

**ZEOTROPİK GAZ KARIŞIMLARI KULLANAN  
ISI POMPALARININ ENERJİ VE EKSERJİ  
VERİMLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

**Fadime ŞİMŞEK**

**Doktora Tezi  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Danışman: Prof. Dr. Ömer ÇOMAKLI  
2009  
Her hakkı saklıdır**

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOKTORA TEZİ

ZEOTROPİK GAZ KARIŞIMLARI KULLANAN ISI POMPALARININ  
ENERJİ VE EKSERJİ VERİMLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Fadime ŞİMŞEK

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

ERZURUM  
2009

Her hakkı saklıdır

Prof. Dr. Ömer ÇOMAKLI' nın danışmanlığında, Fadime ŞİMŞEK tarafından hazırlanan bu çalışma 19 / 02 / 2009 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Doktora Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Prof. Dr. Ömer ÇOMAKLI

İmza: 

Üye: Prof. Dr. Kamil KAYGUSUZ

İmza: 

Üye: Prof. Dr. Kadir BİLEN

İmza: 

Üye: Doç. Dr. Mehmet ÇOPUR

İmza: 

Üye: Doç. Dr. Mehmet YILMAZ

İmza: 

Üye: Yrd. Doç. Dr. Kemal ÇOMAKLI

İmza: 

Üye: Yrd. Doç. Dr. Ömer ÖZYURT

İmza: 

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ömer AKBULUT

Enstitü Müdürü

## ÖZET

Doktora Tezi

### ZEOTROPİK GAZ KARIŞIMLARI KULLANAN ISI POMPALARININ ENERJİ VE EKSERJİ VERİMLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Fadime ŞİMŞEK

Atatürk Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ömer ÇOMAKLI  
Ortak Danışman: Yrd. Doç. Dr. Kemal ÇOMAKLI

Soğutma, ısıtma, iklimlendirme sistemleri günlük hayatımızın vazgeçilmez elemanlarıdır. Bu sistemlerin en önemli ihtiyaçlarından biri soğutucu akışkanlardır. Ancak bu gazların atmosferde sera etkisine neden olması ve ozon tabakasına zarar vermesinin tespit edilmiş olmasından dolayı bazı gazlar (R11, R12 vb.) yasaklanmış, bazı gazlar (R22 vb.) ise kısıtlanma yoluna gidilmiştir. Kullanımı sınırlandırılmış R22'ye alternatif olabilecek soğutucu akışkanların ısı pompası performansının araştırılması literatürde önemli bir yer tutmaktadır.

Bu çalışmanın amacı, kullanımı sınırlandırılmış R22 yerine alternatif olan soğutkanların (R134a, R407C, R404A) ve bunların R22 ile karışımlarının kullanımının araştırılması ve ısı pompası sistemlerindeki performanslarının modellenmesidir. Isı pompasının performansı üzerine etki eden parametreler, Taguchi deney tasarım yöntemi kullanılarak belirlenmiştir.

Sonuç olarak, R22'ye göre dizayn edilmiş bir ısı pompası sisteminde aynı çalışma şartlarında en yüksek COP değeri R134a'da, en düşük COP değeri ise R404A'da elde edilmiştir. R407C'nin COP değerinin ise R22'ye çok yakın fakat bir miktar daha düşük olduğu görülmüştür. Buna göre R22'ye göre kurulmuş bir ısı pompası sisteminde söz konusu gazların ve bu gazların R22 ile karışımlarının kullanılabilceği tespit edilmiştir.

**2009, 151 sayfa**

**Anahtar Kelimeler:** Isı pompası, soğutucu akışkan karışımları, R22, R134a, R407C, R404A

## **ABSTRACT**

Ph. D. Thesis

### **INVESTIGATION OF ENERGY AND EXERGY EFFICIENCY OF HEAT PUMPS WITH ZEOTROPIC REFRIGERANT MIXTURES**

Fadime ŞİMŞEK

Atatürk University  
Institute of Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ömer ÇOMAKLI  
Co. Supervisor: Asst. Prof. Dr. Kemal ÇOMAKLI

Cooling, heating and air conditioning systems are the inevitable parts of our daily life. Refrigerants are the most important components of these systems. However, some of these refrigerants (R11, R12 etc.) are prohibited, and the using of some of them (R22 etc.) is limited due to the harmful effects of greenhouse and ozone layer. The investigation of the refrigerants instead of R22 limited usage has important area in the literature.

The objective of this study is to investigate the usage of alternative refrigerants (R134a, R407C, R404A) and their mixtures with R22 instead of limited usage R22 and to simulate their performance in heat pump systems. The parameters affecting on the performance of heat pump systems are determined by using Taguchi experimental design method.

As results, it was found that R134a has the highest COP values and R404A the lowest COP values at similar operating conditions at the heat pump system designed for R22. The COP values for R407C are found to be nearly equal to the COP values for R22 but a little less. The results show that these refrigerants and refrigerant mixtures with R22 can be used at the heat pump systems designed for R22.

**2009, 151 pages**

**Keywords:** Heat pump, refrigerants mixtures, R22, R134a, R407C, R404A

## TEŞEKKÜR

Tez çalışmalarımnda emeği geçen, her türlü desteği ve fedakarlığı gösteren Sayın Hocam Prof. Dr. Ömer ÇOMAKLI'ya en içten Őukranlarımı sunarım.

Çalışmalarım esnasında teşvik, öneri ve katkılarından dolayı Sayın Yrd. Doç. Dr. Kemal ÇOMAKLI'ya teşekkürü bir borç bilirim.

Tez İzleme komitemde bulunan ve hiçbir yardımını esirgemeyen Sayın Doç. Dr. Mehmet YILMAZ'a, katkılarından dolayı Sayın Yrd. Doç. Dr. Kadir BAKIRCI'ya

Bu alışmamı 105M030 nolu projesiyle destekleyen TÜBİTAK'a ve 2005/16 nolu BAP projesiyle destekleyen Atatürk Üniversitesi Araştırma Fonu'na ve emeği geçen tüm kıymetli mesai arkadaşlarıma,

Çalışmalarım sırasında göstermiş olduğu sabırdan dolayı biricik oğluma, destek ve teşviklerinden dolayı eşime, emeklerinden dolayı anneme ve çalışmalarım esnasında kaybettiğim babama Őukranlarımı sunarım.

Fadime ŞİMŞEK

Ocak 2009

## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xiv
<b>1. GİRİŞ</b> .....	1
<b>2. KURAMSAL TEMELLER</b> .....	19
2.1. Isı Pompaları.....	19
2.2. Buhar Sıkıştırırmalı Isı Pompaları.....	20
2.2.1. Kompresörler.....	21
2.2.2. Kondenserler.....	22
2.2.3. Genleşme vanası.....	23
2.2.4. Evaporatörler.....	23
2.3. Isı Pompalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlar.....	24
2.3.1. Alternatif soğutucu akışkanlar.....	30
2.3.2. Soğutucu akışkanların çevresel etkileri.....	32
2.4. Isı Pompalarının Termodinamiği.....	40
2.5. İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma/Isı Pompası Çevrimi.....	43
2.6. Soğutucu Akışkan Karışımlarının Kullanılmasıyla Oluşan Performans İyileşmesi Carnot ve Lorenz çevrimi.....	44
2.7. Zeotropik Soğutkan Karışımlarının Termodinamik Çevrimlerinin Analizi	48
2.8. Taguchi Yöntemi.....	49
<b>3. MATERYAL ve YÖNTEM</b> .....	53
3.1. Deney Sistemi.....	54
3.2. Deney Sisteminde Kullanılan Elemanlar.....	55
3.2.1. Kompresör.....	55
3.2.2. Kondenser.....	57
3.2.3. Evaporatör.....	60

3.2.4. Genleşme vanası.....	62
3.3. Deneysel Yöntem.....	62
3.3.1. Parametrelerin belirlenmesi ve deney planının seçilmesi.....	64
3.3.2. Deneyleerin yapılışı.....	66
3.3.3. Deneysel verilerin değlerlendirilmesinde kullanılan bağıntılar.....	67
3.4. Sistemin Teorik Analizi ve Matematik Modeli.....	69
3.4.1. Kompresör.....	71
3.4.2. Kondenser.....	72
3.4.3. Evaporatör.....	74
3.4.4. Genleşme vanası.....	75
3.5. Soğutucu Akışkanın Termodinamik Özellikleri.....	76
3.5.1. Denklem modelleri.....	76
3.5.1.a İki fazlı bölge için denklem modelleri.....	78
3.5.1.b. Kızgın buhar bölgesi denklem modeli.....	83
3.6. Sistem Denklemleri ve Nümerik Yöntem.....	86
3.6.1. Sistem denklemleri.....	86
3.7. Hata Analizi.....	88
3.7.1. Belirsizlik hata analizi.....	89
3.7.2. Deneylede kullanılan ölçüm elemanları.....	90
<b>4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA.....</b>	<b>94</b>
4.1. Isı Pompasının Optimum Çalışma Şartlarının Belirlenmesi.....	94
4.2. Saf Soğutkanların ve Karışımlarının Isı Pompasının Performansına Etkisi.....	108
4.3. Matematik Modelleme ile Yapılan Çözümler.....	115
4.4. Soğutkanların Isı Pompasının Ekserji Verimi Üzerine Etkisi.....	120
4.5. Isı Pompasının Diğer Çalışma Şekillerindeki Performans Etkileri.....	124
4.6. Hata Analiz Sonuçları.....	136
<b>5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....</b>	<b>139</b>
5.1. Sonuçlar.....	139
5.2. Öneriler.....	144
KAYNAKLAR.....	146
ÖZGEÇMİŞ.....	152



## SİMGELER DİZİNİ

A	Isı transfer alanı (m <sup>2</sup> )
COP	Performans katsayısı
COP <sub>L</sub>	Lorenz çevriminin performans katsayısı
c <sub>pb</sub>	Doymuş buhar sabit basınç özgül ısısı
C <sub>ph</sub>	Havanın özgül ısısı (kJ/kgK)
C <sub>ps</sub>	Suyun özgül ısısı (kJ/kgK)
FL	Sıvı kesri
$\dot{Q}_H$	T <sub>H</sub> sıcaklığındaki ortama verilen ısı transfer miktarı [kW]
h	Entalpi [kJ/kg]
h <sub>b</sub>	Doymuş buhar entalpisi
h <sub>s</sub>	Doymuş sıvı entalpisi
h <sub>sb</sub>	Buharlaştırma entalpisi
K	Toplam ısı geçiş katsayısı [W/m <sup>2</sup> K]
$\dot{Q}_L$	T <sub>L</sub> sıcaklığındaki ortama verilen ısı transfer miktarı [kW]
N	Toplam deney sayısı
n <sub>t</sub>	Doğrulama deneyindeki tekrar sayısı
P	Basınç [Bar]
R	Gaz sabiti [kJ/kgK]
s	Entropi [kJ/kgK]
T	Sıcaklık [°C]
T <sub>e</sub>	Soğutkanın buharlaştırma sıcaklığı [°C]
T <sub>ehç</sub>	Evaporatör hava çıkış sıcaklığı
T <sub>ehg</sub>	Evaporatör hava giriş sıcaklığı
T <sub>khç</sub>	Kondenser hava çıkış sıcaklığı
T <sub>khg</sub>	Kondenser hava giriş sıcaklığı
V <sub>s</sub>	Kompresörün sabit süpürme hacmi (m <sup>3</sup> )
$\dot{W}$	Güç [kW]
X	Karışım oranı [%]
x	Kuruluk derecesi [%]

$y$	Mol kesri [%]
$Y_i$	$i$ deneyinin ilgilenilen performans değeri $i=1,2,\dots,N$
$Z_B$	Performans istatistiği
$E$	Etkinlik katsayısı
$\mu$	Deneyleerin ortalama etkisi
$\dot{Q}$	Isı transfer miktarı [kW]
$\chi$	$i$ deneyinde kullanılan parametrelerin sabit etkisi.
$\dot{m}$	Kütlesel debi [kg/s]
$\eta$	Verim
$\rho$	Yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]

## İndisler

ak	Aşırı kızdırma
as	Aşırı soğutma
b	Buhar
c	Carnot
d	Doyma
e	Evaporatör
ev	Evaporatör
ek	Ekserjetik
f	Sıvı
g	Gaz
h	Hava
H	Yüksek sıcaklık bölgesi
hç	Hava çıkışı
hg	Hava girişi
Ip	Isı pompası
i	Bileşen
K	Kompresör
k	Kondenser

kon	Kondenser
L	Düşük sıcaklık bölgesi
Lo	Lorenz
r	Soğutucu akışkan
s	Sıvı
sb	Sıvı-buhar
sç	Su çıkışı
sg	Su girişi
so	Soğutma makinası
t	Isıl

