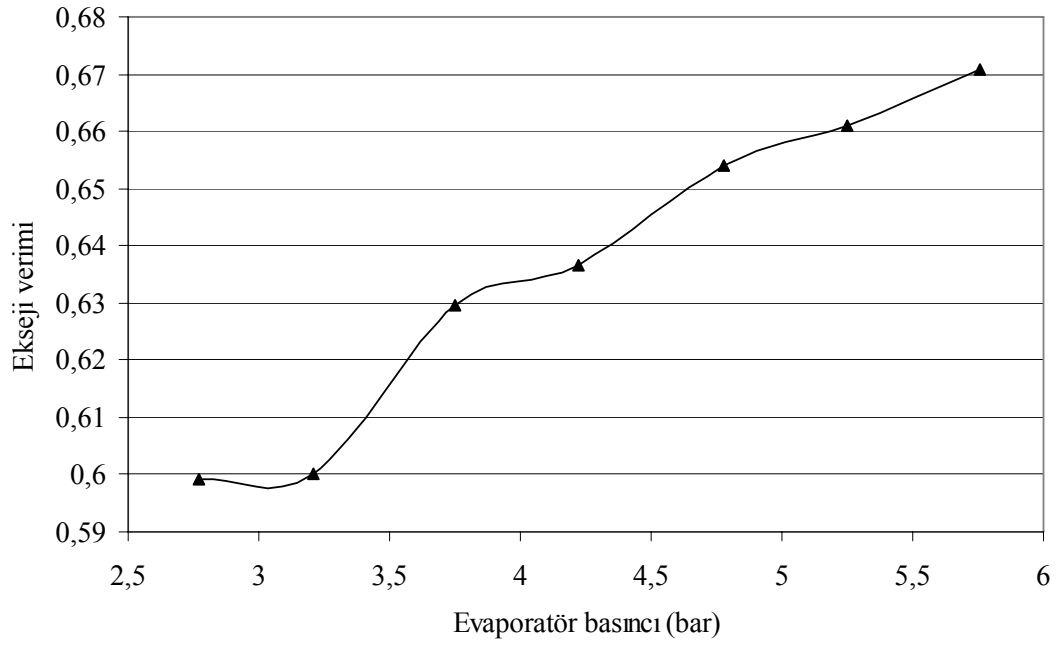
Şekil 4.32. Sistem elemanlarına ait tersinmezliklerin evaporatör basıncına göre değişimi

Şekil 4.32’de ise soğutma sistemini oluşturan her elemanın tersinmezliği ayrı ayrı evaporatör basıncının değişimiyle verilmiştir. Soğutma sisteminde en büyük tersinmezlik kompresörde çıkmıştır. Kompresördeki tersinmezliğin yüksek çıkmasının sebebi elektrik, mekanik ve izentropik verimden kaynaklanır. Bu tip cihazlar üzerinde daha detaylı çalışmalar yapılması gerekir, çünkü tüm sistemin

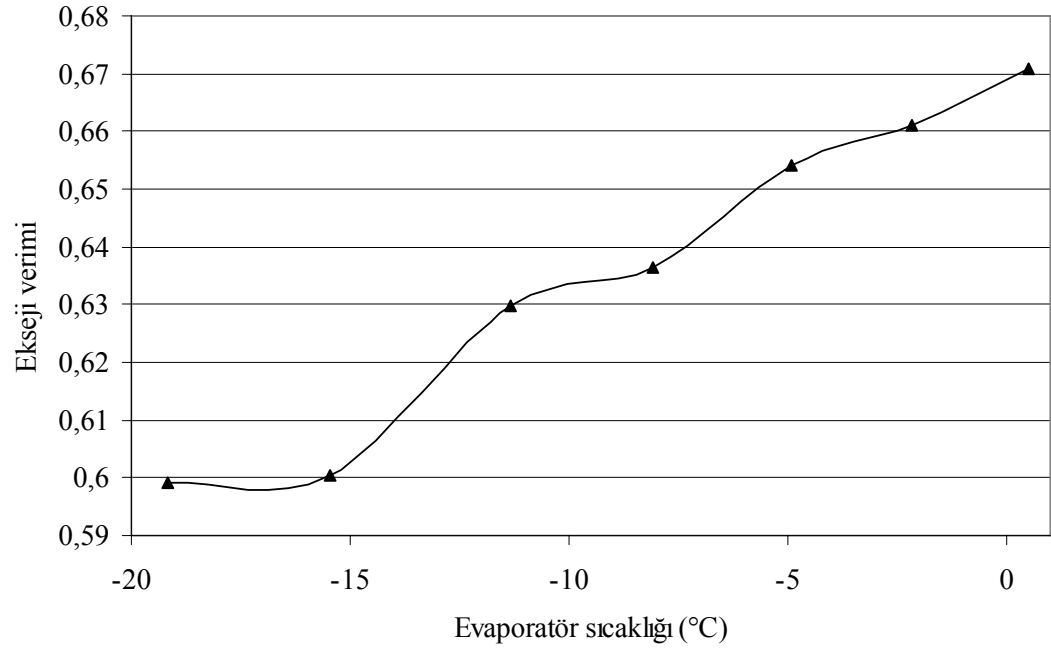
performansını dikkate değer bir şekilde azaltmaktadır. İkinci büyük tersinmezlik kondenser de ortaya çıkmıştır. Kondenserdeki tersinmezliğin sebebi ise, sıkıştırma işleminin sonunda soğutucu akışkanın aşırı kızgınlığının artmasından kaynaklanmaktadır. Üçüncü olarak tersinmezliğin en büyük değeri genişleme valfinden ortaya çıkmıştır. Genleşme valfinden oluşan tersinmezliğe ise soğutucu akışkanın genişleme valfinden geçerken basıncının düşmesinden kaynaklanmaktadır. Bunlardan başka soğutma sisteminde en düşük tersinmezlik ise evaporatörde oluşmaktadır. Evaporatördeki tersinmezlik ise, soğutucu akışkan ve soğutma suyu arasındaki sıcaklık farkından ve basınç düşümünden kaynaklanmaktadır.

Şekil 4.33 ve 4.34’de sistemin ekserji veriminin sırasıyla evaporatör basıncına ve evaporatör sıcaklığına göre değişimi gösterilmiştir. Sistemin ekserji verimi evaporatör basıncıyla ve sıcaklığıyla çok az bir artış göstermektedir. Bu grafiklerde sistemin tüm elemanlarına ait ekserji verimleri hesaplandıktan sonra sistemin ekserji verimine geçilmiştir.

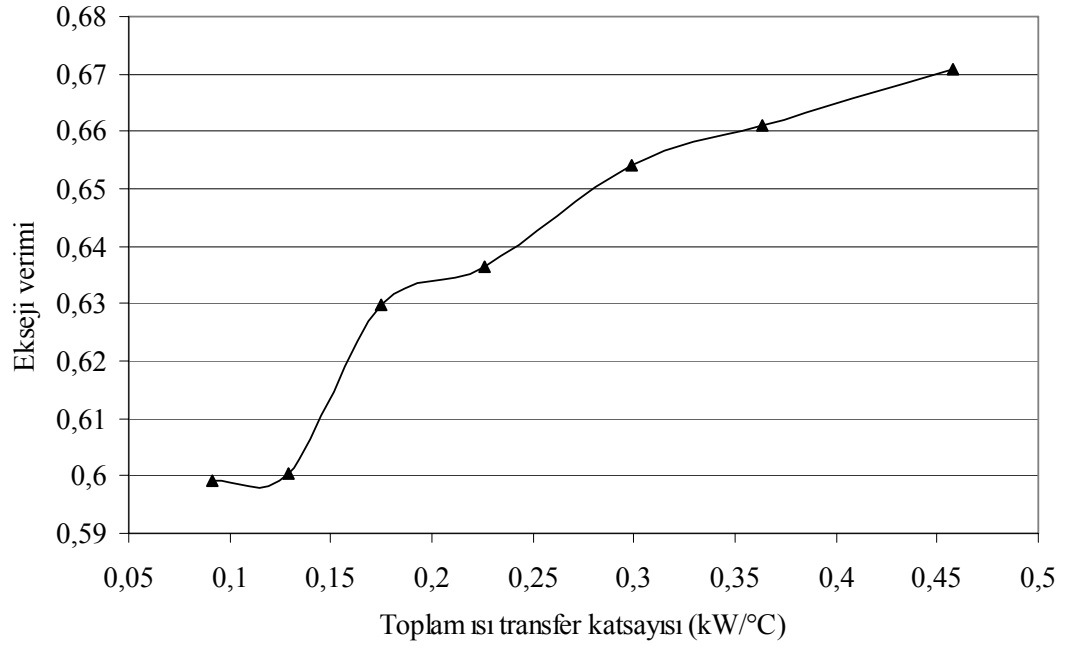
Şekil 4.35’de sistemin ekserji verimi ile toplam ısı transfer katsayısının değişimi gösterilmiştir. Toplam ısı transfer katsayısı arttıkça sistemin ekserji verimi de artmaktadır. Toplam ısı transfer katsayısının artırılması için evaporatör basıncı ve sıcaklığı yükseltildiğinden buna bağlı olarak sistemin ekserji verimi de artmaktadır.



Şekil 4.33. Sistemin ekserji veriminin evaporatör basıncına göre değişimi



Şekil 4.34. Sistemin ekserji veriminin evaporatör sıcaklığına göre değişimi



Şekil 4.35. Toplam ısı transfer katsayısının sistemin ekserji verimine göre değişimi

## 5. TARTIŞMA VE SONUÇLAR

Bu çalışmada alternatif soğutucu akışkan olan yakın azeotrop R404A'nın gövde – borulu ısı değiştirici içerisindeki kaynama esnasındaki toplam ısı transfer katsayısının analizi yapılmıştır. Deneysel çalışmalar, evaporatör basıncının 2.73 – 5.76 bar, soğutucu akışkan kütle debisinin 64.64 – 152.68 kg/m<sup>2</sup>s ve ısı akısının 9.616 – 21.524 kW/m<sup>2</sup> olduğu aralıkta yapılmıştır. Kullanılan gövde – borulu ısı değiştirici 60 cm boyunda ve bir geçişte iç çapı 8 mm ve dış çapı 10 mm olan 9 adet bakır borudan oluşmaktadır. Özellikle toplam ısı transfer katsayısı üzerinde evaporatör basıncının, evaporatör sıcaklığının, kütle akısının ve ısı akısının etkisinin detaylı bir analizi yapılmıştır. Analizler yapılırken soğutucu akışkana ait termodinamik özellikler SOLKANE programından ve su için özellikler ise EES (Engineering Equation Solver) programından alınmıştır.

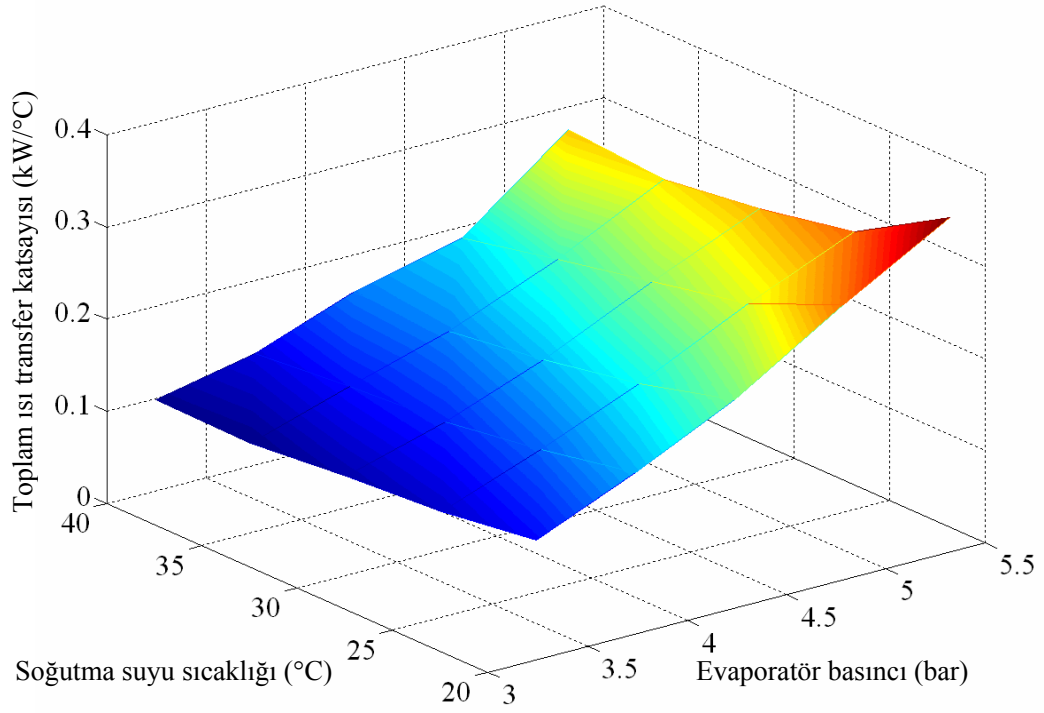
Gövde – borulu ısı değiştiricinin toplam ısı transfer katsayısı (UA), NTU etkenlik termal dizayn metodu kullanılarak deneysel verilerden elde edilmiştir. Sonuçların kontrol edilebilmesi için aynı deneysel verilerden ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi kullanılarak toplam ısı transfer katsayısı tekrar hesaplanmıştır.

Deneysel sonuçlar incelendiğinde kaynama esnasında toplam ısı transfer katsayısının evaporatör basıncıyla arttığı gözlenmektedir. Bu artışın bir sebebi, evaporatör basıncının artmasıyla kompresörün sıkıştırma oranının da artmasıdır. Kompresörün sıkıştırma oranının artması, volumetrik verimin de artmasına sebep olur. Bununla birlikte, kompresörün emme hattındaki şartlar değişeceğinden soğutucu akışkan debisi basınçla birlikte artar (şekil 4.8 – 4.12). Evaporatör basıncının artmasıyla, evaporatöre gönderilen soğutucu akışkanın debisi ve sistemin gücü arttığından toplam ısı transfer katsayısı da artmaktadır. İkinci bir sebep ise, basıncın yükselmesiyle soğutucu akışkanın kaynama esnasındaki sabit çekirdek formu gövde – borulu ısı değiştiricinin ısı transfer yüzeyindeki kızgınlığı azaltmasından dolayı çekirdek kaynamanın etkisiyle toplam ısı transfer katsayısı artmasıdır (şekil 4.8 – 4.12). Bu olay; toplam ısıl direnç yönünden dikkate alınırca, evaporatör basıncı

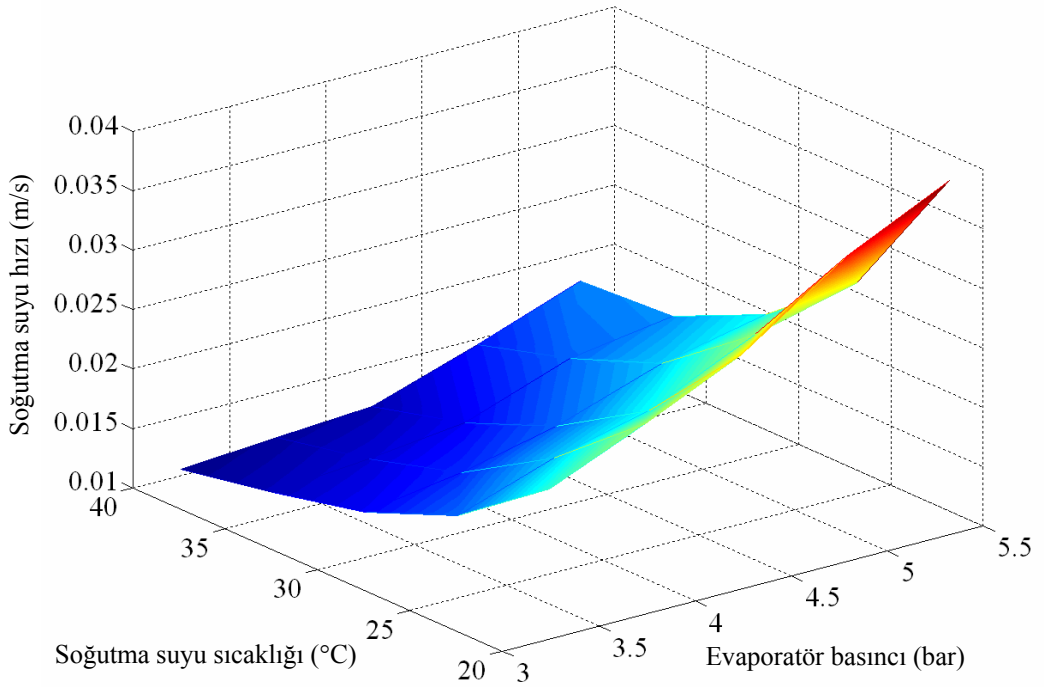
artarken toplam ısı direnç dikkate değer bir şekilde azalma gösterir (buna karşılık toplam ısı transfer katsayısı artar).

Bütün deneylerde, kızgınlık değerinin belirtilen sınırları aşmadan hatta sıfır değerinde tutularak, sadece faz değişimi esnasında ortaya çıkan toplam ısı transfer katsayısının belirlenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla, evaporatör basıncının arttırılmasıyla evaporatör içerisinden geçen soğutucu akışkanın debisi arttığı için gövde tarafından geçen suyun debisi de arttırılmıştır. Soğutma suyu debisinin fazla olması kızgınlığı arttırırken, düşük kalması ise soğutucu akışkanın bir kısmının buharlaşmadan çıkmasına sebep olmaktadır. Evaporatör basıncının artmasıyla toplam ısı transfer katsayısı artış gösterirken, evaporatör basıncı sabit tutularak yapılan deneylerde soğutma suyu sıcaklığı artarken toplam ısı transfer katsayısı düşmektedir (şekil 5.1 ve 5.2). Toplam ısı transfer katsayısının düşmesi, soğutma suyu debisinin soğutma suyu sıcaklığı arttıkça düşürülmesine bağlıdır. Soğutma suyu debisinin düşürülmesi ise evaporatör çıkışında kızgınlık bölgesine geçmemek içindir. Şekil 4.1 – 4.7’de soğutma suyu sıcaklığına göre gövde tarafındaki soğutma suyu hızının ve buna bağlı olarak toplam ısı transfer katsayısının değişimi ayrıntılı bir şekilde verilmiştir. Ayrıca şekil 5.1 ve 5.2’de toplam ısı transfer katsayısının ve soğutma suyu hızının değişimi soğutma suyu sıcaklığının ve evaporatör basıncının fonksiyonu olarak verilmiştir.