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Bir ısı pompası sisteminin ana elemanları.....	20
Şekil 2.2. Alternatif akışkanların genel sınıflandırılması.....	29
Şekil 2.3. CFC'lerin ozon tabakası üzerine etkileri.....	33
Şekil 2.4. Isı pompası ve ısı makinasının termodinamik modeli.....	40
Şekil 2.5. Ters Carnot Çevrimi P-V ve T-S diyagramları.....	41
Şekil 2.6. İdeal buhar sıkıştırırmalı ısı pompası/soğutma çevrimi T-s diyagramı	43
Şekil 2.7. Carnot ve Lorenz çevriminin mukayesesi.....	45
Şekil 2.8. Azeotrop bir karışımın sıcaklık-konsantrasyon diyagramı.....	46
Şekil 2.9. İkili soğutkan karışımı için buharlaşma esnasındaki sıcaklık değişimini gösteren iki fazlı bölge.....	47
Şekil 2.10. Soğutucu akışkan karışımlara ait ideal soğutma çevriminin T-s ve T-x diyagramları.....	48
Şekil.3.1. Isı pompası deney sisteminin şematik görünüşü.....	54
Şekil.3.2. Isı pompası deney sisteminin görünüşü.....	55
Şekil.3.3. Spiral çark seti.....	56
Şekil.3.4. Sıkıştırma işlemi.....	56
Şekil.3.5. Su soğutmalı kondenser.....	58
Şekil.3.6. Hava soğutmalı kondenser.....	59
Şekil.3.7. Boru-dış zarf tipi evaporatör.....	60
Şekil.3.8. Hava soğutucu evaporatör.....	61
Şekil.3.9. Genleşme vanası.....	62
Şekil.3.10. Termostatik genleşme vanaları.....	62
Şekil 3.11. Sistemin basınç-ölgül entalpi (P-h) diyagramı.....	71
Şekil 3.12. Kumanda paneli.....	91
Şekil 3.13. Çok kanallı sıcaklık ölçer.....	91
Şekil 3.14. Basınçölçerler.....	92
Şekil 3.15. Dijital multimetre.....	92
Şekil 3.16. Hava hız ölçer.....	92
Şekil 3.17. Soğutucu akışkan debi ölçeri.....	93

Şekil 3.18. Su debi ölçeri.....	93
Şekil 4.1. Parametrelerin COP üzerine etkisi (R22-134a Karışımı için).....	98
Şekil 4.2. Parametrelerin ekserji verimi üzerine etkisi (R22-134a Karışımı için).	99
Şekil 4.3. Parametrelerin COP üzerine etkisi (R22-407C Karışımı için).....	100
Şekil 4.4. Parametrelerin ekserji verimi üzerine etkisi (R22-407C Karışımı için)	101
Şekil 4.5. Parametrelerin COP üzerine etkisi (R22-404A Karışımı için).....	102
Şekil 4.6. Parametrelerin ekserji verimi üzerine etkisi (R22-404A Karışımı için)	103
Şekil 4.7. Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör giriş sıcaklığına göre değişimi.....	108
Şekil 4.8. Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının kondenser giriş sıcaklığına göre değişimi.....	110
Şekil 4.9. Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör hava debisine göre değişimi.....	110
Şekil 4.10. Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının kondenser hava debisine göre değişimi.....	111
Şekil 4.11. R22/R134a soğutucu akışkan çifti için COP'un karışım oranına bağlı olarak değişimi.....	112
Şekil 4.12. R22/R134a soğutucu akışkan çifti için COP'un karışım oranına bağlı olarak değişimi.....	112
Şekil 4.13. R22/R407C soğutucu akışkan çifti için COP'un karışım oranına bağlı olarak değişimi.....	113
Şekil 4.14. R22/R407C soğutucu akışkan çifti için COP'un karışım oranına bağlı olarak değişimi.....	114
Şekil 4.15. R22/R404A soğutucu akışkan çifti için COP'un karışım oranına bağlı olarak değişimi.....	115
Şekil 4.16. R22 soğutucu akışkanı için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin teorik ve deneysel değerlerinin değişimi.....	116
Şekil 4.17. R134a soğutucu akışkanı için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin teorik ve deneysel değerlerinin değişimi.....	116
Şekil 4.18. R22/134a karışımı için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin teorik ve deneysel değerlerinin değişimi.....	117

Şekil 4.19. R22/134a karışımı için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin teorik ve deneysel değerlerinin değişimi.....	117
Şekil 4.20. R22/134a karışımı için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin teorik ve deneysel değerlerinin değişimi.....	118
Şekil 4.21. R407C soğutucu akışkanı için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin teorik ve deneysel değerlerinin değişimi.....	118
Şekil 4.22. R404A soğutucu akışkanı için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin teorik ve deneysel değerlerinin değişimi.....	119
Şekil 4.23. Kullanılan soğutucu akışkanlar için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin deneysel değerlerinin değişimi.....	119
Şekil 4.24. Kullanılan soğutucu akışkanlar için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin teorik değerlerinin değişimi.....	120
Şekil 4.25. Kullanılan soğutucu akışkanlar için evaporatör hava debisine bağlı olarak ekserji veriminin değişimi.....	121
Şekil 4.26. Kullanılan soğutucu akışkanlar için kondenser hava debisine bağlı olarak ekserji veriminin değişimi.....	121
Şekil 4.27. Kullanılan soğutucu akışkanlar için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak ekserji veriminin değişimi.....	122
Şekil 4.28. Kullanılan soğutucu akışkanlar için kondenser hava giriş sıcaklığına bağlı olarak ekserji veriminin değişimi.....	122
Şekil 4.29. R22/134a soğutucu akışkan çifti için ekserji veriminin karışım oranına bağlı olarak değişimi.....	123
Şekil 4.30. R22/R407C soğutucu akışkan çifti için ekserji veriminin karışım oranına bağlı olarak değişimi.....	123
Şekil 4.31. R22/R404A soğutucu akışkan çifti için ekserji veriminin karışım oranına bağlı olarak değişimi.....	124
Şekil 4.32. Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör havası debisine göre değişimi.....	125
Şekil 4.33. Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının kondenser su debisine göre değişimi.....	126
Şekil 4.34. Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör hava sıcaklığına göre değişimi.....	126

Şekil 4.35. Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının kondenser su giriş sıcaklığına göre değişimi.....	127
Şekil 4.36. Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji verimin evaporator havası debisine göre değişimi.....	127
Şekil 4.37. Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji veriminin kondenser su debisine göre değişimi.....	128
Şekil 4.38. Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji veriminin evaporator havası sıcaklığına göre değişimi.....	128
Şekil 4.39. Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji veriminin kondenser su giriş sıcaklığına göre değişimi.....	129
Şekil 4.40. Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör su debisine göre değişimi.....	130
Şekil 4.41. Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının kondenser hava debisine göre değişimi.....	130
Şekil 4.42. Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör su giriş sıcaklığına göre değişimi.....	131
Şekil 4.43. Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji verimin evaporatör su debisine göre değişimi.....	131
Şekil 4.44. Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji verimin kondenser hava debisine göre değişimi.....	132
Şekil 4.45. Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji verimin evaporator su sıcaklığına göre değişimi.....	132
Şekil 4.46. Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör su debisine göre değişimi.....	133
Şekil 4.47. Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının kondenser su debisine göre değişimi.....	134
Şekil 4.48. Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör su giriş sıcaklığına göre değişimi.....	134
Şekil 4.49. Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının kondenser su giriş sıcaklığına göre değişimi.....	135
Şekil 4.50. Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji verimin evaporator su giriş sıcaklığına göre değişimi.....	135

Şekil 4.51. Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji verimin kondenser su giriş sıcaklığına göre değişimi.....	136
Şekil 5.1. Hava-hava kaynaklı ısı pompasında kullanılan saf ve karışım halindeki soğutucu akışkanların, COP değerlerinin R22 akışkanına göre karşılaştırılması.....	141



## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. CFC soğutucu akışkanlar için alternatifler (Geçiş dönemi/mevcut soğutucu akışkanlar).....	30
Çizelge 2.2. CFC ve HCFC soğutucu akışkanlar için alternatifler (Klorsuz HFC soğutucu akışkanlar).....	31
Çizelge 2.3. CFC ve HCFC soğutucu akışkanlar için alternatifler (Halonsuz soğutucu akışkanlar).....	31
Çizelge 2.4. Soğutucu olarak kullanılan maddelerin fiziksel ve termodinamik özellikleri.....	36
Çizelge 2.5. Uluslararası sigorta şirketlerince kabul edilen soğutkanlara ait tehlike seviyeleri.....	39
Çizelge.3.1. Deney düzeneğinde kullanılan su soğutmalı kondenserin özellikleri	58
Çizelge.3.2. Deney düzeneğinde kullanılan havalı kondenserin özellikleri.....	59
Çizelge.3.3. Deney düzeneğinde kullanılan sulu evaporatör özellikleri.....	60
Çizelge.3.4. Deney düzeneğinde kullanılan havalı evaporatör özellikleri.....	61
Çizelge 3.5. Kullanılan soğutkanların termodinamik özellikleri.....	63
Çizelge 3.6. R22 ve R134a için seçilen parametreler ve incelenecek seviyeleri...	64
Çizelge 3.7. R22 ve R404A için seçilen parametreler ve incelenecek seviyeleri...	65
Çizelge 3.8. R22 ve R407C için seçilen parametreler ve incelenecek seviyeleri...	65
Çizelge 3.9. Seçilmiş $L_{25} (5^5)$ deney planı.....	67
Çizelge 3.10. Doyma basıncı denkleminin katsayıları.....	78
Çizelge 3.11. Doymuş sıvı entalpisi denkleminin katsayıları.....	79
Çizelge 3.12. Doymuş buhar entalpisi denkleminin katsayıları.....	80
Çizelge 3.13. Buharlaştırma entalpisi denkleminin katsayıları.....	82
Çizelge 3.14. Doymuş buhar - sabit basınç özgül ısı denkleminin katsayıları.....	83
Çizelge 3.15. Sıcaklık – basınç - özgül entalpi denkleminin katsayıları.....	84
Çizelge 3.16. Sıcaklık – basınç - özgül hacim denkleminin katsayıları.....	85
Çizelge 4.1. Hesaplanan karakteristik büyüklükler (R22-134a).....	95
Çizelge 4.2. Hesaplanan karakteristik büyüklükler (R22-407C).....	96
Çizelge 4.3. Hesaplanan karakteristik büyüklükler (R22-404A).....	97

Çizelge 4.4. R22/134a karışımı için performans katsayısına (COP) göre ısı pompasının optimum çalışma şartları.....	105
Çizelge 4.5. R22/407C karışımı için performans katsayısına (COP) göre ısı pompasının optimum çalışma şartları.....	106
Çizelge 4.6. R22/404A karışımı için performans katsayısına (COP) göre ısı pompasının optimum çalışma şartları.....	107
Çizelge 4.7. Ölçüm cihazlarının hata değerleri.....	137
Çizelge 4.8. Hata analiz sonuçları.....	138
Çizelge 5.1. Hava-hava kaynaklı ısı pompasında kullanılan saf ve karışım halindeki soğutucu akışkanların, COP değerlerinin R22 akışkanına göre karşılaştırılması.....	140

## 1. GİRİŞ

Günümüzde enerji fiyatlarının artması özellikle fosil kökenli kaynakların sınırlı olması nedeniyle, yeni enerji kaynaklarının araştırılması ve bugün kullanılan sistemlerde enerji tasarrufuna yönelik çalışmalar önem kazanmaktadır (Pala vd 1987).

Gerek sanayide ve gerekse günlük yaşamda ısıtma ve soğutmanın önemi ve bu amaç ile sarfedilen enerjinin, toplam enerji tüketimi içindeki payının yüksekliği; araştırmaların enerji kullanımında verimliliğin artırılmasında ve güneş enerjisinden atık ısıya kadar geniş bir yelpaze içerisinde çeşitli kaynakların değerlendirilmesinde yoğunlaştırılmasına neden olmuştur (Güngör vd 2001).

19. yüzyılın ortalarına doğru soğutma sanayi ortaya çıkmıştır. İlk pratik makine Jacob Perkins tarafından 1834'de üretilmiştir. Soğutucu madde olarak eter kullanılan makinada, buhar sıkıştırılmalı çevrim esas alınmıştır (Thevenot 1979).

Soğutma sanayinde karbondioksit ( $\text{CO}_2$ ) ilk olarak 1866'da, amonyak ( $\text{NH}_3$ ) ise 1873'de kullanılmıştır. Bu dönemde soğutma sanayi fazla gelişmediği için gıdaların muhafazası çoğunlukla, kış boyunca biriktirilen buz bloklarının kullanılması ya da endüstriyel olarak üretilmesi yoluyla sağlanabilmiştir (Anonim 2002).

Soğutma sanayinde ilk zamanlar karbondioksit, hava, su, amonyak gibi doğal maddeler soğutucu olarak kullanılmıştır. Zamanla yapay olarak elde edilen kloroflorokarbon ve hidrokloroflorokarbonlar bu maddelerin bir kısmının yerini almış ve yoğun şekilde kullanılmıştır (Beşer 1997).

Thomas Midgely, 1926'da ilk CFC R12'yi keşfetmiştir. Bununla CFC'lerin yanmaz, zehirsiz (sülfürdioksitle karşılaştırıldığında) ve daha verimli oldukları görülmüştür. Yapay soğutucuların ticari olarak üretimine 1931'de başlanmıştır (Anonim 2002).

Özellikle İkinci Dünya Savaşı'ndan sonra CFC'ler ve HCFC'ler soğutma piyasasına hakim olmuştur. Amonyak sadece büyük soğutma tesislerinde kullanılmaya devam etmiştir. Ozon tahribatıyla ilgili ilk bulgular ortaya çıktığında en yaygın olarak kullanılan soğutucular R11, R12, R22 ve R502 idi. 1980'li yıllardan itibaren ozon tahribatı yapmayan alternatif soğutucuların kullanılmasına yönelik araştırmalar başlamıştır (Beşer 1997).