Deneysel sonuçlar, toplam ısı transfer katsayısını tahmin etmek için literatürden seçilmiş üç bağıntıdan elde edilen teorik sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Seçilen bağıntılar Kandlikar, Smith ve Güngör ve Winterton tarafından önerilmiş bağıntılardır. Düşük evaporatör basınçlarında deneysel değerler tahmin edilen değerlerin altında çıkmıştır. Bununla birlikte yüksek evaporatör basınçlarında ise tahmin edilen değer ile deneysel değer birbirine daha yakındır. Benzer şekilde düşük soğutucu akışkan kütle akısı içinde bağıntılardan elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlardan farklıdır. Deneysel sonuçlar ile yukarıda bahsedilen teorik bağıntılar karşılaştırıldığında (şekil 4.20) en uygun sonucun Güngör ve Winterton tarafından önerilen bağıntıdan elde edildiği ortaya çıkmıştır. Daha sonra Kandlikar tarafından önerilen bağıntının geçerliliği yüksektir.



Şekil 5.1. Toplam ısı transfer katsayısının, evaporatör basıncı ve soğutma suyu sıcaklığının fonksiyonu olarak gösterilimi



Şekil 5.2. Gövde tarafından geçen soğutma suyu hızının, evaporatör basıncı ve soğutma suyu sıcaklığının fonksiyonu olarak gösterilimi

Elde edilen sonuçlar, diğer araştırmacıların yaptıkları deneysel çalışma aralıkları dikkate alınarak karşılaştırma yapılırsa uyum içerisinde dir. Greco ve Vanoli 2005 yılında birincisi deneysel ikincisi ise teorik olmak üzere iki farklı çalışma yapmışlardır (Greco ve Vanoli 2005a; Greco ve Vanoli 2005b). alışmalarında düz yatay bir boru içerisinde HFC tipi karışım soğutucu akışkanların, akış halinde kaynama esnasındaki ısı transfer katsayısını incelemişlerdir. Kullandıkları düz yatay boru 6 mm çapında ve 6 m uzunluğundadır. Çalışma parametreleri evaporatör basıncı 3 – 12 bar, soğutucu akışkan kütle akısı 290 – 1100 kg/m<sup>2</sup>s ve ısı akısı ise 11 – 39 kW/m<sup>2</sup> aralığındadır. Bu alışma aralığında düşük evaporatör basınçlarındaki toplam ısı transfer katsayısı dikkate alındığında Greco ve Vanolinin çalışmasındaki değerler, bu çalışmada elde edilen değerlerden ortalama % 29 fazla çıkmaktadır. Bunun sebebi ise kütle akısının yüksek olması ve geometrideki farklılıklardır. Teorik çalışmalarında ise en uygun sonuçları Kandlikar tarafından önerilen bağıntıdan elde ettiklerini belirtmişlerdir. Daha sonra en yakın sonuç ise Güngör ve Winteron tarafından önerilen bağıntılarla elde etmişlerdir.

Benzer şekilde Boissieux vd. tarafından 2000 yılında yapılan yatay düz boru içerisinde üç farklı HFC tipi soğutucu akışkanın iki fazlı ısı transfer katsayısı adlı çalışma dikkate alınır sa R404A soğutucu akışkanı için ısı transfer katsayısını ortalama 2500 ila 5000 W/m<sup>2</sup>K aralığında bulmuşlardır. Bu buldukları değerler toplam ısı transfer katsayısı açısında dikkate alındığında, bu çalışmada elde edilen sonuçlara paralel çıktığı görülmektedir (Boissieux vd., 2000).

Apra vd. 2005 yılında yaptıkları çalışmada R407C soğutucu akışkanı kullanarak gövde – borulu ısı değiştiricinin toplam ısı transfer katsayısının analizini yapmışlardır. Toplam ısı transfer katsayısı elde edilen sonuçlarda olduğu gibi evaporatör basıncı ve sıcaklığıyla artış göstermiştir. Benzer şekilde Apra vd. 2000 yılında yaptıkları çalışmada yine R407C soğutucu akışkanı kullanarak eşmerkezli ısı değiştiricinin toplam ısı transfer katsayısını incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarının sonucunda, elde edilen sonuçlara paralel olacak şekilde, toplam ısı transfer katsayısının soğutucu akışkan kütle debisiyle arttığını göstermişlerdir.

Kompresörlü teorik soğutma sisteminin birinci kanun analizinde değişken parametreler için COP değerleri hesaplanmıştır. Yapılan analizlerde evaporatör sıcaklığının ve basıncının artmasıyla COP değerinin arttığı tespit edilmiştir. Al-Otabi vd. (2004), ve Koçoğlu (1993)'nin yaptıkları çalışmalarında da benzer sonuçların olduğu görülmektedir.

Evaporatör basıncının artmasıyla soğutucu akışkan debisinin arttığı daha önce vurgulanmıştır. Soğutucu akışkan debisinin artışıyla basınç kaybı artmakta ve dolayısıyla tersinmezlikler artmaktadır (şekil 4.30 – 4.31).

Soğutma sistemini oluşturan elemanlar dikkate alındığında, soğutucu akışkan debisinin artmasıyla tersinmezlikler artarken, gövde – borulu ısı değiştiricide düşmektedir (şekil 4.32). Gövde – borulu ısı değiştiricide sabit ısı transfer yüzeyi için soğutucu akışkan debisinin artmasıyla soğutma suyu ve soğutma elemanı yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı düşmektedir. Bununla birlikte sonlu sıcaklık farkına bağlı olarak oluşan tersinmezlikler azalmaktadır.

Soğutma sistemini oluşturan elemanların tersinmezliği incelendiğinde en çok tersinmezlik sırasıyla kompresör, kondenser, genleşme valfi ve evaporatörde ortaya çıkmıştır.

Bu sonuçlara göre, optimum çalışma şartları tespit edilmek istenirse sadece toplam ısı transfer katsayısının yüksek olduğu aralık dikkate alınırsa buna karşılık gelen tersinmezlikler yüksek ve ekserji verimi düşük olabilir. Bu sebepten dolayı toplam ısı transfer katsayısının yüksek seçilmesiyle sistemdeki kayıplar artacağından optimum bir noktada değer seçilmeli ki sistem kayıpları toplam ısı transfer katsayısının getirdiği katkıdan daha fazla olmasın. Bu parametreler dikkate alındığında 4 – 5 bar evaporatör basınçlarında çalıştırılması uygundur.

Bu çalışmanın sonunda, gövde – borulu ısı değiştirici için ampirik bir bağıntı geliştirilmiştir. Bu bağıntı deneysel verilerden yola çıkılarak elde edilmiştir. Bu bağıntıda toplam ısı transfer katsayısı evaporatör basıncı, soğutma suyu giriş – çıkış

sıcaklığı, soğutma suyu debisi, alternatif soğutucu akışkan R404A'nın debisi ve soğutma suyunun gövde tarafındaki hızının değişimleri dikkate alınarak geliştirilmiştir. Deneysel veriler, DataFit paket programında değerlendirilerek regresyon analizi yapılmıştır. Regresyon değeri deneysel çalışma sonucunda bulunan değerlerle analiz sonucu bulunan ampirik bağıntıdan bulunan sonuçların birbirine uygunluğunu ifade eder. Regresyon sonucu çıkabilecek en iyi değer 1'dir. Ancak deneysel hatalar, yapılan bazı kabuller veya ihmaller neticesinde bu değer 1'den daha küçük bir değer çıkması beklenir. Bu analiz sonucunda toplam ısı transfer katsayısı için elde edilen ifade aşağıdaki şekildedir.

$$UA = a * P_{ev} + b * T_{su,g} + c * T_{su,c} + d * \dot{m}_r + e * \dot{m}_s + f * V_s + g \quad (5.1)$$

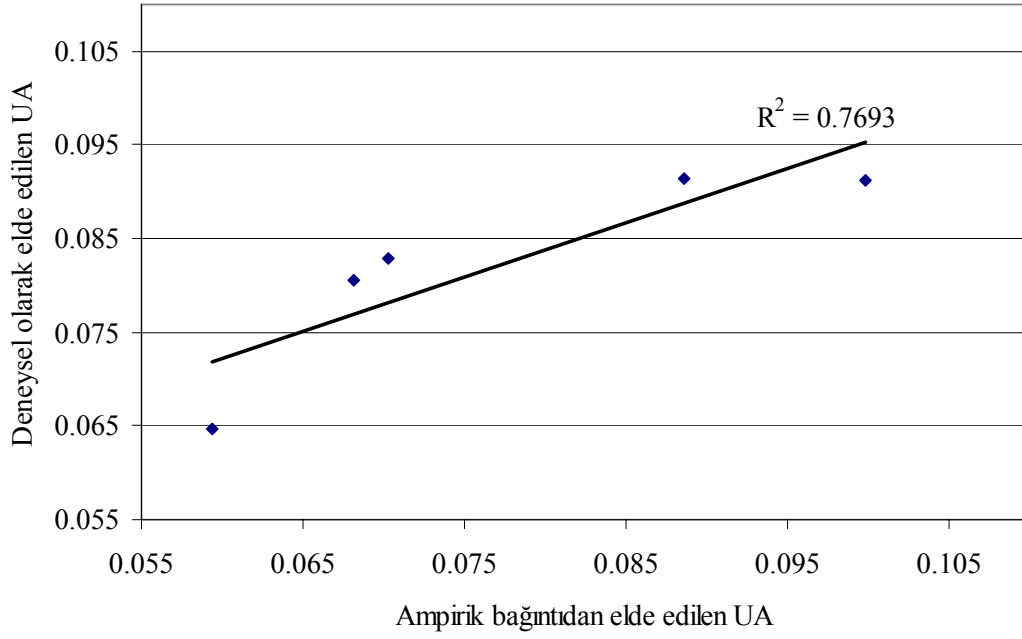
Burada  $P_{ev}$  evaporatör basıncını (bar),  $T_{su,g}$  soğutma suyunun giriş sıcaklığını (°C),  $T_{su,c}$  soğutma suyunun çıkış sıcaklığını (°C),  $\dot{m}_r$  soğutucu akışkan debsini (kg/s),  $\dot{m}_s$  soğutma suyu debisini (kg/s) ve  $V_s$  gövde tarafından geçen soğutma suyunun hızını (m/s) ifade etmektedir. Denklem 5.1'de elde edilen bağıntının katsayıları çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Ampirik bağıntının katsayıları

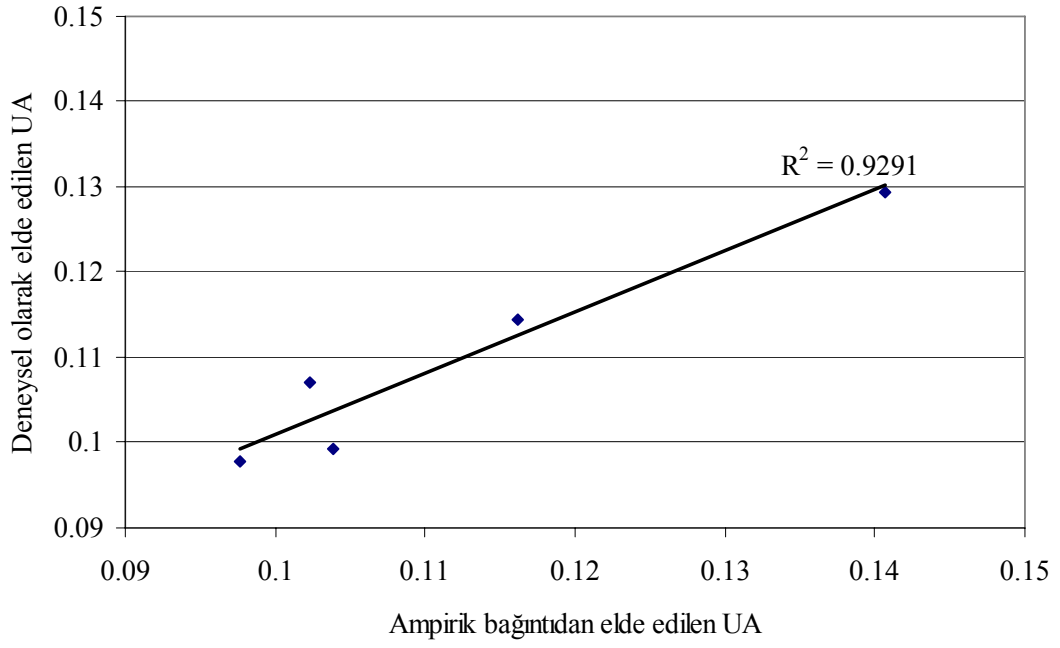
a	0.102322502024857
b	$1.0013138114151 * 10^{-4}$
c	$1.00493278747802 * 10^{-3}$
d	-6.52045965856114
e	3.57277475715842
f	-16.7597995635962
g	-0.209997768947909

DataFit paket programı kullanılarak türetilen ampirik bağıntıyla sırası ile farklı evaporatör basınçlarındaki değerler yerine yazılarak toplam ısı transfer katsayısı tekrar elde edilmiştir. Hesaplanan değer ile deneysel sonuçlar arasındaki değişimler sırayla şekil 5.3 – şekil 5.9'da gösterilmiştir. Aynı zamanda şekillerde deneysel veriler ile hesaplanan veriler arasındaki uyumu gösteren regresyon değerleri verilmiştir. Bu regresyon ( $R^2$ ) değerleri sabit 2.7 bar evaporatör basıncındaki veriler

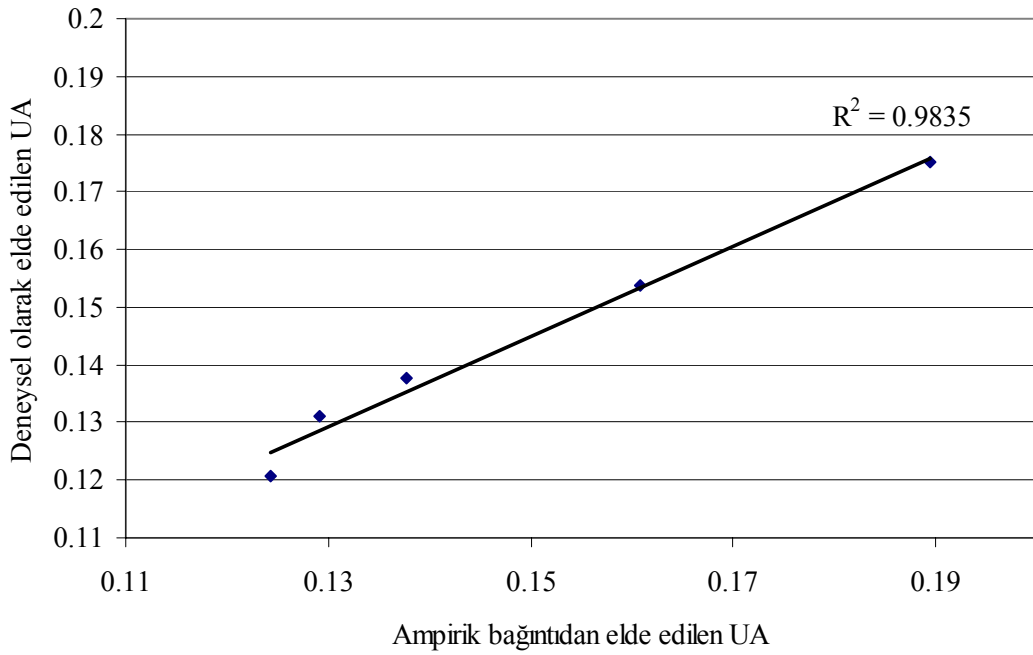
kullanıldığında 0.7693, sabit 3.2 bar evaporatör basıncındaki veriler kullanıldığında 0.9291, sabit 3.7 bar evaporatör basıncındaki veriler kullanıldığında 0.9835, sabit 4.2 bar evaporatör basıncındaki veriler kullanıldığında 0.9968, sabit 4.7 bar evaporatör basıncındaki veriler kullanıldığında 0.9734, sabit 5.2 bar evaporatör basıncındaki veriler kullanıldığında 0.9948 ve sabit 5.7 bar evaporatör basıncındaki veriler kullanıldığında 0.9728 elde edilmiştir.



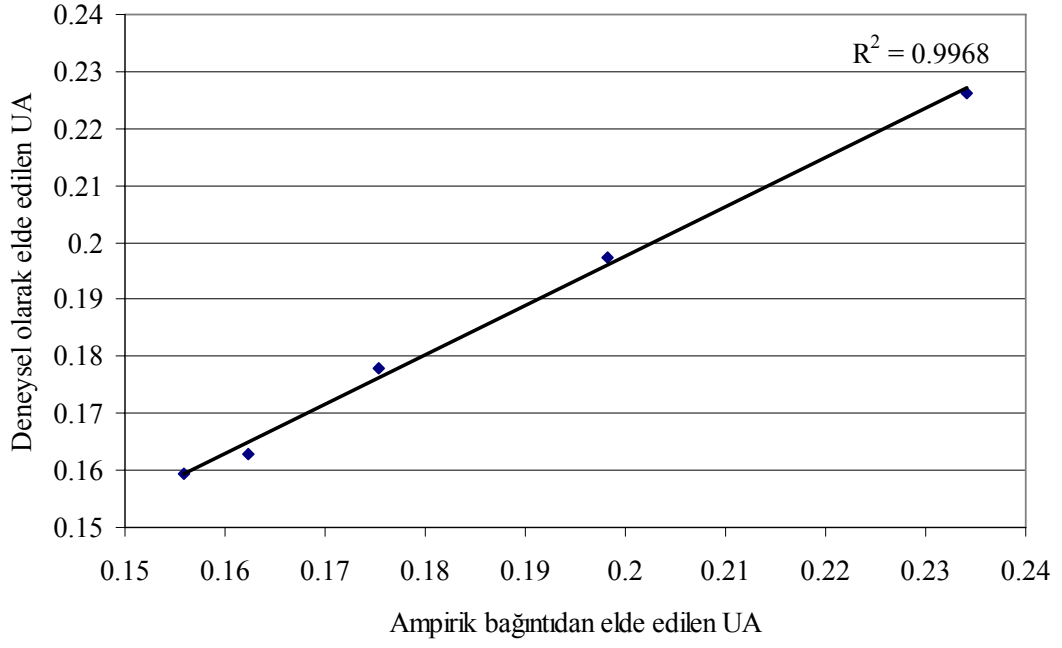
Şekil 5.3. Sabit 2.7 bar evaporatör basıncında deneysel olarak elde edilen toplam ısı transfer katsayısının ampirik olarak elde edilen bağıntıyla karşılaştırılması