1974 yılında M. J. Molina ve F. S. Rowland CFC'nin yüksek frekanslı mor ötesi ışık altında ozonu katalitik olarak ayrıştırma yeteneğine sahip olduğunu ve 60 yıl içerisinde ozon tabakasını %7 oranında aşındıracağını, bildiren bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışma sonucunda 1978 yılında Amerika'da aerosol sprelerde CFC kullanımı yasaklanmıştır. Ozon tabakasının aşınması sorununun temelinde, CFC'nin doğası gereği sahip olduğu ve onu bir soğutucu akışkan olarak avantajlı kılan 'kararlılık' özelliği yatar. CFC'ler parçalanmaları son derece zor olduğundan, stratosfere geçene kadar uzun yıllar boyunca atmosferde kalırlar. Burada yoğun mor ötesi solar radyasyonun varlığı ile moleküller, sonunda parçalanır ve bu parçalanma sonucunda klor iyonu açığa çıkar. Ozon moleküllerini oksijen moleküllerine dönüştürebilen bu serbest klor iyonlarıdır (Keogh 2005).

Literatürde mevcut ve yeni sistemlerde kullanılmak üzere, yeni soğutucu akışkanların araştırılması konusunda pek çok çalışma yapılmıştır. Özellikle son yıllarda bilimsel gelişmelerin paralelinde bu konuyla ilgili olarak yapılan çalışmaları ve geçmişe yönelik önemli çalışmaları içeren literatür çalışmamızın konumuzu aydınlatıcı birçok örneği aşağıda verilmeye çalışılmıştır.

Yerel hava iklimlendirme amacıyla kullanılan bir ısı pompasında HCFC 22 yerine R1270, R290, R152a, R134a, R125, R32'nin 14 farklı karışımı denenmiştir. 3,5 kW kapasiteli, evaporatör ve kondenserde ısı transfer akışkanı olarak su kullanılan ısı pompası sisteminde; R32, R125 ve R134a içeren üçlü karışımların R22'den %4-5 daha yüksek COP ve kapasiteye sahip olduğu görülmüştür. Diğer yandan R125, R134a ve R152a içeren üçlü karışımların COP'larının ve kapasitelerinin R22'den daha düşük

olduğu ve R22'ye yakın bir alternatif olamayacağı saptanmıştır. R290/R134a azeotropik karışımının COP ve kapasitesi R22'ninkinden %3-4'lük bir artış göstermiştir. R32/R134a ikili karışımlarının COP'unun, %7 daha fazla; kapasitelerinin ise, R22 ile aynı olduğu görülmüştür. R32/R134a ikili karışımlarının, bu çalışmada test edilen soğutucular içinde en iyi alternatif oldukları görülmüştür. Kompresör çıkışında tüm karışımların sıcaklıklarının R22'den daha düşük olması, bu karışımların R22'den daha uzun ömürlü ve sistem güvenilirliklerinin daha iyi olduğunu göstermiştir (Jung vd 2000).

Isı transfer akışkanı olarak su/etil glikol karışımının kullanıldığı, su-su esaslı bir ısı pompasında, R22'ye alternatif olarak dört soğutucu akışkanın (R134a, R32/R134a (%30/%70), R407C ve R410A) performansı test edilmiştir. Evaporatör ve kondenserde sırasıyla zıt ve çapraz akışın söz konusu olduğu, aynı kapasitede yürütülen testlerde R410A'nın en yüksek COP'a sahip olduğu görülmüştür. Çalışmada, R407C ve R32/R134a(%30, %70) zeotropik karışımlarının R22'ye en yakın performans karakteristiklerine sahip oldukları görülmüştür. Yine ikili karışım olan R410A, aynı kompresörle test edildiğinde, R22'den %44 daha yüksek kapasiteye sahip olduğu görülmüştür. R22'nin kapasitesiyle karşılaştırılan R410A'nın kompresör hızı düşürüldüğünde, R410A'nın COP'u R22'den %22 daha fazla olur. Fakat COP'taki iyileşmenin, daha düşük basınç kayıplarından ve daha düşük hızda çalışan kompresörün sürtünme kayıplarının azalmasından kaynaklandığına dikkat etmek gerekir (Kim 2002).

Yapılan deneysel bir çalışmada; hem ısı pompası, hem su soğutucu olarak kullanılan, buhar sıkıştırımlı çevrim esasına göre çalışan ve R22 yerine R417A(R125/R134A/R600; 46,6/50/3,4% kütleli) soğutucu akışkanının kullanıldığı bir sistemde, performansta meydana gelen değişim araştırılmıştır. Ticari adı Iscean 59 olan, R417A nonazeotropik karışımı, ozon tabakasına zararsızdır, sistemde yeni düzenlemeler ya da önemli değişiklikler gerektirmediği gibi, yağ tipinde de değişiklik gerektirmez. Dolayısıyla geleneksel R22 yağları kullanılan, mevcut ve yeni direkt genişmeli sistemlere adapte edilebilmesi açısından tercih edilmiştir. Deneysel COP, ekserjik verim, elemanların ekserji kaybı ve buhar sıkıştırımlı sistemin performansını etkileyen diğer önemli parametreler dikkate alındığı zaman, R22'nin R417A'ya göre en

iyi performansı gösterdiği kanıtlanmıştır. Ayrıca R22'nin kullanıldığı sistemlerdeki COP değerinin, R417A'nın kullanıldığı ısı pompası referans alındığında %15, su soğutma sistemi esas alındığında ise %18 daha yüksek olduğu deneysel olarak kanıtlanmıştır (Aprea vd 2004).

Buhar sıkıştırılmalı hava-su esaslı bir ısı pompasında, R22 yerine soğutucu akışkan olarak R134a kullanılması amaçlanmıştır. R22, R134a ve ikisinin birkaç karışımının kullanıldığı çalışmada, sistem performansı; evaporatör hava giriş sıcaklığı, COP ve karışım oranıyla karakterize edilmiştir. COP esas alınarak, saf soğutucu akışkanlar ile soğutucu akışkan karışımları arasında karşılaştırmalar yapılmıştır. Deney sonuçları, karışım oranının COP'u önemli oranda etkilediğini ve COP'un saf R22 yerine R134a/R22 (%50, %50) karışım oranında ya da saf R134a kullanıldığında artabileceğini göstermiştir. Yani, maximum COP; R134a, R22 (%50, %50) karışım oranında elde edilmiştir. Maximum ekserjik verim, R134a/R22 (%25, %75) karışımıyla sağlanmıştır. R134a'nın karışım oranı kütleli olarak %50 olduğunda, COP değeri ortalama %25 artmıştır (Karagöz vd 2004).

Soğutucu akışkan olarak HFC227, CFC114 ve HFC134a'nın kullanıldığı bir sistemde farklı kondenser ve evaporatör sıcaklıklarında çalışılmıştır. Farklı akışkanlarla çalışıldığında, ısı pompasının COP'u ve ısıtma kapasitesi karşılaştırılmıştır. Sonuçta, HFC227'nin 30<sup>0</sup>C'den daha yüksek evaporatör sıcaklığında çalışabilecek iyi bir soğutucu akışkan olduğu görülmüştür. HFC 227 kullanılan sistemde, 75<sup>0</sup>C yoğuşma sıcaklığında ısıtma COP değerinin; 3,5 ile 4,5 arasında olduğu görülmüştür (Rakhesh vd 2003).

Yüksek sıcaklıkta su-su prensibine göre çalışan bir ısı pompasında soğutucu akışkan olarak R22/R141b kullanılmıştır. Çalışmada en yüksek soğutma suyu sıcaklığının 80<sup>0</sup>C olmasına rağmen, maximum sistem basıncının 2,5 MPa'ın altında olduğu görülmüştür. Kondensere giriş ve çıkış sıcaklığının sırasıyla 70-80<sup>0</sup>C, evaporatör su giriş sıcaklığının 40<sup>0</sup>C olduğu deney şartlarında, R22 akışkanının molar bileşimi %75 olduğunda, maximum COP 2,57 olarak bulunmuştur. Bu tür ısı pompaları, ısı kaynağı olarak

jeotermal ısı ve faydasız ısının değerlendirilmesi açısından büyük bir uygulama potansiyeline sahiptir (Li vd 2002).

Diğer bir çalışmada ise çok kademeli bir ısı pompasında simülasyon çalışması yapılmıştır. Sistem elemanlarının termodinamik performansı ve dizayn seçenekleri çeşitli soğutucu akışkanlar için test edilmiştir. Simulasyonda; HCFC22 için, uzun dönem alternatifleri olarak HCFC32/HFC134a ve HFC125/HFC134a çalışılırken, HCFC 12 için, kısa ve uzun dönem alternatifi olarak HCFC22/HCFC142b ve HFC134a çalışılmıştır. Uygun karışımlarla çalışan üç kademeli bir ısı pompasının enerji verimliliğinin, saf soğutucu akışkanla çalışan geleneksel tek kademeli ısı pompasından %27,3 daha fazla olduğu görülmüştür. %40HCFC22/%60HCFC142b karışımı, CFC12 için kısa dönemli alternatif olarak uygun görülmüştür. %25HFC32/%75HFC134a karışımı R22 için uzun dönem alternatif akışkanı olarak önerilmiştir. Üç kademeli ısı pompasında bu karışımla elde edilen COP, karışımın hemen hemen tüm bileşim oranlarında saf HCFC22'ninkinden büyük çıkmıştır. Basit bir sistemde %25HFC32/%75HFC134a karışımı ile çalışıldığında elde edilen COP, R22 ile çalışıldığında elde edilenden %15,7 kadar artış göstermiştir (Jung vd 1999).

Çeşitli saf soğutucu akışkanlar ve karışımlarının incelendiği çalışmada, eşit volumetrik soğutma kapasitesine sahip soğutucu akışkanları bulmak için oluşturulan algoritma kullanılarak R12 için R290/R600a (%56, %44), R22 için R32/R125/R134a (%32,5, %5, %62,5) ve R502 için R32/R125/R134a (%43, %5, %52) karışımlarının uygun alternatifler olduğu görülmüştür (Arcaklıoğlu vd 2006).

Güneş destekli bir ısı pompası sisteminde R22, R12, R134a, R410A, R407C soğutucu akışkanları incelenmiştir. İnceleme sonucunda, R12'nin COP'unun, onu takip eden R22 ve R134a'dan sonra en yüksek COP olduğu; R12, R134a ile yer değiştirdiği zaman sistem performansındaki azalmanın, 0-20<sup>0</sup>C kollektör sıcaklığında %2-4 olduğu; karışım soğutucu akışkanlardan R410A'nın, R134a kadar iyi olmasa da, hem R404A, hem R407C'den daha etkili olduğu görülmüştür. R410A soğutucu akışkanının,

R134a'dan elde edilenden, %15-20 daha az COP'a sahip olduğu görülmüştür (Gorozabel vd 2005).

Su kaynaklı bir ısı pompasında R124/R142b/R600a (HTR01 olarak isimlendirilen near-azeotropik karışım) kullanılmıştır. Söz konusu soğutucu akışkanın malzemeye uyumlu, yağla karışabilir ve mevcut R22 kompresörüyle çalışabilir olduğu görülmüştür. 2,92 ve 300 kW kapasiteli iki ısı pompasıyla yapılan testler sonucunda, kondenser su çıkış sıcaklığı ve evaporatör giriş sıcaklığı arasındaki farkın 30<sup>0</sup>C'den az olduğunda, COP'un daima 3'ten büyük olduğu görülmüştür. Kondenserde su çıkış sıcaklığı en fazla 90<sup>0</sup>C'ye ulaşmıştır. Jeotermal ısı kaynaklarıyla yapılan testler bu tip sistemlerin bu tür bölgelerde uzun dönemli ve etkili bir çalışma sağlayabileceğini göstermiştir (Liu vd 2005).

R22, R290/R152a karışımının kullanıldığı bir çalışmada R290/R152a karışımı R22'ye alternatif olarak uygun görülmüştür. R407C ve R410A'nın teorik çevrim hesaplarıyla karşılaştırıldığında, R290/R152a(%65,%35 kütleli) karışımının COP'unun uygun, basınç katsayısının uygun, iyi yağlama özellikli, çevreye daha az zararlı ve mükemmel bir yakın azeotropik soğutucu akışkan olduğu görülmüştür (Wang vd 2005).

R22, R407C, R134a kullanılan bir ısı pompası sisteminde, R22 ile çalışan soğutma ünitesi, diğer soğutucu akışkanlarla çalıştırıldığında, sıkıştırma oranının R22 ile çalışıldığında daha yavaş arttığı görülmüştür. Yüksek sıkıştırma oranlarında R22 kullanıldığında elde edilen COP değerlerinin, R407C kullanıldığında elde edilen COP değerlerinden daha düşük olduğu görülmüştür (Cabello vd 2004).

Bileşim oranını incelemek için ayrıştırıcı monte edilmiş sistemde yapılan çalışmada, R32/R134a karışımı denenmiştir. R32'nin bileşimdeki miktarı arttığında, ısıtma ve soğutma kapasiteleri ve ayrıca sıcaklık kaybı etkisine bağlı olarak, soğutucu akışkanın COP değeri artmıştır (Minsung vd 2004).



Yapılan çalışmada RE218, RE125, RE143a, RE170, R134a, R143a, R152a, R161 ve R32 kimyasallarının üçlü karışımları denenmiştir. R22'nin alternatifleri olarak yüksek potansiyele sahip oldukları düşünülen eşit mollar R125/R32/R134a, R218/R134a/R161, RE125/R32/R152a karışımları için sıvı yoğunluğu ve kritik parametreler incelenmiştir (Kul vd 2004).