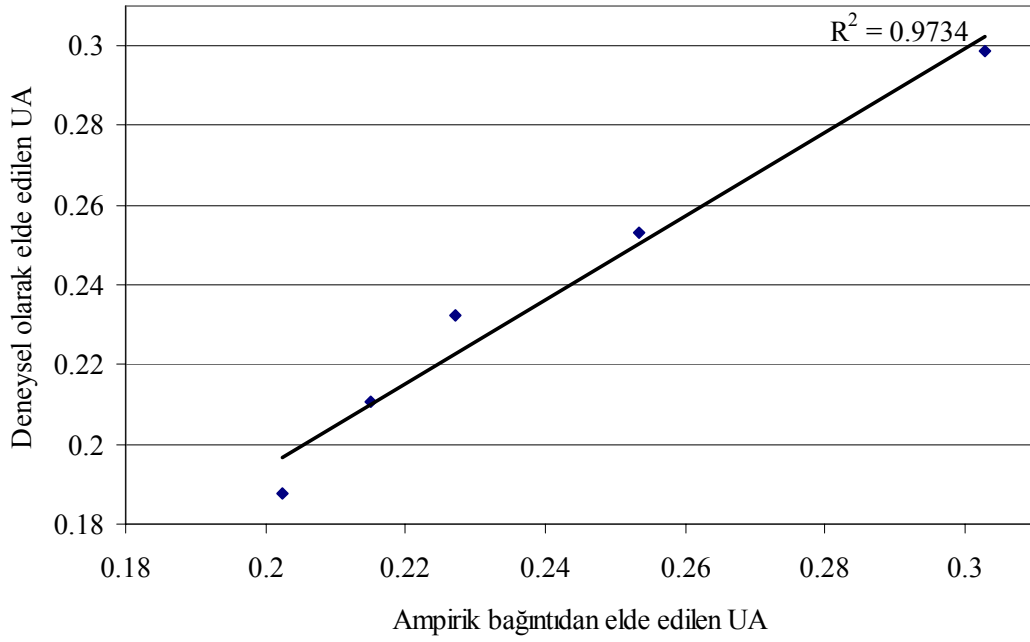
Şekil 5.4. Sabit 3.2 bar evaporatör basıncında deneysel olarak elde edilen toplam ısı transfer katsayısının ampirik olarak elde edilen bağıntıyla karşılaştırılması



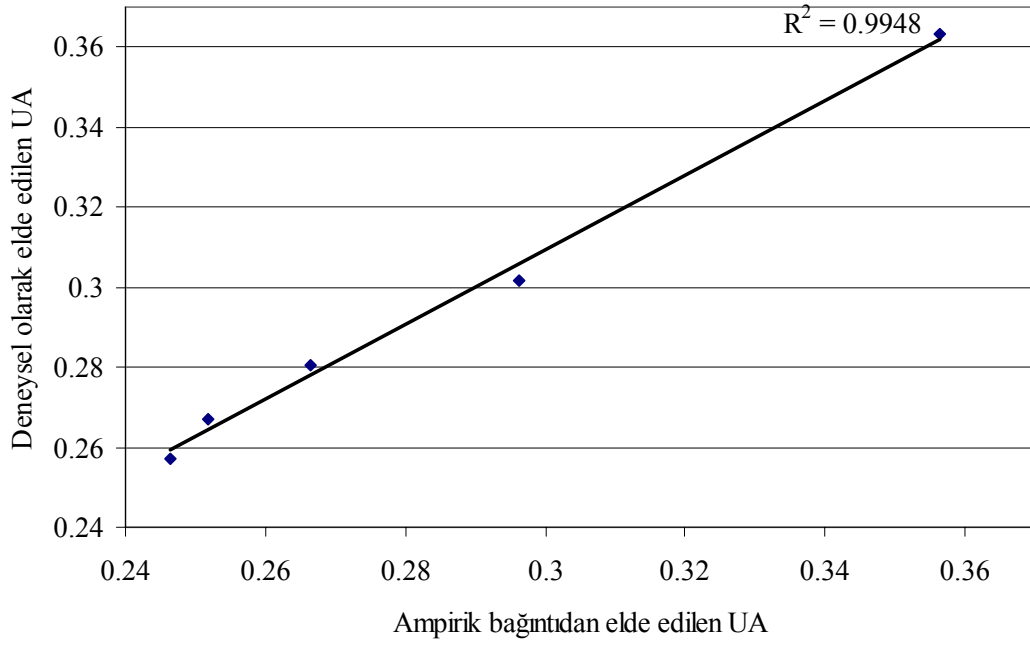
Şekil 5.5. Sabit 3.7 bar evaporatör basıncında deneysel olarak elde edilen toplam ısı transfer katsayısının ampirik olarak elde edilen bağıntıyla karşılaştırılması



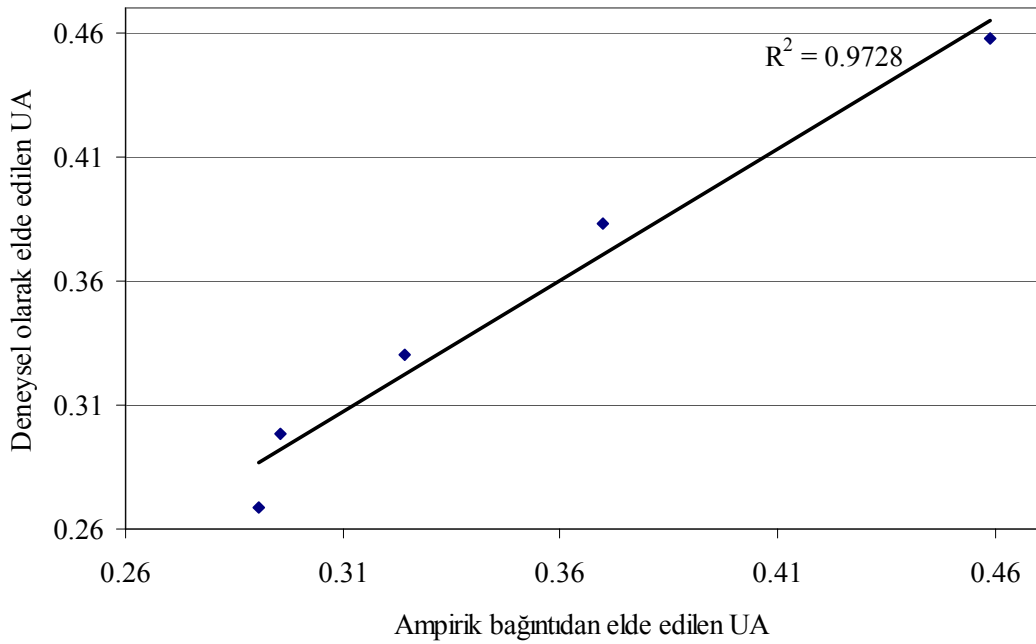
Şekil 5.6. Sabit 4.2 bar evaporatör basıncında deneysel olarak elde edilen toplam ısı transfer katsayısının ampirik olarak elde edilen bağıntıyla karşılaştırılması



Şekil 5.7. Sabit 4.7 bar evaporatör basıncında deneysel olarak elde edilen toplam ısı transfer katsayısının ampirik olarak elde edilen bağıntıyla karşılaştırılması



Şekil 5.8. Sabit 5.2 bar evaporatör basıncında deneysel olarak elde edilen toplam ısı transfer katsayısının ampirik olarak elde edilen bağıntıyla karşılaştırılması

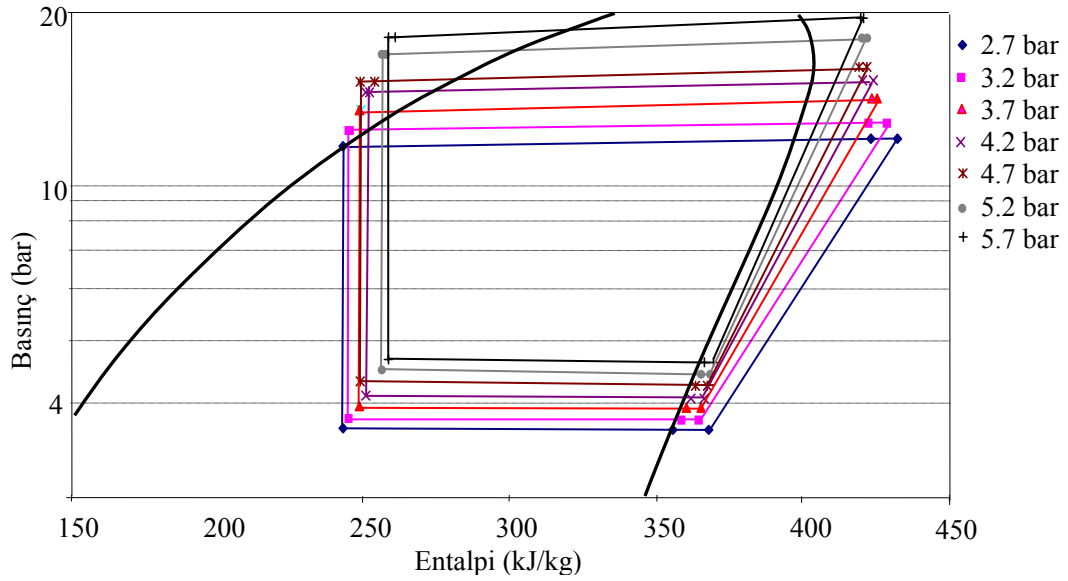


Şekil 5.9. Sabit 5.7 bar evaporatör basıncında deneysel olarak elde edilen toplam ısı transfer katsayısının ampirik olarak elde edilen bağıntıyla karşılaştırılması

Gövde – borulu ısı değiştiricinin kaynama esnasındaki toplam ısı transfer katsayısı için elde edilen bağıntıdaki uyum değerleri 3.7 ve 4.2 bar evaporatör basıncı

aralığında oldukça yüksek ve iyi bir sonuç vermektedir. 2.7 bar evaporatör basıncında ise oldukça düşük olmasına rağmen diğer aralıklarda kalan değerler kabul edilebilir sınırlar içerisinde.