Yapılan teorik bir çalışmada R12 yerine alternatif olarak gösterilen; R134a, R401A, R401B, R409A soğutucu akışkanları içinden R134a ve R401A'nın, R502 yerine alternatifleri olarak gösterilen R402A, R402B, R408A, R404A, R507 akışkanları içerisinde R404A'nın; R22 yerine alternatif olarak gösterilen R407C, R410A, R404A, R507 akışkanları içerisinde R407C ve R410A'nın; R11 yerine R123 akışkanının, R13 yerine R508B akışkanının kullanılmasının uygun olacağı belirtilmiştir (Onat vd 2004).

Ortam sıcaklığında soğutma amacıyla HFC (R404A ve R410A), HC (R290) soğutucu akışkanlarının incelendiği çalışmada, R410A'nın ortam sıcaklığındaki uygulamalarda R22'nin yerini alabilecek, çevreyle uyumlu bir alternatif olduğu görülmüştür (Spatz vd 2004).

Hava kaynaklı bir ısı pompasında; R22, R134a, R404A ve R407C soğutucu akışkanları denenmiştir. R134a kullanılan ısı pompasının COP'u, R22'ninkinden %4,5 kadar artma, kapasitesi %37,8 kadar azalma göstermiştir. Isı pompasında R407C kullanıldığında kapasite R22'ye göre %7,86 oranında artmış, fakat COP %5,92 azalmıştır. R404A soğutucu akışkanı kullanılan ısı pompası, R22 ile karşılaştırıldığında COP ve kapasitede azalma meydana gelmiştir (Wu vd 2004).

Hava-su esaslı ısı pompasında R22, R407C, HFC-161/HFC-125/HFC-32 karışımı denenmiştir. Bu üçlü karışımın COP'unun R22'ye asıl alternatif olarak düşünülen R407C'ninkinden daha yüksek olacağı ve sistem elemanlarında değişiklik gerekmediği görülmüştür. Daha düşük su giriş sıcaklığı veya daha yüksek hava giriş sıcaklığında karışımın COP'u, R22'ninkinden daha yüksek veya ona yakındır (Xuan vd 2004).

R290/R600a/R123 (%50/%10/%40 kütleli) karışımının incelendiği bir sistemde; karışımın farklı kondenser ve evaporatördeki akış debisi ve su sıcaklıklarında, R22'ye iyi bir alternatif olduğu görülmüştür (Zhao 2004a).

Jeotermal enerji kaynaklı (GPHS) bir ısı pompasında, R290/R600a/R123 (Non-azeotropik karışım) denenmiştir. R290/R600a/R123 karışımı 40-45<sup>0</sup>C'deki jeotermal su ile 70-80<sup>0</sup>C arasındaki ısıtılan şebeke suyu (alçak ve yüksek sıcaklıklı ısı kaynakları) arasında çalıştırılmaktadır. Deneysel sonuçlar, GPHS sisteminin COP'unun, 3,5'un üzerinde olduğunu göstermiştir (Zhao 2004b).

Güneş destekli bir ısı pompası sisteminde R22, R717, R744 denenmiştir. R717'nin, tüm performans ve çalışma parametreleri açısından, R22'ye alternatif olarak daha uygun olduğu ve ısı pompalarında büyük değişiklikler gerektirdiği görülmüştür. Düşük kritik sıcaklığından ve yüksek çalışma basınçlarından dolayı, R744'ün güneş destekli ısı pompaları için uygun olmadığı görülmüştür. Ayrıca R290 ve R1270, R22'ye alternatif olarak gösterilmiştir (Chaichana vd 2003).

R12, R134a, R401A ve R290 kullanılan bir ısı pompası sisteminde; ODP ve GWP değerleri düşük olan R290'nın soğutma kapasitesinin, söz konusu soğutuculardan daha yüksek olduğu görülmüştür (Halimic vd 2003).

Su-su esaslı ısı pompasında; R407C, R134a kullanılmıştır. Sistem üzerinde üç gidiş metodu belirlenmiştir. Her üç metotta da büyük hacim oranlarında R407c'li sistemin performansının, R134a'dan daha iyi olduğu görülmüştür (Rajapaksha vd 2003).

Düşük sıcaklıkta çalışan hava kaynaklı (ASPWCLT) ısı pompası sisteminde HFC32/HFC125 (nonazeotropik karışımı) ve propan karışımı denenmiştir. R22'ye alternatif olarak gösterilen propan ve HFC32/HFC125'in termodinamik özellikleri analiz edilmiştir. Bu amaçla ASPWCLT sistemindeki elemanların uygun şekilde seçilmesi ve karşılaştırılması, dizayn parametrelerinin uygun şekilde analiz edilmesi için pratik bir metod kullanılmıştır (Wang vd 2003).

Jeotermal kaynaklı ısı pompasında R123/R290 (%50, %50 kütleli), R123/R290/R600a (%40/%50/%10 kütleli) soğutucu akışkanları denenmiştir. Deney sonucunda R123/R290 ve R123/R290/R600a soğutucu akışkanlarının yeni çalışma şartlarının gereklerini karşılayacağı görülmüştür. Söz konusu soğutucu akışkanlar kullanılarak jeotermal ısı pompasının COP değerinin, 80<sup>0</sup>C'nin üzerindeki yoğuşma sıcaklığında (2500 kPa yoğuşma basıncı altında), 3'ün üstünde olduğu görülmüştür. Daha iyi bir performans için, daha büyük ısı transfer alanı, daha büyük aşırı soğutma derecesi ve uygun sıcaklık ayarlaması yapılması gerektiği önerilmiştir. Söz konusu soğutucu akışkanlar, ilk olarak jeotermal ısı pompası sistemlerini amaçlamasına rağmen, düşük sıcaklıklı ısı pompaları için de önerilmiştir (Zhao C. vd 2002).

Su-su esaslı bir ısı pompasında R32/R134a (%30, %70) soğutucu akışkanı denenmiştir. R22'ye alternatif olarak kullanılan R32/R134a (%30, %70) karışımının iyi termodinamik özelliğe ve soğutma performansına sahip olduğu görülmüştür. Karışımın depolanması ve taşınması sırasında sızıntı söz konusu olursa, karışım buhar halindeyken yapısındaki yanıcı elemanların konsantrasyonundaki değişikliğin, karışımın sıvı halinden daha hızlı olduğu görülmüştür. Karışım sıcaklığı sızma esnasında bazı sebeplerden dolayı 60<sup>0</sup>C'nin üzerine çıkarsa, yanma ve patlama ihtimali olabileceği görülmüştür (Zhao Y. vd 2002).

500 W soğutma yüküne sahip soğutma amaçlı bir ısı pompasında R134a, R404A, R407A, R410A, R507 ve R290 kullanılmıştır. Alternatif akışkan seçiminde sistemin etkinlik katsayısı dikkate alındığında; R404A, R407A, R410A ve R507 soğutucu akışkanlarının etkinlik katsayısı düşük, R134a ve R290'nin etkinlik katsayısının yüksek olduğu görülmüştür. R12 yerine R134a kullanılması halinde, buharlaşma basıncında %19 kadar azalma, yoğuşma basıncında %6 kadar artma görülmüştür. R134a'nın seçimi halinde etkinlik katsayısında %3,5 kadar azalma, kompresör gücünde %29 kadar artış görülmüştür. Kompresör gücü ve soğutucu akışkan kütle debisi açısından R134a uygun bir alternatif olarak önerilmiştir. R12 yerine, R507'nin kullanılması halinde etkinlik katsayısında %9 kadar azalma, kompresör gücünde ise %12 kadar artış sağlanmıştır.

Yoğuşturucu basıncında %95 kadar artış, buharlaştırıcı basıncında %119 kadar artış elde edilmiştir. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı basınçları dikkate alındığında R134a'nın uygun bir alternatif olduğu görülmüştür. Kompresör gücü açısından, R507'nin en uygun alternatif olduğu görülmüştür (Ataer vd 2001).

Soğutma amaçlı bir sistemde, HCFC22, R134a, R507/R407 karışımı denenmiştir. Söz konusu soğutucu akışkanların enerji verimliliği, volumetrik ısıtma ve soğutma kapasiteleri ve COP'ları karşılaştırılmıştır (Dheeraj vd 2001).

Isı kaynağı deniz olan, yerel ısıtma amaçlı ve su-hava esaslı bir ısı pompası sisteminde; R134a, R32, R143a, R125'den iki veya daha fazla bileşen içeren yaklaşık 2000 karışım denenmiştir. R134a'nın kullanımı ısı pompasının ısıtma kapasitesini %35 civarında azalttığından, özellikle yaz aylarında R134a'dan daha yüksek ısıtma kapasitesi sunan birçok soğutucu akışkanın varolduğu, fakat COP'larının düşük olduğu görülmüştür. Kışın ise sistemde saf soğutucu akışkan yerine nonazeotropik karışım kullanıldığı zaman kapasitedeki artışın daha az olduğu görülmüştür. Isı pompasını sınırlayan parametrelerin en önemlilerinin, kompresörün maximum hacimsel debisi ve minimum evaporatör basıncı olduğu görülmüştür (Gabrielli vd 2001).

Su-hava esaslı ve yerel ısıtma amaçlı ısı pompası sisteminde R22, R134a soğutucu akışkanları kullanılmıştır. R134a ile elde edilen sonuçlar, R22 ile karşılaştırıldığında performansta biraz iyileşme görülmüştür. R134a ile kapasitede %30-35 kadar azalma meydana gelmiştir (Wellsandt vd 2001).

Bir ısı pompası sisteminde, R290, R1270, R290/600a, R290/600 soğutucu akışkanları kullanılmıştır. Bazı hidrokarbon soğutucuların, R22'den daha iyi performans karakteristiklerine sahip olduğu ve hidrokarbon soğutucu karışımların, faz değiştirirken bileşimlerinde meydana gelen değişime bağlı olarak, ısı transferinin azaldığı görülmüştür (Chang vd 2000).

Çok kademeli bir sistemde R32, R125, R134a, R125a, R290, R1270'den oluşan 14 soğutucu akışkan bileşimi denenmiştir. Sonuçta, R32/R125/R134a karışımının R22'den

%4-5 daha yüksek COP'a sahip olduğu; R125/R134a/R152a karışımının, R22'den daha düşük COP'a ve kapasiteye sahip olduğu; R32a/R134a karışımının R22'ye göre COP'ta %7 artış gösterirken, R290/R134a azeotropik karışımının kapasite ve COP'ta %3-4 artış sağladığı görülmüştür (Jung vd 2000).

Su-hava prensipli bir ısı pompası sisteminde; R11, R12, R22'nin %0, %25, %50, %75 kütle oranında kullanıldığı 6 tane ikili karışım denenmiştir. Sonuçta, R12 veya R22 kullanılan ısı pompalarında R11/R22 ve R12/R22 karışımının kullanılabilceği görülmüştür. Isı pompasının COP ve  $\eta_{ex}$  değerleri için en uygun şartlara karar verilmiştir. COP'u etkileyen en önemli parametrenin karışım oranı olduğu görülmüştür. COP ve  $\eta_{ex}$  değerlerinin evaporatör sıcaklığının artmasıyla ve kondenser soğutma suyu debisinin artmasıyla arttığı görülmüştür. Genel olarak  $\eta_{ex}$ , kondenser soğutma suyu debisinin ve soğutma kulesindeki hava debisinin artmasıyla azalmıştır. Saf R11 ve R12 soğutucularına R22'nin ilave edilmesiyle COP ve  $\eta_{ex}$ 'nin arttığı görülmüştür (Çomaklı vd 1999).

Propan, bütan, izobütan'ın kütle oranlarında karışımının kullanıldığı ısı pompası sisteminde, R12'ye alternatif olarak çalışılan; propan, bütan, izobütan soğutucu akışkanlarının belirli kütle oranlarındaki karışımlarından elde edilen COP değerlerinin, saf R12'nin COP değerleriyle karşılaştırılabilir düzeyde olduğu görülmüştür (Hammad 1999).

Su-su esaslı bir ısı pompasında, R290, R32/R290, R32/R152a, R290/R600a soğutucu akışkanları kullanılmıştır. R32/R290 karışımı; R22, R290/R600a, R290, R32/R152a'nın COP'larından 9-65 aralığında artış göstermiştir. Böylece amaç hidrolik ısıtma ve soğutma olduğunda, en iyi COP bu karışımla elde edilmiştir. R290'nın ise en iyi ısıtma performansını verdiği görülmüştür (Payne vd 1999).

Suyla su-glikol kaynaklı bir ısı pompasında, R407C'nin COP değerinin R22'ye göre %3,3-19 daha düşük olduğu, R22 yerine R407 soğutucu akışkanının kullanılmasının, sera etkisi açısından uygun olduğu görülmüştür (Aprea vd 1998).

Yüksek sıcaklıkta çalışan R22/R142b karışımı kullanılan bir sistemde, %100 - %70 R22 bileşim oranı arasında çalışan bir ısı pompasının kapasite kontrolü, R22 ile çalışan su ısıtmalı bir ısı pompasınıninkiele karşılaştırıldığında enerji dönüşümünde %29,6 artış görülmüştür (Liedenberg vd 1998).

Isı transfer kaynağı olarak su, su-glikol karışımı kullanılan bir ısı pompasında, R290/LPG( %98,95HC290 (propan), %1.007HC170 (etan), %0.0397HC600a (izobütan)) soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır: 1- Hidrokarbon soğutucular; kondenser kapasitesinde, küçük bir kayıp oluşturmalarına rağmen R22'den daha iyi performans gösterirler. 2- LPG'nin test edilen bileşimi; (%98,95HC290 (propan), %1.007HC170 (etan), %0.0397HC600a (izobütan)), ısı pompası ve soğutma uygulamalarında mükemmel bir soğutucu karışım olabilir (Purkayastha vd 1998).

Isı pompası destekli kurutma (HPAD) amaçlı kurulan bir sistemde; R134a, R134a/R32 (zeotropik karışım) soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. Karışım kullanılan HPAD sisteminin sonuçları, açık bir sisteminkinden %69, saf soğutucu akışkan kullanılan HPAD sisteminkinden %8'den fazla enerji kazancı sağlandığını göstermiştir. Karışım kullanılan HPAD sistemi için kurutma süresi, açık devre bir sisteminkinden yaklaşık %13 daha azdır. Saf 134a kullanılan HPAD'den ise, yaklaşık %33 daha azdır (Gopalnarayanan vd 1997).

Soğutma amaçlı bir sistemde ise R22, R407C kullanılmıştır. Sonuçta aynı soğutma yükünü karşılayabilmek için, R407c ile çalışıldığında R22'ye göre daha fazla elektrik gücü gerektiği görülmüştür. Aynı zamanda R407C'nin performansının kondenser ve evaporatör sıcaklıklarındaki artışla iyileştiği görülmüştür (Greco 1997).

R22, R407C kullanılan başka bir sistemde de, R407C'nin performansı, evaporatör sıcaklığı arttıkça R22'ninkine yaklaşmıştır; fakat COP'lardaki ve evaporator kapasitesindeki azalma, evaporatör sıcaklığındaki azalma sonucu ortaya çıkmıştır (Mongey vd 1996).

Soğutucu akışkan olarak E143a(methyl trifluoromethyl) ve C216 (hexofluorocyclopropane) kullanılan bir ısı pompası ve soğutma makinasında, E143a, C216 ve R12'nin karşılaştırıldığı bir çalışma yapılmıştır. Sonuçlar bu akışkanların fiziksel karakteristikleri ve termodinamik performansının R12'ye benzediğini göstermiştir. Yani bu akışkanların R12'ye alternatif olabileceği görülmüştür. Termodinamik performanslarına bağlı olarak, E143a'nın C216'dan daha iyi olduğu görülmüştür (Rachidi vd 1997).

8 kW kapasiteli bir ısı pompası sisteminde R502'ye alternatif olarak; R507, R404A, R408A, R32/R125/R143a/R134a, R502 soğutucu akışkanları denenmiştir. Elde edilen verilerden; R507'nin, R502'inde içinde olduğu soğutkan karışımlarıyla karşılaştırıldığında en düşük ısı transferini verdiği görülmüştür (Sami vd 1997a).

Buhar sıkıştırımlı bir çevrimde R410A, R407C, R23/R32/R125, R32/R125/R143a/R134a soğutucu akışkanları kullanılmıştır. Sonuçta, aynı şartlar altında, HFC R23/R32/R125 üçlü karışımının performansının, R410A ve R407C gibi önerilen diğer alternatiflerle karşılaştırıldığında çok iyi olduğu görülmüştür. Çalışılan soğutucu akışkanlar içinde, HFC R23/R32/R125 üçlü karışımı düşük sıcaklık uygulamaları için R22'ye alternatif olarak en iyi performansı sağlamıştır (Sami vd 1997b).

Evsel sıcak su amaçlı olarak kurulan bir sistemde R22, R22/R142b (nonazeotropik karışım) kullanılmıştır. R22 ve R142b karışımı, saf R22 ile karşılaştırıldığında, performans katsayısında artış, kapasitede artış ve kompresör basınç oranında azalma görülmüştür (Smit vd 1997).

Yapılan bir çalışmada hava-hava esaslı geleneksel bir ısı pompası, güneş enerjisi destekli hava ısıtıcı, güneş enerjisi destekli seri bağlı ısı pompası uygulamalarında soğutucu akışkan olarak R134a, R22, R404A kullanılmıştır. R134a ile COP'ta R404A'ya göre %22 artış sağlanmıştır. R134a'nın, ortam ısıtma gibi düşük sıcaklık

uygulamaları için R22'nin yerine geçebilecek ve R404A'dan daha uygun bir alternatif olduğu görülmüştür (Abou Ziyen vd 1996).

Soğutucu akışkan olarak propan, izobütan ve propilen kullanılan bir çalışmada ise saf ve karışım hidrokarbonlar için ısı transfer katsayısını tahmin etmede kullanılan ve deneysel verilerle uyum gösteren deneysel korelasyonlar geliştirilmiştir. Çalışma sonucunda, R290'nın ısıtma ve soğutma kapasitesinin R22'ninkinden (COP'u daha yüksek olmakla birlikte) biraz daha düşük olduğu görülmüştür. Ayrıca R1270'in COP ve kapasitelerinin R22'ninkinden biraz daha düşük olduğu görülmüştür. Sonuç olarak karışımların COP'larının; saf bileşikler esas alındığında daha yüksek olduğu görülmüştür. Soğutma şartlarında hidrokarbon karışımlarının COP'unun, R22'ninkinden daha yüksek olduğu görülmüştür (Chang vd 1996).

R22, R32/R125/R134a (%30/%10/%60 yakın azeotropik karışımı) soğutucu akışkanlarının test edildiği bir çalışmada R32/R125/R134a (%30/%10/%60) soğutkan karışımıyla elde edilen sistem performansının R22 ile karşılaştırıldığında %4-5 daha düşük olduğu görülmüştür (Gaswami vd 1996).

Test soğutma amaçlı ısı pompasında, R22, R407C (R134a/R125/R32; %52/%25%/23) kullanılmıştır. R407C'nin performansının daha yüksek evaporator sıcaklıklarında R22'ninkine yaklaştığı, fakat evaporatör sıcaklığındaki azalmayla, COP<sub>C</sub> ve evaporator kapasitesinin azaldığı görülmüştür (Mongey vd 1996).

Hava iklimlendirme amaçlı bir ısı pompasında, %60, %80, %100 molar R22 içeren, R22/R114 karışımları denenmiştir. Karışımların COP'unun saf soğutucu akışkanlarinkinden daha yüksek olduğu görülmüştür. R22'nin molar olarak %70-80'e ulaştığı oranın, en uygun karışım oranı olduğu görülmüştür. Karışım kullanmadan önce kondenser ve evaporatör ısı transfer alanlarının ayarlanması gerektiği görülmüştür (Wu vd 1996).



Eskiye uyumlu (donanım değişikliği içermeyen) bir ısı pompası, ısı değiştiricisi zıt akışlı olan bir ısı pompası ve kompleks bir ısı pompasının kullanıldığı bir çalışmada, R22, R407C soğutucu akışkanları denenmiştir. Eskiye uyumlu sistemde R22 yerine R407C kullanılınca, ısıtma ve soğutma kapasiteleri %79'dan, %103'e ulaşmıştır. İkinci sistem, geçmişe uyumlu sistemle karşılaştırıldığında; R407C ile, ısıtma kapasitesi %2'den %16'ya, ısıtma COP'u %10'dan %18'e artmıştır. Üçüncü ve kompleks durumda soğutma yükü ve genleşme elemanları düzenlenerek ısıtma ve soğutmada maximum COP'a ulaşıldığı görülmüştür. En uygun R407C'li sistemin ısıtma ve soğutma esnasında R22'den (-3 % +1) oranında farklı kapasiteye; ve (-8 % -4) oranında farklı COP'a sahip olduğu görülmüştür (Hwang vd 1995).

Düşük ve yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılan ve mekanik buhar sıkıştırmalı bir ısı pompası çevriminde CFC11, CFC12, CFC114, HCFC22 kullanılmıştır. HFC152a daha iyi bir alternatif olmasına rağmen; HFC134a, CFC12'ye alternatif olarak önerilen en popüler soğutucu akışkandır. HFE'ler içinde HFE134 yüksek sıcaklık uygulamaları için CFC114'e alternatif olarak uygun görülmüştür. Merkezkaç kompresörler için, HCFC123, CFC11'e geçici bir alternatif olarak uygun görülmüştür. HFC245ca ve HFC143 ise CFC11 için uzun dönem alternatiftir. HFC143 ve HFE134 yüksek sıcaklık uygulamalarında CFC114 için iyi bir alternatif olarak önerilmiştir (Sukumar 1995).

Hava-hava kaynaklı R22/R142b soğutucu akışkanlarının kullanıldığı bir sistemde, R22 ile karşılaştırıldığında COP'taki artış %33'den daha fazladır, ısı pompasından elde edilen güç kazancı ise %25'tir (Bensafi vd 1994).

İki kademeli bir ısı pompasında R22/R152a, R22/R114, R22/R142b NARM'ları (zeotropik soğutkan karışımları) kullanıldığında; en uygun saf veya karışım halindeki soğutucu akışkan seçiminin, uygulanacağı sistemin tipine bağlı olduğu görülmüştür. Zeotropik karışımların COP'unun ve sistem kapasitesinin, tek aşamalı çevrimden iki aşamalı ve ekonomizerli çevrime geçerken, saf akışkanlara göre daha çok arttığı saptanmıştır (Högberg vd 1994).

R22, R22/R114 (NARM) kullanılan bir ısı pompasında, buharlaşma ve yoğuşmanın başlangıç sıcaklıkları (lorenz çevrimine uygun olarak) sabit tutulduğunda, karışımın COP'unun, saf olan R22'den %60 daha fazla olduğu görülmüştür (saf soğutucu akışkan kullanıldığında evaporatör ve kondenserin boru boyları 2,7 ve 3,9 kat fazla alınır) (Miyara 1993).

Tek kademeli bir ısı pompası sisteminde R22/R114, R22/R142b soğutucu akışkanları denenmiştir. Saf soğutucu akışkanlar kadar iyi olan zeotropik karışımların performansları karşılaştırılmıştır (Högberg 1993).

Hava-hava kaynaklı bir ısı pompası sisteminde, soğutucu akışkan olarak R22, R32/R125(%60, %40) azeotropik karışımı ve R32/R125/R134a (%30, %10, %60) zeotropik karışımı kullanılmıştır. R22 ile karşılaştırıldığında etkinlikte, R32/R125 azeotropu ile %8-9 oranında artma, zeotropik karışım ile ise %1-2 oranında azalma görülmüştür (Spatz vd 1993).

Zıt akışlı ısı değiştiricili ve R22/R114 (R22'nin %0, 50, 75, 100 oranlarında karıştırıldığı) soğutucu akışkan karışımının kullanıldığı bir ısı pompası sisteminde; suyun giriş sıcaklığının, suyun sıcaklık ve debi değişimlerinin ve ısıtma yükünün COP üzerine etkileri incelenmiştir (Takamatsu vd 1991).

Su kaynaklı ve buhar sıkıştırımlı ısı pompası sisteminde R12/R22, R12/R114 NARM'ları kullanılmıştır. R22/R114 karışımıyla COP'ta saf R22'ye göre %34, R12/R114 karışımıyla ise %26'lık iyileşme görülmüştür. Bu sonuçlar ısı değiştirici boyutlarının değiştirilmesi sonucu yani uygun boyutların elde edilmesiyle sağlanmıştır (Braven vd 1990).

Su-su kaynaklı başka bir ısı pompası sisteminde ise R12, propan ve iki propan/izobütan karışımı kullanılmıştır. Sıcaklık değişimine göre propan/izobütan (%56/%44) karışımına ait COP'un R12'den büyük olduğu görülmüştür. Propan/izobütan karışımının, uzun süreli kullanımda yağdan etkilenmediği görülmüştür.

Hidrokarbonların şarj ve deşarjı esnasında özel önlemlerin alınması gerektiği belirtilmiştir. Saf R22 ile mukayese edildiğinde, %66 R22, %34 R114 karışımı ile COP'ta %30 kadar artış gerçekleştiği saptanmıştır (Kruise vd 1990).

R12'ye alternatif NARM'ların denendiği bir sistemde, karışımlarla yapılan testlerde, R12'ye kıyasla ısı gücü %20, COP'ta %1,5; volumetrik verimde %-2, toplam ısı katsayısında %-10'luk bir fark oluşmuştur ( Blaise vd 1989).

Bu çalışmada, buhar sıkıştırılmalı bir ısı pompası deney sistemi kurulmuştur. Çalışmada R22 ile çalışan sistemlerde R22 akışkanına alternatif bir akışkan bulununcaya kadar sistem üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmadan R22 ile R134a'nın, R22 ile R404A'nın, R22 ile R407C'nin karıştırılmasıyla elde edilen karışımların kullanılabilirliği ve sistem performansına etkileri incelenmiştir. Deneyler, saf R22 ve saf R22 ile bunların değişik oranlarından oluşan karışımlarının kullanılması sırasında buhar sıkıştırılmalı ısı pompasında performans katsayısı (COP) ve ekserji verimi ( $\eta_{ek}$ ) üzerine çeşitli parametrelerin etkilerini incelemek ve bu parametrelerin optimum şartlarının belirlenmesi amacıyla yapılmıştır. Deneyler Genichi Taguchi tarafından önerilen bir deneysel yöntemle göre oluşturulan deney planına göre yapılmıştır. Deneylerde parametre olarak; R22/R134a, R22/R407C, R22/R404A soğutucu akışkan karışımlarının değişik konsantrasyonları, evaporator giriş sıcaklığı, evaporator akışkan debisi, kondensör giriş sıcaklığı, kondensör akışkan debisi seçilmiştir. Seçilen parametrelerin sistem üzerindeki etkileri incelenerek optimum çalışma şartları belirlenmiştir.