Farklı evaporatör basınçları için soğutma sisteminin P-h diyagramı Şekil 5.10'da gösterilmiştir. Şekilde evaporatör basınçları için soğutma çevrimi farklı renklerde gösterilmiştir.



Şekil 5.10. Farklı evaporatör basınçları için soğutma sisteminin P-h diyagramı

Endüstri uygulamaları dikkate alındığında farklı sıcaklıklarda iki akışkan arasında ısı alış verişi çok karşılaşılan bir süreçtir. Enerjinin her geçen gün öneminin artmasıyla mevcut enerjilerin en yüksek verimde kullanımı konusu gündeme gelmektedir. Bu amaçla ısı değiştiricileri dikkate alınarak mevcut sistemin yapısı değiştirilmeden çalışma parametreleri dikkate alınarak enerjinin aktarılmasındaki önemli parametrelerden olan toplam ısı transfer katsayısının analizi detaylı bir şekilde yapılmıştır. Aynı zamanda kurulan deney düzeneğinde kullanımı durdurulan eski nesil soğutucu akışkanların yerini alacak R404A alternatif soğutucu akışkanının kullanılmasıyla ileride yapılacak çalışmalara ışık tutması beklenmektedir.

## 6. KAYNAKLAR

- Akpınar, E.,K., Hepbasli, A., 2007. A comparative study on exergetic assessment of two ground-source (geothermal) heat pump systems for residential applications. *Building and Environment*, 42, 2004-2013.
- Altınışik, K., 2003. Uygulamalarla ısı transferi. Nobel Yayın Dağıtım, 788s. Ankara.
- Al-Otaibi, A.D., Dincer, I., Kalyon, M., 2004. Thermoeconomic Optimization of Vapor-Compression Refrigeration Systems. *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, 31 (1), 95-107.
- Apra, C., De Rossi, F., Greco, A., 2000. Experimental evaluation of R22 and R407C evaporative heat transfer coefficients in a vapour compression plant. *International Journal of Refrigeration*, 23, 366 – 377.
- Arıkol, M., 1985. Ekserji Analizine Giriş. Tübitak Projesi. Proje No: 0630048401. Gebze.
- Atmaca, M., 2006. Klasik tip eş eksenli (merkezli) iç içe borulu ısı değiştiricisinde ısı transferi ve basınç kaybının deneysel olarak incelenmesi. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 4, 1 – 14.
- Bansal, P. K., Purkayastha, B., 1998. An NTU- model for alternative refrigerants. *International Journal of Refrigeration*, 21, 381-397.
- Beşer, E., 1998. Soğutucu maddelerle ilgili Dünyada ve Türkiye’de gelişmeler. *Mühendis ve Makine*, 39 (458), 15 – 26.
- Bejan, A., 2001. Thermodynamic optimization of geometry in engineering flow systems. *Exergy, An International Journal*, 1 (4), 269-277.
- Bejan, A., 2002. Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture. *International Journal of Energy Research*, 26, 545-565.
- Bejan, A., 1997. *Advanced Engineering Thermodynamics*. John Wiley and Sons, 896p. New York.
- Boissieux, X., Heikal, M.R., Johns, R.A., 2000. Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part I: evaporation. *International Journal of Refrigeration*, 23, 269 – 283.
- Cabello, R., Torrella, E., Navarro-Esbri, J., 2005. Experimental evaluation of a vapour compression plant performance using R134a, R407C and R22 as working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 24, 1905 – 1917.
- Chen, J.C., 1966. A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow. *Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev.*, 5, 322 – 329.
- Chen, C.H., 2001. Experimental of flow boiling and evaporation heat transfer of R-410A and bubble characteristics in horizontal annular duct. MS. thesis, National Chaio Tung university, Hsinchu, Taiwan.

- Chen, Q., Prasad, R.,C., 1999. Simulation of a vapour-compression refrigeration cycles using HFC134a and CFC12. *Int. Comm. HeatMass Transfer*, 26 (4), 513-521.
- Coiller, J.G., Thome, J.R., 1994. *Convective boiling and Condensation*. Oxford Universtiy Press, Oxford.
- Çomaklı, K., Karşlı, K., Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., 2007. Termal Sistemlerde Ekserji Verimi. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 2, 25-34.
- Çengel, A.Y., Boles, A.M, 1994. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill, 987s. New York.
- Çengel, A.Y., Wood, B., Dincer, I., 2002. Is bigger thermodynamically better?. *Exergy, An International Journal*, 2, 62 – 68.
- Dağsöz, A. K., 1990. Soğutma Tekniği Isı Pompaları Isı Boruları, II. Baskı, Teknik Kitaplar, 87s. İstanbul.
- Dinçer, İ., Rosen, M.A., 2005. Thermodynamic aspects of renewables and sustainable development. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 9 (2), 169 – 189.
- Dingeç, H., 1996. *Thermoeconomic Optimization of Simple Refrigerators*. M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Master Thesis, 89s, Ankara.
- Dossat, R.J., 1997. *Principles of Refrigeration*. Prentice – Hall Inc., 512p. New Jersey.
- Engin, T., 1995. Sıvıdan sıvıya gövde borulu bir ısı değiştirgecinin bilgisayar yardımı ile optimizasyonu. Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Fen bilimleri enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 56s. Zonguldak.
- Fraas, P. A., 1989. *Heat Exchanger Design*, John Wiley and sons. Inc., 547p. Canada.
- Geldi, C., 2002. Soğutma sistemlerinde termodinamik çevrimlerin enerji ekonomisi bakımından incelenmesi. Marmara Üniversitesi, Fen bilimleri enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 66s, İstanbul
- Genceli, F. O., 2005. *Isı değiştiricileri*. Birsen Yayınevi, 424s. İstanbul
- Greco, A., Vanoli, G. P., 2005a. Flow boiling heat transfer with HFC mixtures in a smooth horizontal tube. Part I: Experimental investigations. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29 (2), 189 – 198.
- Greco, A., Vanoli, G. P., 2005b. Flow boiling heat transfer with HFC mixtures in a smooth horizontal tube. Part II: Assessment of predictive methods. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29 (2), 199 – 208.
- Greco, A., Vanoli, G. P., 2005c. Flow-boiling of R22, R134a, R507, R404A and R410A inside a smooth horizontal tube. *International Journal of Refrigeration*, 28 (6), 872 – 880.
- Gungor, K.E., Winterton, R.H.S., 1986. A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 29, 351–358.

- Gungor, K.E., Winterton, R.H.S., 1987. Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data. *The Canadian Journal of Chemical Engineering, Chemical Engineering Research & Design*, 65, 148 – 56.
- Halimic, E., Ross, D., Agnew, B., Anderson, A., Potts, I., 2003. A comparison of the operating performance of alternative refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 23, 1441 – 1451.
- Hepbasli, A., 2007a. Thermoeconomic analysis of household refrigerators. *International Journal Of Energy Research*, 31, 947 – 959.
- Hepbasli, A., 2007b. A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, basımda.
- Hepbasli, A., Dincer, I., Rosen, M.,A., 2006. Exergy analysis of heat pump systems for residential applications. *CD-Proceedings of 7th International HVAC+R Technology Symposium, Istanbul, Turkey, 8–10 May*.
- Hepbasli, A., Akdemir, O., 2004. Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 45, 737 – 753.
- Hosseini, R., Hosseini-Ghaffar, A., Soltani, M., 2007. Experimental determination of shell side heat transfer coefficient and pressure drop for an oil cooler shell-and- tube heat exchanger with three different tube bundles. *Applied Thermal Engineering*, 27, 1001 – 1008.
- Hsieh, Y.Y., Lie, Y.M., Lin, T.F., 2007. Saturated flow boiling heat transfer of refrigerant R-410A in a horizontal annular finned duct. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 1442–1454.
- Incropera, P.F., DeWitt, D.P., 1990. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, 919p. New York.
- Incropera, P.F., DeWitt, D.P., 2004. *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*. Literatür Yayıncılık, 960s. İstanbul.
- Kandlikar, S.G., 1990. A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes. *ASME J. Heat Transfer* 112, 219–228.
- Kanoglu, M., Dincer, I., Rosen, M.,A., 2007. Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants. *Energy Policy*, 35, 3967 – 3978.
- Kara, O., Ulgen, K., Hepbasli, A., 2007. Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. In press
- Karlsson, T., Vamling, L., 2004. Reasons for drop in shell-and-tube condenser performance when replacing R22 with zeotropic mixtures. Part 2: investigation of mass transfer resistance effects. *International Journal of Refrigeration*, 27, 561 – 566.