Bu çalışmada, benzer sistemlerde optimum çalışma şartlarının belirlenmesinde deneysel yöntemlerin kullanılması zaman kaybına neden olduğundan, soğutucu akışkan karışımlarının deneylerden sonra yeniden kullanılmayarak çevreye atılması sonucu çevresel sorunlar oluşturduğundan ve bu durum büyük maddi kayıplar getirdiğinden dolayı, incelemenin deneysel çalışmayla birlikte teorik yöntemle de yapılabilmesi için bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. Geliştirilen simülasyon modeli ile deney sonuçları karşılaştırılarak, modelin doğruluğu incelenmiş ve deney sonuçlarıyla iyi bir

uyum gösterdiği tespit edilmiştir. Teorik çalışma sonuçlarının deneysel sonuçlarla iyi bir uyum sağlaması; geliştirdiğimiz modelin, kurulacak ısı pompası sistemlerinde hangi karışım çiftlerinin ve bu karışımların hangi konsantrasyonlarının kullanılabileceği ile ısı pompasında hangi kaynak sıcaklık aralığında çalışması gerektiği gibi konularda deneysel çalışma yapılmadan belirleyici olabileceğini göstermektedir.

## 2. KURAMSAL TEMELLER

### 2.1. Isı Pompaları

Sadi Carnot, Buharlı Güç Çevriminin ters çalıştırılması ile ısının çevreden alınıp, yüksek sıcaklık bölgesine transfer edilebileceğini fark etmiştir. Ancak, bu prensibe dayanan ısı pompalarının pratikte uygulanabilirliği fikri ilk defa William Thompson (daha sonra Lord Kelvin) tarafından ortaya atılmış (1852); belirgin bir şekilde uygulama alanına girmesi ise II. Dünya Savaşı'ndan sonra olmuştur (Summer 1976).

Isı pompaları enerjinin düşük sıcaklık kaynağından yüksek sıcaklık kaynağına aktarıldığı düzenekler olup; prensip olarak uzun yıllardan beri bilinmektedir. Daha açık bir ifade ile; düşük sıcaklıktaki bir ortamda bulunan ekonomik değeri olmayan ısıyı, kullanılmak üzere daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktaran ve bu işi yaparken aktardığı ısıya oranla çok daha az enerji harcayan bir sistemdir. Isı pompaları, ısı makinası çevriminin tersi bir çevrime göre çalışan, dışarıdan iş yapılmasıyla soğuk ısı kaynağından sıcak ısı kaynağına ısıyı nakleden makinalardır.

Isı pompaları çeşitli bakımlardan sınıflandırılmaktadır. Termodinamik çevrimlerine göre ısı pompaları; absorpsiyonlu, buhar sıkıştırırmalı ve termoelektrik ısı pompaları olarak sınıflandırılmaktadır. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompaları ise, dışarıdan kendisine iş verilen kompresörlerin tahrikinde kullanılan kuvvet makinalarına göre adlandırılabilir: Elektrik ısı pompaları, gaz ısı pompaları, diesel ısı pompaları.

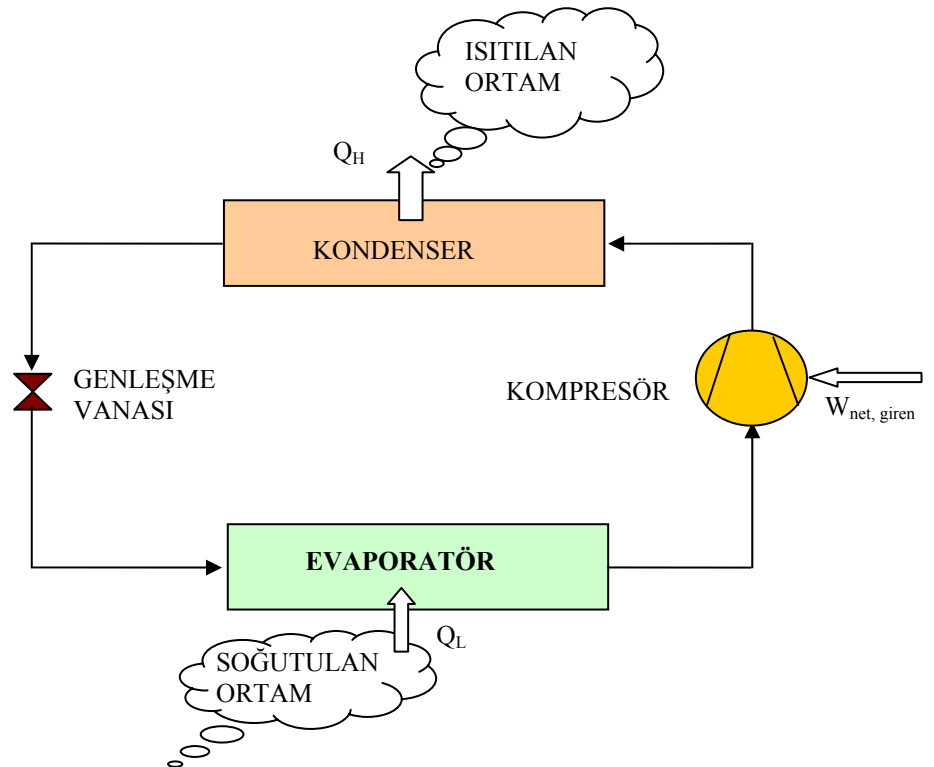
Isı pompaları ısı kaynaklarına göre; hava, toprak, yerüstü suları, yeraltı suları, güneş enerjisi, jeotermal enerji, atık ısı kaynaklarını kullanan ısı pompaları olarak sınıflandırılır.

Isı pompaları, işletme çevrimlerine göre ise; hava-hava, hava-sıvı ve sıvı-sıvı ısı pompaları olarak sınıflandırılır.

## 2.2 Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompaları

Şekil 2.1’de görüldüğü gibi buhar sıkıştırılmalı ısı pompaları dört temel elemandan oluşmaktadır:

- Kompresör
- Kondenser (yoğuşturucu)
- Genleşme Vanası
- Evaporatör (buharlaştırıcı)



Şekil 2.1. Bir ısı pompası sisteminin ana elemanları

### 2.2.1. Kompresörler

Kompresörler, soğutma devrelerinde buharlaştırıcıda bulunan alçak basınçta buhar halindeki soğutucu akışkanı emerek daha yüksek basınçta olan yoğuşturucuya gönderen iş yutan makinelerdir.

Başlıca kompresör çeşitleri;

- Pistonlu kompresörler
- Rotatif (Dönel, Rotorlu, Rotary) kompresörler
- Helisel (Vidalı) kompresörler
- Santrifüj (Turbo) kompresörler
- Scroll kompresörler (Yamankaradeniz vd 2002).

**Pistonlu Kompresörler:** Bu tip kompresörlerde, buhar haldeki soğutucu akışkanı çekmek için silindir içindeki pistonun aşağı doğru hareketiyle birlikte emiş vanaları açılır. Buhar haldeki soğutucu akışkan pistonun yukarı doğru hareketiyle sıkıştırılır ve silindir içindeki basınç, yoğuşma basıncının biraz üzerine çıktığında akışkan dışarı atılır. Bugünkü pistonlu soğutma kompresörleri genellikle tek etkili, yüksek devirli ve çok sayıda silindirli makineler olup açık tip veya hermetik tip kompresör şeklinde dizayn ve imal edilmektedirler.

**Rotatif Kompresörler:** Küçük soğutma tesislerinde kullanılan bu kompresör bir silindir içerisinde kaçık eksenli olarak dönen bir pistondan ibarettir. Rotorun silindir içerisinde dönerken piston çevresine yerleştirilen paletler vasıtasıyla, bir taraftan emme ve diğer taraftan sıkıştırma yaptığı görülür. Rotatif tip kompresörler, kayar palet tipi ve sabit palet tipi olmak üzere iki çeşittir.

**Helisel (Vidalı) Kompresörler:** Helisel kompresörün çalışması dişleri birbirini saran iki helisel vidadan birinin, diğerini hareket ettirerek sıkıştırması esasına dayanır. Helisel tip kompresörler kuru/yağsız çalışacak tarzda tasarlandığı gibi daha çok yağ püskürtmeli olarak yapılırlar.

**Santrifüj (Turbo) kompresörler:** Buhar sıkıştırma çevrimiyle soğutma işlemi yapan santrifüj kompresörlerin pistonlu, rotatif veya helisel tip kompresörlerden farkı, pozitif sıkıştırma işlemi yerine, santrifüj kuvvetlerden yararlanarak sıkıştırma işlemi yapmasıdır. Bu kompresörlerde sıkıştırma, dönen çark çevresindeki kanatlar ile sağlanır.

**Scroll kompresörler:** Soğutucu akışkan buharını sıkıştırma işi için, birbiri üzerine geçmeli, iki spiral disk kullanılır. Üstteki scroll sabit, diğeri hareketlidir. Hareketli scroll dönerken, soğutucu akışkan buharını çıkış ağzına doğru sıkıştırır. Scroll kompresörler, pistonlu kompresörlere nazaran daha az hareketli parçaya sahiptirler. Bu yüzden daha sessiz çalışırlar (Yamankaradeniz vd 2002).

### 2.2.2. Kondenserler

Kompresörden kızgın buhar olarak basılan soğutucu akışkanın kızgınlığının alındığı, yoğuştuğu ve aşırı soğutma halinde de aşırı soğutulduğu ısı değiştiricileridir (Dağsöz 1990).

Yoğuşturucunun ısıyı sıcak soğutucu akışkan buharından soğuk ortama aktarabilme kabiliyeti, yoğuşturucu kapasitesi olarak adlandırılır. Yoğuşturucunun ısı transfer kapasitesi; yoğuşturucunun yapımında kullanılan malzemeye, yoğuşturucu yüzeyi ve yoğuşma ortamı arasındaki temas alanına, yoğuşma ortamı ve soğutucu akışkan buharı arasındaki sıcaklık farkına ve yoğuşturucunun temizliği gibi faktörlere bağlıdır.

Kondenserler üç çeşittir;



- Hava soğutmalı
- Su soğutmalı
- Buharlaştırılmalı (evaporatif) yoğuşturucular (Yamankaradeniz vd 2002).

### **2.2.3. Genleşme Vanası**

Sıvı soğutkan deposundaki sıvıyı, evaporatöre azar azar gönderen genleşme vanası, sistemdeki yüksek basınç bölgesi ile alçak basınç bölgesini ayıran noktalardan birisidir. Kondenserde sıvılaştıran soğutucu akışkanın; evaporatöre girişten önceki bölümde basıncının düşmesini sağlayıp, soğutkanın bu bölümde sıvı halde kalmasını sağlayarak evaporatöre girişini sağlar. Evaporatöre giren sıvının buharlaşacağı basınç ve sıcaklığın ayarlanmasını sağlamanın yanında, evaporatöre verilmesi gereken soğutkan miktarının ayarlanmasını da temin eder.

Isı pompası sistemlerinde kullanılan en çok bilinen genleşme vanaları şunlardır:

- Elle çalışan genleşme vanası,
- Alçak basınçlı şamandıralı vana,
- Yüksek basınçlı şamandıralı vana,
- Otomatik genleşme vanası,
- Termostatik genleşme vanası,
- Kılcal boru

### **2.2.4. Evaporatörler**

Genleşme vanasından basıncı düşerek çıkan sıvı soğutkan, evaporatöre girer ve evaporatör vasıtasıyla çevresindeki ısıyı kendi üzerine emerek buharlaşır. Böylece etrafının soğumasını sağlar. Soğutulacak cisimlerin ısıları, hava veya direkt temas yoluyla evaporatör içindeki soğutkanı geçerek onun buharlaşmasına sebep olur.

Buharlaşan soğutkan, evaporatörden kompresör yardımıyla emilerek dolaşıma devam eder. Sıvıların soğutulmasında kullanılan evaporatörler şunlardır;

- Borulu evaporatörler
- Boru demetli evaporatörler
- Levhalı evaporatörler
- İ içe borulu evaporatörler

Evaporatörler, içindeki soğutucu akışkanın sıvı veya gaz halde olmasına göre kuru ve yaş evaporatörler olmak üzere ikiye ayrılırlar.

### **2.3. Isı Pompalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlar**

Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar ısı alışverişini genellikle sıvı halden buhar haline (soğutucu–evaporatör devresinde) ve buhar halden sıvı haline (yoğuşturucu–kondensör devresi) dönüşerek sağlarlar.

Soğutucu akışkanlar, soğutma, iklimlendirme ve ısı pompaları sistemlerinin en önemli çalışma akışkanlarıdır. Çoğunlukla bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimi işlemleri yardımıyla, bir ortamdan çektikleri ısıyı, diğer bir ortama atarlar. Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırmalı ve absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde görülürken, hava gibi akışkan kullanan gaz soğutma sistemlerinde görülmez. Bir soğutma cihazının tasarımı, seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine bağlıdır.

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, yanmaz soğutucu akışkanların kullanımını şart koşabilmektedir. Fiyat, kolay bulunabilme, kompresör

yağları ve soğutma tesisatındaki malzemeler ile uyumlu olması, diğer göz önüne alınması gereken hususlardır.