- Kaytaç, G., 1997. Yatay boru içinde akmakta olan soğutucu akışkanın buharlaşması esnasında ısı taşınım katsayısının değişiminin çeşitli parametrelere göre incelenmesi. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 80s, İstanbul.
- Kilic, M., Kaynaklı, Ö., 2007. Second law-based thermodynamic analysis of water-lithium bromide absorption refrigeration system. *Energy*, 32, 1505 – 1512.
- Kılıçaslan, E., 2002. Soğutma Sistemlerinin Performans Analizi. Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora tezi, 132s, İstanbul.
- Kızıllan, Ö., 2004. Kompresörlü Soğutma Sistemlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma Etkisinin Termoekonomik Yönden İncelenmesi. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 117s, Isparta.
- Klimenko, V.V., 1988. A generalized correlation for two phase forced flow heat transfer. *International Journal of Heat Mass Transfer*. 31 (3), 541 – 552.
- Kotas, T.J., 1985. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Butter-Worths, 299p. London.
- Koçoğlu, A., 1993. Thermo-economic Optimization of a Single State Heat Pump. M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Master Thesis, 117s, Ankara.
- Kopac, M., Zemher, B., 2006. Effect of saturation-temperature on the performance of a vapour-compression refrigeration-cycle working on different refrigerants using exergy method, Short communication. *International Journal Of Energy Research*, 30, 729 – 740.
- Kotas, T.J., 1985. *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Butter – Worths, 299p. London.
- Krupiczka, R., Rotkegel, A., Ziobrowski, Z., 2004. The influence of mass transport on the heat-transfer coefficients during the film boiling of multicomponent mixtures, *Chemical Engineering and Processing*, 43, 949 – 954.
- Kurem, E., 1997. Hava Soğutucu Kanatlı Borulu Evaporatörün Teorik ve Deneysel Olarak İncelenmesi. Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 121s, Bursa.
- Lallemand, M., Branescu, C., Haberschill, P., 2001. Local heat transfer coefficients during boiling of R22 and R407C in horizontal smooth and microfin tubes. *International Journal of Refrigeration*, 24 (1), 57 – 72.
- Lee, J., Mudawar, I., 2005. Two-phase flow in high-heat-flux micro-channel heat sink for refrigeration cooling applications: Part II—heat transfer characteristics. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 941 – 955.
- Lee, D.Y., Ahn, Y., Kim, Y., Kim, Y., Changa, Y.S., Man, L., 2002. Experimental investigation on the drop-in performance of R407C as a substitute for R22 in a screw chiller with shell-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 25, 575 – 585.

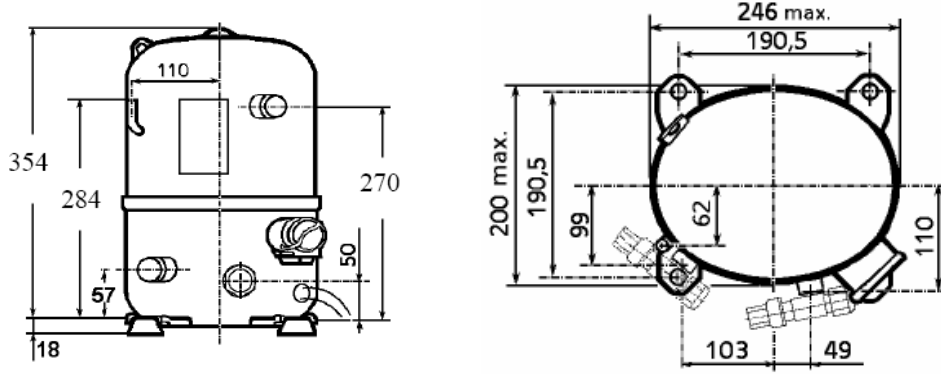
- Llopis, R., Cabello, R., Navarro-Esbri, J., Torrella, E., 2007. A dynamic mathematical model of a shell-and-tube evaporator. Validation with pure and blend refrigerants. *International Journal Of Energy Research*, 31, 232 – 244.
- Li, H., Kottke, V., 1998. Visualization and determination of local heat transfer coefficients in shell-and-tube heat exchangers for staggered tube arrangement by mass transfer measurements. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 17, 210 – 216.
- Li, H., Kottke, V., 1999. Analysis of local shellside heat and mass transfer in the shell and tube heat exchanger with disc and doughnut baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 3509 – 3521.
- Liu, Z., Winterton, R.H.S., 1991. A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation, *Int. J. Heat Mass Transfer* 34, 2759 – 2766.
- Nikolaidis, C., Probert, D., 1998. Exergy-method analysis of a two-stage vapour-compression refrigeration-plants performance. *Applied Energy*, 60, 241-256.
- Onat, A., İmal, M., İnan, A. T., 2004. Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar. *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi* 7(1).
- Ortatepe, K., 1997. Mevcut Soğutma Gruplarının Yeni Soğutucu Akışkanlara Adaptasyonu. Marmara üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek lisans tezi, 180s, İstanbul
- Özkol, N., 1999. Uygulamalı Soğutma Tekniği. Makine Mühendisleri Odası Yayın No:115, 709s. Ankara.
- Park, K.J., Seo, T., Jung, D., 2007a. Performance of alternative refrigerants for residential air-conditioning applications. *Applied Energy*, 84, 985 – 991.
- Park, K.J., Jung, D., 2007b. Thermodynamic performance of R502 alternative refrigerant mixtures for low temperature and transport applications. *Energy Conversion and Management*, 48, 3084 – 3089.
- Polat, F., 2001. Bazı parametrelerin ve alternatif soğutucu akışkanların soğutma sisteminin performansına ve sistem elemanlarının kapasitelerine etkilerinin analizi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek lisans tezi, 127s, Ankara.
- Rivera, W., Best, R., 1999. Boiling heat transfer coefficients inside a vertical smooth tube for water/ammonia and ammonia/lithium nitrate mixtures. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 905 – 921.
- Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., 1973. *Handbook of Heat Transfer*. McGraw-Hill Book Company, 1502p. New York.
- Rosen, M.A., 2002. Assessing energy technologies and environmental impacts with the principles of thermodynamics. *Applied Energy*, 72, 1, 427 – 441.
- Sami, S.M., Desjardins, D.E., 2000. Performance analysis of new alternatives to HCFC-22 inside air/refrigerant-enhanced surface tubing. *Int. J. Energy Res.*, 24, 9, 759 – 768.

- Sarma, P.K., Srinivas, V., Sharma, K.V., Subrahmanyam, T., Kakac, S., 2008. A correlation to predict heat transfer coefficient in nucleate boiling on cylindrical heating elements. *International Journal of Thermal Sciences*, 47, 347 – 354.
- Senyücel, N., 1995. Isı değiştiricilerinin ekserji ekonomiksel değerlendirilmesi. Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 115s. Edirne.
- Shah, M.M., 1982. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study. *ASHRAE*, volume 88, 185 – 196.
- Sajjan, D., Karlsson, T., Vamling, L., 2004. Reasons for drop in shell-and-tube condenser performance when replacing R22 with zeotropic mixtures. Part 1. Analysis of experimental findings. *International Journal of Refrigeration*, 27, 552 – 560.
- Smih, M.K., Wattlelet, J. P., ve Newell, T.A., 1992. A Study of evaporation heat transfer coefficient correlations at low heat and mass fluxes for pure refrigerants and refrigerant mixtures. Air Conditioning and Refrigeration Centre, University of Illinois at Urbana, Champaign, USA, ACRC TR – 32.
- Torrella, E., Navarro-Esbri, J., Cabello, R., 2006. Boiling heat transfer coefficient variation for R407C inside horizontal tubes of a refrigerating vapour-compression plant's shell-and-tube evaporator. *Applied Energy*, 83 (3), 239 – 252.
- Wall, G., 1977. Exergy-A Useful Concept Within resource Accounting. Institute of Theoretical Physics, Report no. 77 – 42, 59p, Göteborg.
- Wattlelet, J.P., Chato, J.C., Souza, A.L., Christoffersen, B.R., 1994. Evaporation characteristics of R-12, R-134a and MP-9 at low flux. *ASHRAE*, Volume 100, 942 – 952.
- Wen, D.S., Yan, Y., Kenning, D.B.R., 2004. Saturated flow boiling of water in a narrow channel: time-averaged heat transfer coefficients and correlations. *Applied Thermal Engineering*, 24, 1207 – 1223.
- Wen, M.Y., Ho, C.Y., Jang, J.K., 2007. Boiling heat transfer of refrigerant R-600a/R-290-oil mixtures in the serpentine small-diameter U-tubes. *Applied Thermal Engineering*, 27, 14 – 15, 2353 – 2362.
- Xie, G. N., Wang, Q. W., Zeng, M., Luo, L.Q., 2007. Heat transfer analysis for shell-and-tube heat exchangers with experimental data by artificial neural networks approach. *Applied Thermal Engineering*, 27, 1096 – 1104.
- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. VİPAŐ A.Ő., 608s, Bursa.
- Yüncü, H., Kakaç, S., 1999. Temel ısı transferi. Bilim Yayıncılık, 454s, Ankara.