Diğer taraftan, bir soğutma sisteminden kaçan soğutucu akışkanın çevresel etkileri de dikkate alınmalıdır. CFC (chlorofluorocarbon) olarak bilinen halojenli bileşenler, çok kararlı olmaları nedeniyle yıllarca atmosferde kalabilmekte ve zamanla stratosfer tabakası içine yayılmaktadır. CFC molekülleri (örnek olarak R11 ve R12 soğutucu akışkanlarında olduğu gibi) sadece karbon ile halojen klor, flor ve/veya brom içerir. Atmosferin üst kısımlarına ulaştığında, soğutucu akışkan molekülleri parçalanarak, ozon tabakasını tahrip eden klorini açığa çıkarır. Atmosferin alt tabakalarında ise bu moleküller, yeryüzünün ısınmasına yardım eden, kızıl ötesi ışınları yutar. CFC moleküllerindeki bir veya daha fazla halojen yerine bir hidrojen atomunun konulması ile HCFC (hydrochlorofluorocarbon) bileşenleri ortaya çıkar. Bu bileşendeki hidrojenin varlığı, bunların atmosferdeki ömrünü ve çevreye olan olumsuz etkilerini büyük ölçüde azaltmaktadır.

Uluslararası Montreal Protokolü ile klor ve brom içeren soğutucu akışkanlar da dahil olmak üzere ozon tabakasına etki eden bileşenlerin üretimi kontrol altına alınmıştır. CFC tipi (R11, R12, R113 ve R114 gibi) soğutucu akışkanların üretimi 1996 tarihinde tamamen durdurulmuştur. HCFC tipi soğutucu akışkanlardan R22 üretimi 1996 tarihli üretim seviyesinde sabit tutulmuştur. Bu akışkanın üretimi 2020 tarihinde %0.5 seviyelerine indirilecektir ve 2030 tarihinde de tamamen durdurulması öngörülmüştür. Son zamanlarda R404A, R407C ve R410A soğutucu akışkanları, geliştirilerek ve üretimleri arttırılarak uygulaması devam etmektedir.

Soğutucu akışkan seçiminde, bu akışkanlardan istenen termodinamik özelliklerin gerçekleşmesi de sağlanmalıdır. Bir soğutma sisteminde, buharlaştırıcı basıncının mümkün olduğu kadar yüksek, yoğuşurucu basıncının ise mümkün olduğu kadar düşük olması arzu edilir. Buharlaştırıcı basıncının yüksek olması, buhar yoğunluğunu arttırdığından, verilen bir kompresör için daha büyük sistem kapasitesine ulaşılabilir.

Bununla beraber, yoğuşturucu basıncının dūřuk tutulması, özellikle kritik basınca yakın olması durumlarında, soğutma sisteminin verimi azalır.

Soęutucu akışkanların buharlaşma gizli ısıları, diğer önemli bir özelliktir. nkū soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısının yūksek olması çevrimde dolaşacak soğutucu akışkan ve dolayısıyla soğurucu akışkan miktarını azaltacaktır. Molekūler açıdan, benzer kaynama noktalarına sahip akışkanların buharlaşma gizli ısıları hemen hemen birbirinin aynıdır. Kompresörler gaz hacmine göre çalıştıklarından, benzer kaynama noktalarına sahip soğutucu akışkanlar, verilen bir kompresör için benzer kapasitelere sahiptir. Soęutucu akışkanların ısı iletim katsayısı ve viskozite özellikleri, ısı değiştircilerinin ve boru donanımının performansına etki eder. Bu akışkanlarda yūksek ısı iletim katsayısı, dūřuk viskozite katsayısı istenir.

Buęun kullanılmakta olan ısı pompaları ya da soğutma makinalarının birçoğu, bir sıvının buharlaşması esnasında çevresinden aldığı gizli ısıdan yararlanmaktadır. Yeterli derecede dūřuk sıcaklıklarda buharlaşabilen bir sıvı, soğutma maksadıyla kullanılabilir. En çok kullanılan soğutkan grupları şunlardır: inorganik bileşikler, hidrokarbonlar, halojenli hidrokarbonlar. Bunların yanı sıra alkoller, esterler ve az önemli olan başka akışkanlar da vardır (Yamankaradeniz vd 2002).

Soğutucu akışkanlar saf ve karışım olmak ũzere iki başlık altında incelenebilir.

A) Saf haldeki soğutucu akışkanları, yapılarında bulunan maddelere bağlı olarak, aşağıdaki ana başlıklar altında sınıflandırmak mũmkũndũr.

### **i) İnorganik yapılı soğutucu akışkanlar**

Karbondioksit ( $\text{CO}_2$ ), amonyak ( $\text{NH}_3$ ), kũkũrtdioksit ( $\text{SO}_2$ ), su ( $\text{H}_2\text{O}$ ) bu gruba örnek olarak verilebilir.

**ii) Organik yapılı soğutucu akışkanlar****1- Bromoflorokarbonlar (Halonlar):**

Karbon, flor, brom veya klordan oluşan bileşiklerdir. Örnek olarak Halon1301 (R13B1) verilebilir. Halonlar ozon tahribatına katkıları en fazla olan maddelerdir.

**2- Kloroflorokarbonlar (CFC):**

Klor, flor ve karbondan oluşan bileşiklerdir. Ozon tahribatına katkıları, halonlardan sonra en fazla olan soğutucu maddelerdir. Zehirleyici olmamaları, yanıcı olmamaları gibi avantajları vardır. Örnek olarak R11 ve R12 verilebilir.

**3- Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC):**

Klor, flor, hidrojen ve karbon içeren bileşiklerdir. Ozon tahribatları düşük olmakla birlikte, oldukça yüksek sera etkisine sahiptirler. Bu grupta yer alan maddelere örnek olarak R22 verilebilir.

**4- Hidroflorokarbonlar (HFC):**

Hidrojen, flor ve karbon içeren bileşiklerdir. Ozon üzerinde tahrip edici etkileri yoktur. Örnek olarak R23, R32, R125, R134a, R143a ve R152a verilebilir (Beşer 1997).

**B)** Saf haldeki soğutucu akışkanların, birbirlerine karıştırılmaları sonucu meydana gelen soğutucu akışkanları ise aşağıdaki gibi sınıflandırmak mümkündür.

**i- Azeotropik soğutkan karışımları:**

Azeotropik soğutkan karışımlarında birbirleriyle termodinamiksel denge halinde bulunan doymuş sıvı ve doymuş buhar fazlarının bileşimleri birbirlerinin aynısıdır. Bundan dolayı sabit basınç etkisi altında gerçekleşen buharlaşma ve yoğuşma prosesleri, tıpkı bir saf cisim, bir tekil ürün gibi sabit sıcaklık koşullarında oluşur. Azeotropik karışımlarda kaynama/buharlaşma sıcaklığı hal değişimi süresince sabittir. Bu tür soğutkanlara örnek olarak, R500 (R12, R152a; %73.8, %26.2 ) verilebilir.

## **ii- Zeotropik (non-azeotropik) soğutkan karışımları:**

Bu tip karışımlarda birbirleriyle termodinamiksel denge halinde bulunan doymuş sıvı ve doymuş buhar fazlarının bileşimleri birbirinden farklıdır. Bundan dolayı sabit basınç etkisi altında gerçekleşen buharlaşma ve yoğuşma proseslerinin sabit sıcaklık koşullarında oluşmaması söz konusudur. Zeotropik karışımlarda sabit bir kaynama, buharlaşma sıcaklığından bahsedilmesi mümkün değildir. Bu sıcaklık ilgili prosesler süresince sürekli olarak değişime uğrar. Zeotropik soğutkan karışımları genellikle iki veya üç bileşenli olabilir. Örnek olarak, R401A (R22, R152a, R124; %53, %13, %34 ) verilebilir (Karagöz 2002).

Akışkan karışımlarının kullanılmasının sistem performansı üzerine olumlu etkileri olmuştur. Dünyada 1950'li yıllarda enerji krizinin başlaması sonucu, soğutma sistemlerinde saf soğutucu akışkanların yerine, saf soğutucuların değişik oranlarda karışımından oluşan soğutucu akışkan karışımlarının kullanılması fikri ortaya atılmıştır. Bu amaçla fluorokarbonların değişik oranlarda karıştırılması sonucunda azeotropik ve non-azeotropik karışımlar elde edilmiştir. Özellikle 1970'li yıllarda karışımı meydana getiren her bir soğutkanın kendine özgü termodinamik özelliklerine sahip olduğu non-azeotropik karışımlar üzerinde çalışmalar başlamıştır (Anonim 1980).

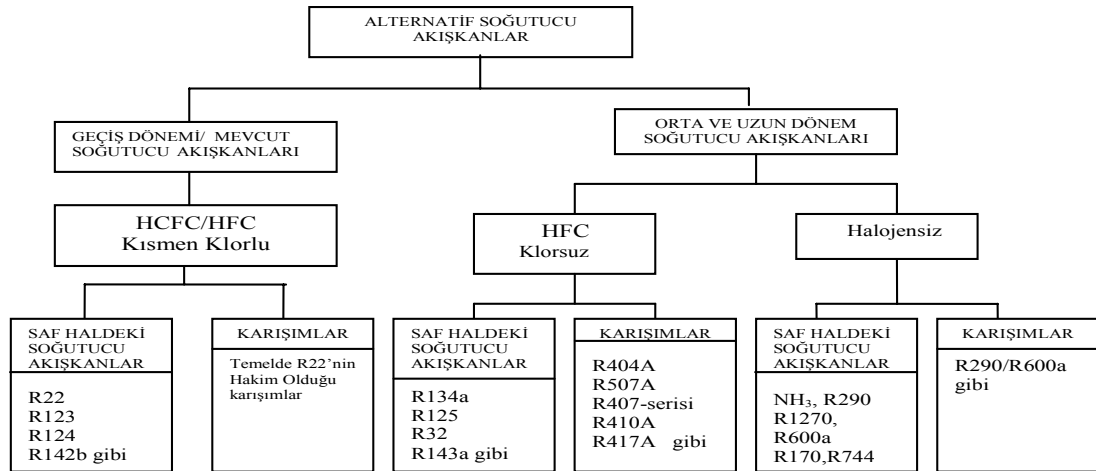
Süper soğutucular olarak bilinen non-azeotropik karışımlar, diğer geleneksel soğutuculara göre soğutma tesir katsayılarının yüksek olması, güvenilir ve ekonomik

olmaları, soğutma sisteminde değişiklik yapılmaksızın soğutma gücünün kontrol edilebilmesi özellikleri ile üç önemli üstünlüğe sahiptirler (Stoecker 1984).

Soğutma sistemlerinde dolaşan soğutucu akışkanların kullanıldıkları sıcaklık değişim süreçleri; soğutucu akışkanların sabit sıcaklıkta kullanıldığı süreçler (izoterm soğutma) ve soğutucu akışkanların değişken sıcaklıkta kullanıldığı süreçler (izoterm olmayan soğutma) olarak ikiye ayrılır (Çomaklı 1994).

Zeotropik soğutucu karışımlarının buhar sıkıştırma çevrimlerinde kullanılması esnasında, izoterm olmayan ısıtma (yoğuşma) ve soğutma (buharlaşma) süreçleri meydana gelir. Zeotropik karışımların oluşturduğu potansiyel avantajlar, sabit basınçlardaki buharlaşma ve yoğuşmanın, sıcaklık değişimiyle birlikte meydana gelmesinden kaynaklanmaktadır (Merriam and Little 1984).

Azeotropik karışımlar, karışımı oluşturan her bir bileşenden daha düşük buharlaşma sıcaklığına sahip oldukları için, bu karışımlarla daha düşük sıcaklıklarda ve tek kademede çalışabilmek mümkündür. Yani bu karışımlar tıpkı saf soğutucular gibi tek kaynama sıcaklığına sahiptirler. Bu nedenle değişen sıcaklıkta ısıtma ve soğutmaya uygun değildirler (Ertaş 1981).



**Şekil 2.2.** Alternatif akışkanların genel sınıflandırılması (R. Report)

### 2.3.1. Alternatif soğutucu akışkanlar

İklimlendirme ve soğutma sistemlerinde ozonu delme potansiyelleri (ODP) yüksek olan ve küresel ısınmaya neden olan soğutucu akışkanlar yerine, ozon tabakası üzerinde olumsuz etki yapmayan ve küresel ısınmaya çok az neden olan soğutucu akışkanlar Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Ayrıca çeşitli soğutucu akışkanlar için alternatifleri Çizelge 2.1, Çizelge 2.2 ve Çizelge 2.3’te verilmiştir.