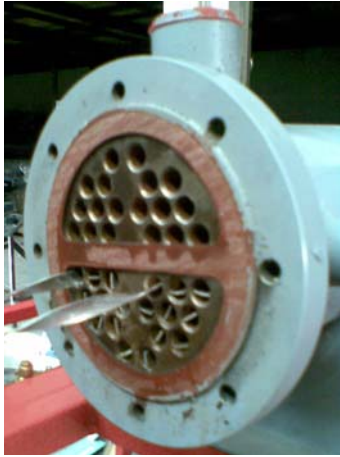
# **EKLER**

## EK-1 SOĞUTMA SİSTEMİNDE KULLANILAN ELAMANLAR

Evaporasyon sıcaklığı (°C)	-35	-30	-25	-23,3	-20	-15	-10
Soğutma gücü (W)	1380	2016	2055	3135	3796	4931	6222



EK 1.1. Kullanılan kompresörün özellikleri



EK 1.2. Gövde – borulu ısı değıştiricinin iç görünümü



EK 1.3. Kullanılan evaporatörün görünümü



Marka	Danfoss
Model	TES2 068Z3407
Ağırlık	0.328 Kg
Orifis no	03
Kılcal boru uzunluğu	1500 mm
Giriş bağlantı tipi	Rekorlu
Çıkış bağlantı tipi	Rekorlu
Dış denge bağlantı tipi	Rekorlu
Giriş bağlantı çapı	3/8 in
Çıkış bağlantı çapı	1/2 in
Dış denge bağlantı çapı	1/4 in
Maksimum çalışma basıncı	34.0 bar
Soğutucu akışkanlar	R404A, R507
Statik aşırı kızdırma	4.0
Sıcaklık aralığı	-40 / -5 °C

EK 1.4. Genleşme valfinin resmi ve teknik özellikleri



Marka	Henry Tech. Ltd.
Model	S-5185-CE
Kapasite	2.3 Litre
Ağırlık	3.9 kg
Sıcaklık aralığı	0 / +130 °C
Maksimum çalışma basıncı	31 Bar
Soğutucu akışkan	R22, R134A, R404A, R507

EK 1.5. Yağ ayırıcısının resmi ve teknik özellikleri



Marka	Frigomec
Model	RV-140X338
Kapasite	4,6 lt
Soğutucu akışkan	R22, R502, R134A, R404A, R407C, R507
Çalışma Basıncı	32 Bar
Test Basıncı	45,76 Bar
Giriş çapı	3/8 inch
Çıkış çapı	1/4 inch

EK 1.6. Soğutucu akışkan için kullanılan sıvı deposunun resmi ve teknik özellikleri



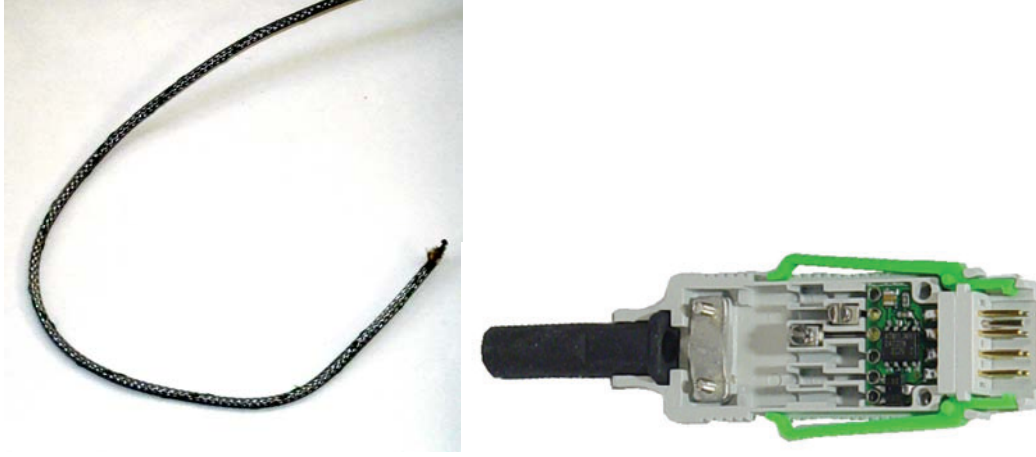
Marka	Fujimiya
Model	FY-084
Çalışma sıcaklığı	-40°C, +70°C
Çalışma basıncı	30 bar
Soğutucu akışkan	R22, R134A, R404A, R507C, R407C,

EK 1.7. Filtre-Kurutucunun resmi ve teknik özellikleri



EK 1.8. Alçak ve yüksek basınç otomatığının görünümü

## EK-2 DENEY SİSTEMİNDE KULLANILAN ÖLÇÜM CİHAZLARI



EK 2.1. Kullanılan termokupulun ve bağlantı konektörünün görünümü



Marka	Ahlborn
Model	FD A602-L7A
Mutlak basınç	0 bar
Maksimum basınç	30 bar
Aşırı yükleme	Son değerin 1.3 katı
Çıkış sinyali	0.2 ... 2.2V
Doğruluk sınıfı	Son değerin $\pm$ % 0.5'i
Güç kaynağı	6 to 15VDC, <4 mA
Çalışma sıcaklığı	-20 – +80°C
Bağlantı ucu	Paslanmaz çelik 1.4435
Ağırlık	75g

EK 2.2. Basınç sensorunun resmi ve teknik özellikleri



Marka	Ahlborn
Ölçüm aralığı	4 – 160 l/dak
Sürekli akış yükü	mak. 80 l/dak
Çalışma sıcaklığı	85 °C
Ölçme hassasiyeti	Ölçülen verinin $\pm$ 3
Malzemesi	Pirinç CuZn36Pb2As

EK 2.3. Su için kullanılan debimetrenin resmi ve teknik özellikleri



Marka	Krohne
Tip	H250 RR M10
Akışkanlar	R404A
Maksimum sıcaklık	80 °C
Maksimum basınç	40 bar
Maksimum yoğunluk	Max. 200 Kg/m <sup>3</sup>
Maksimum viskozite	20 mPa.s
Ölçüm Faktörü	10: 1
Hassasiyet	1.6
Koruma Sınıfı	IP 65
Çıkış	4-20 mA + Puls + HART
Ölçüm aralığı	5 gr/s.... 50 gr/s
Bağlantı	DN 15 , PN 40 flanşlı
Malzeme	Ölçüm Tüpü, Flanjlar, Yüzücü ve İç Kısımlar Paslanmaz Çelik 1.4571 ( 316 Ti )

EK 2.4. Soğutucu akışkan için kullanılan debimetrenin resmi ve teknik özellikleri



EK 2.5. Veri toplama ünitesinin resmi

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ahmet KABUL

Doğum Yeri ve Yılı : Isparta 1975

Medeni Hali : Evli

Yabancı Dili : İngilizce



### Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Isparta Anadolu Ticaret Lisesi 1991-1993

Lise : Isparta ŞAİK Lisesi 1993-1994

Lisans : Süleyman Demirel Üniversitesi Tek. Eğt. Fak. 1997-2001

Yüksek Lisans: Süleyman Demirel Üniversitesi Tek. Eğt. Fak. 2002-2004

### Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl

Süleyman Demirel Üniversitesi Tek. Eğt. Fak. 2002-.....

### Yayınları (SCI ve diğer makaleler)

1. Kabul, A., Kizilkan, Ö., Yakut, A.K., 2008. Performance and exergetic analysis of vapor compression refrigeration system with an internal heat exchanger using a hydrocarbon, isobutane (R600a). International Journal of Energy Research, in press.
2. Usal, M.R., Usal, M., Kabul, A., 2005. A Mathematical Model for Fiber Reinforced Hyperelastic Material and results with Finite Element Method. Journal of Applied Sciences, 5, 9, 1617–1631,

3. Usal, M., Usal, M.R., Kabul A., Korkmaz, E., 2004. Fiziksel Etkileşimler ve Fenomenolojik Bir Model. S. D. U. Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 8(3), 23–33.
4. Usal, M., Usal, M.R., Kabul A., 2004. Fiber Takviyeli Hiperelastik Malzemeler İçin Matematiksel Bir Model. S. D. U. Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 8(3), 34–40.
5. Usal, M.R., Usal, M., Kabul A. "Fiber Takviyeli Hiperelastik Malzemeler İçin Sonlu Elemanlar Modeli Çözümleri" Afyon Kocatepe Üniv, Teknolojik Araştırmalar Elektronik Dergileri, Makine Teknolojileri Dergisi, Cilt 2, Sayı: 4.
6. Yakut, A.K., Dikmen, E., Kabul, A., Şencan, A., Kızıllan, Ö., 2006. Konutlarda Optimum İzalasyon Malzemesi ve Kalınlığının Belirlenmesi. Enerji Teknolojileri ve Mekanik Tesisat Dergisi, Ağustos 2006, Sayı: 128, ISSN 1305–2063, 158–162.