**Çizelge 2.1** CFC soğutucu akışkanlar için alternatifler (Geçiş dönemi/mevcut soğutucu akışkanlar) (R. Report)

Alternatif önerilen soğutucu akışkanlar	Alternatifleri		
	ASHRAE sınıflandırması	Ticari Adı	Formülü
R12 (R500)	R401A R401B R409A R409B R413A <sup>5</sup>	MP 39 DuPont MP 66 DuPont FX56 Atochem/Solvay FX57 Atochem ISCEON49 Rhone Poulenc	R22/152a/124 R22/152a/124 R22/124/142b R22/124/142b R134a/218/600a
R502	R22 R402A R402B R403A R403B R408A	- HP 80 DuPont HP 81 DuPont ISCEON 69S Rhodia ISCEON 69L Rhodia FX 10 Atochem	- R22/125/290 R22/125/290 R22/218/290 R22/218/290 R22/143a/125
R114 R12B1	R124 <sup>3</sup> R142b <sup>1,3</sup>	- -	- -
R13B1 R13 R503	Alternatifleri Çizelge 2.2’ de görülen klorsuz HCFC soğutucu akışkanlar		

\*

1 Yanıcı,

2 Zehirli,

3 Alternatif önerilen soğutucu akışkana göre soğutma kapasitesi ve basınçlarında büyük sapma,

4 Sınırlı miktarda mevcut,

5 Klorsuz mevcut soğutucu akışkanlar



**Çizelge 2.2.** CFC ve HCFC soğutucu akışkanlar için alternatifler (Klorsuz HFC soğutucu akışkanlar) (R. Report)

Alternatif önerilen soğutucu akışkanlar	Alternatifleri		
	ASHRAE Sınıflandırması	Ticari Adı	Formülü
R12 (R500)	R134a	-	
R502	R404A R507A R407A,R407B	Çeşitli KLEA 60,61 ICI	R143a/R125/R134a R143a/125 R32/125/134a
R22	R407C R410A <sup>3</sup> R417A	Çeşitli Çeşitli ISCEON 59,Rhodia	R32/125/134a R32/125 R125/134a/600a
R114 R12B1	R236fa <sup>4</sup> R227ea	- -	- -
R13B1	R410A -	Çeşitli FX80 <sup>3</sup> , Atochem ISCEON89 Rhodia	R32/125 R32/125 R125/218/290
R13	R23	-	-
R503	R508A R508B	5R3 ICI Suva95, DuPont	R23/116 R23/116

**Çizelge 2.3.** CFC ve HCFC soğutucu akışkanlar için alternatifler (Halonsuz soğutucu akışkanlar) (R. Report)

Alternatif önerilen soğutucu akışkanlar	Alternatifleri		
	ASHRAE Sınıflandırması	Ticari Adı	Formülü
R12 (R500)	R290/600a <sup>1</sup> R600a <sup>1,3</sup>	-	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> / C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>
R502	R717 <sup>1,2</sup> R290 <sup>1</sup> R1270 <sup>1</sup>	-	N H <sub>3</sub> C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>
R22	R717 <sup>1,2</sup> R290 <sup>1</sup> R1270 <sup>1</sup>	-	N H <sub>3</sub> C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>
R114 R12B1	R600a <sup>1</sup>	-	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>
R13B1	Alternatifsiz		
R13 R503	R170 <sup>1</sup>	-	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>
Çeşitli	R744 <sup>3</sup>	-	CO <sub>2</sub>

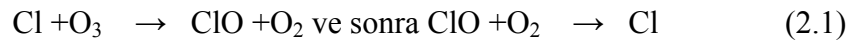
### 2.3.2. Soğutucu akışkanların çevresel etkileri

#### Ozon tabakasının aşınması

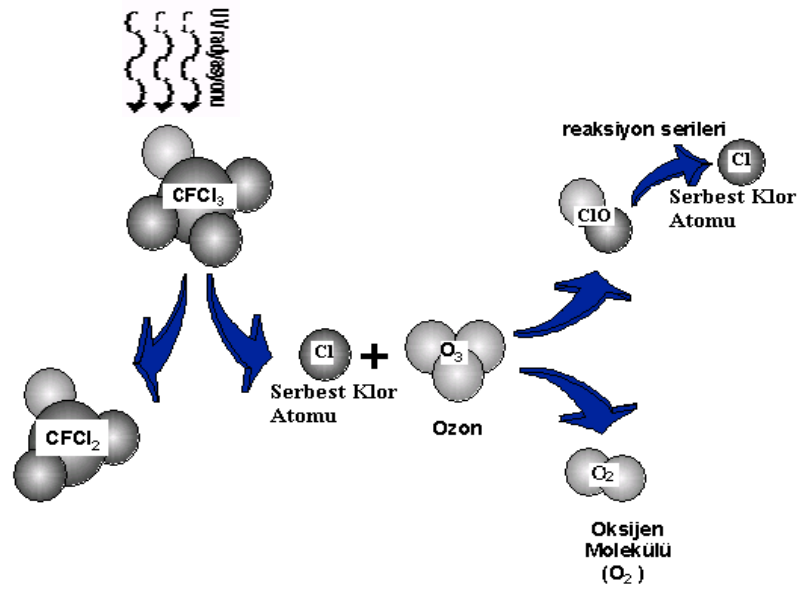
1974 yılında M.J. Molina ve F.S. Rowland, CFC'nin yüksek frekanslı mor ötesi ışık altında ozonu katalitik olarak ayrıştırma yeteneğine sahip olduğunu kanıtlayan bir laboratuvar çalışması yayınladı. Daha ileri seviyedeki çalışmalar, CFC'nin 60 yıl içerisinde ozon tabakasını %7 oranında aşındıracağını öngörüyordu. Bu çalışmaların sonucuna dayanılarak 1978 yılında Amerika'da aerosol sprelerde CFC kullanımı yasaklandı.

Zamanla diğer ülkeler de aerosollarda CFC kullanımını yasaklamaya başladı. Ancak, sanayide CFC'nin soğutucu akışkan olarak kullanımına getirilen sınırlamalara karşı çıkıldı. 1985 yılında Farman, Gardinar ve Shanklin tarafından Nature dergisinde yayınlanan bir makale ile birlikte bu durum değişti. Makalede, İngiliz Antartik Araştırma Grubu tarafından toplanan ve ozon konsantrasyonunun Antartika'da Ocak ayı normal seviyesinin %10 altına düştüğünü gösteren verilerin üzerinde yapılan çalışma ve bu çalışmanın bulguları açıklanıyordu.

Ozon tabakasının aşınması sorununun temelinde, CFC'nin doğası gereği sahip olduğu ve onu bir soğutucu akışkan olarak avantajlı kılan "kararlılık" özelliği yatar. Parçalanmaları son derece zor olduğundan, CFC'ler stratosfere geçene kadar uzun yıllar boyunca atmosferde kalır. Burada, yoğun mor ötesi solar radyasyonun varlığı ile moleküller sonunda parçalanır ve klor iyonu açığa çıkar. Ozon moleküllerini oksijen moleküllerine dönüştürebilen bu serbest haldeki klor iyonlarıdır (Keogh 2005). Şekil.2.3.'de ozon tabakasının nasıl tahrip olduğu görülmektedir (Anonim).



Tepkimeden görüleceği gibi, klor işlem boyunca katalizör işlevi yapmaktadır. Sonuç olarak, klor tepkimenin sonsuza kadar devam etmesini sağlayacak şekilde serbest kalmaktadır. Serbest haldeki bir klor atomunun, hidrojen klorür (HCl) gibi tepkimeye girme kabiliyeti daha az olan bir bileşiğe dönüştükten sonra su buharı tarafından emilip atmosferden ayrılmasına kadar, yaklaşık 100.000 ozon molekülünü oksijene dönüştürdüğü tahmin edilmektedir.



**Şekil 2.3.** CFC'lerin ozon tabakası üzerine etkileri

Klor içeren bir bileşik, atmosfere salındığında ozon tabakasının aşınmasına katkıda bulunup bulunmayacağı iki etkene bağlıdır; içerdiği klor miktarı ve bileşimin kararlılığı. Kararsız ve tepkimeye girme kabiliyeti olan bileşikler stratosfere geçmeden önce atmosferde uzun bir süre kalmadıkları için daha az zarar verme potansiyeline sahiptirler. Bir maddenin zarar verme riski, "Ozon Aşındırma Potansiyeli" (ODP) adı verilen sayısal bir terim ile ifade edilir. Değerler, ODP'si 1 olarak kabul edilen R11 molekülü referans alınarak ifade edilir.

## **Küresel ısınma**

Sera etkisi ilk olarak 1896 yılında İsveç'li kimyacı Svante Arrhenius tarafından ortaya atıldı. Sera etkisi, atmosferin alt kısımları ve troposferin belirli "sera gazları" nedeni ile doğal olarak ısınmasıdır. Bu gazlar, yeryüzüne gelen kısa dalgalı güneş radyasyonunun taşıdığı ısı enerjisini geçirerek bu enerjinin atmosferin alt kısımları ile yeryüzü tarafından emilmesine olanak verir. Bununla birlikte, yeryüzünden yayılan uzun dalga boyuna sahip radyasyonu geçirmez ve bu enerjinin atmosferin alt kısmında tutulmasına neden olur. Sera etkisi hiç olmazsa, bütün radyasyon atmosfere geri döner ve ortalama sıcaklık 0<sup>0</sup>C olur. Bu da yeryüzünü soğuk ve yaşanılmaz hale getirecektir. İnsanlığın karşı karşıya kaldığı sorun sera etkisinin gittikçe çoğalması, yani küresel ısınmadır. Bu etkiye neden olduğu bilinen, aralarında su buharı (H<sub>2</sub>O), karbon dioksit (CO<sub>2</sub>), metan (CH<sub>4</sub>), azot oksit (N<sub>2</sub>O), kloroflorokarbon (CFC), hidrokloroflorokarbon (HCFC) ve florokarbon'un (HFC) da bulunduğu birçok gaz vardır (Keogh 2005).

## **Toplam çevresel ısıtma etkisi (TEWI)**

Neredeyse bütün hava koşullandırma donanımlarında CFC, HCFC ve HFC gibi soğutucu akışkanlar kullanılır. Devrelerde kaçak olması durumunda, soğutucu akışkan atmosfere sızar ve küresel ısınmaya katkıda bulunur. Soğutucu akışkanların global ısınmaya doğrudan neden olma potansiyeline sahip oldukları söylenebilir.

Bir hava koşullandırma fabrikası için Toplam Çevresel Isınma Etkisi'ne olan doğrudan ve dolaylı katkının göreceli önemini belirlemek amacı ile birçok çalışma yapılmıştır. Gopalnarayanan (1999) R22 yerine kullanılabilecek sekiz değişik soğutucu akışkan üzerinde deneme yaptı. Deneme sonuçları, denenen bütün akışkanlar için normal çalışma koşullarında soğutucu akışkanın doğrudan Küresel Isıtma Potansiyeli'nin (GWP), Toplam Çevresel Isıtma Etkisi'nin (TEWI) %7'sinden az olduğunu ortaya çıkardı. (Bu çalışmalarda, 1 yıl içinde kullanılan soğutucu akışkanın %4'ünün sızıntı nedeni ile kaybedildiği varsayıldı). Bu demektir ki, Toplam Küresel Isıtma Etkisi'nin

belirlenmesinde, sistemin enerji veriminin dolaylı etkisi soğutucu akışkanın doğrudan Küresel Isıtma Potansiyeli'nden 13 kat daha önemlidir. Değişik yöntem ve varsayımlar birbirinden, az da olsa, farklı sonuçlar verse de mesaj çok açıktır. Neredeyse bütün hava koşullandırma sistemlerinde, küresel ısınma etkisini azaltmak için çabalar sistemin enerji verimini arttırmak yolundaki çalışmalar üzerine yoğunlaştırılmalıdır. Soğutucu akışkan seçimi, sistem verimini etkilediği için önemlidir. Soğutucu akışkanın doğrudan küresel ısıtma potansiyeli ise ikinci derecede önemlidir.

Hava koşullandırma sistemlerinin küresel ısınmaya etkisini etkin bir şekilde değerlendirmek için doğrudan ve dolaylı etkileri birlikte dikkate almak gerekir. Buradan hareketle, araştırmacılar Toplam Çevresel Isıtma Etkisi (TEWI) kavramını geliştirmişlerdir. TEWI aşağıda açıklandığı gibi tanımlanır;

$$TEWI = (GWP \times L \times n) + (GWP \times m [1 - \alpha_{\text{gerikazanım}}]) + (n \times E_{\text{yıllık}} \times B) \quad (2.2)$$

GWP = Küresel Isıtma Potansiyeli [CO<sub>2</sub> ile ilişkili]

L = Yıllık Sızıntı Miktarı [kg]

n = Sistemin Çalışma Ömrü [Yıl]

m = Soğutucu Akışkan Miktarı [kg]

$\alpha_{\text{gerikazanım}}$  = Geri Dönüşüm Faktörü

$E_{\text{yıllık}}$  = Yıllık Enerji Tüketimi [kWs]

B = kWs elektrik başına CO<sub>2</sub> emisyonu (Keogh 2005)

Soğutkanların ozon tabakasına zararlı etkilerinin olması nedeni ile kullanılacak soğutkanların ODP (Ozone Depletion Potential) değerinin düşük olması istenir. Bazı saf soğutkanların ve soğutkan karışımlarının termodinamik özellikleri Çizelge 2.4'de verilmiştir.

Soğutucu gazlar sahip oldukları özellikleri ve canlılar için taşıdıkları tehlikeler açısından uluslararası sigorta şirketlerince 8 gruba ayrılmıştır. Bu gruplar Çizelge 2.5.'de verilmiştir (Moser ve Schritzer 1985, ASHRAE 1989).

**Çizelge 2.4.** Soğutucu olarak kullanılan maddelerin fiziksel ve termodinamik özellikleri (Beşer 1997, James 2001)

SOĞUTUCU MADDE	Kimyasal Formülü	Mol ağırlığı Kg/Kmol	Normal kaynama sıcaklığı °C	Kritik sıcaklık °C	Kritik basınç P <sub>C</sub> bar	TLV ppm	LFL %	Delta hcomb MJ/kg	ODP	GWP (100 yıllık)	Tutuşabilirlik ve Yanıcılık	Not
R 11 CFC11	CCL3F Triklorflormetan	137.37	23.8	198	44.1	1000	0	0.9	1	3400	A1	*
R 12 CFC12	CCL2F2 Diklorflormetan	120.91	-29.8	111.8	41.1	1000	0	-0.8	1	7100	A1	*
R 13 CFC13	CCIF3 Klortriflormetan	104.46	-81.4	28.8	38.8	1000	0	-3	-	-	A1	*
R 22 HCFC22	CHCLF2 Klordiflormetan	86.47	-40.8	96.2	49.9	1000	0	2.2	0.055	1600	A1	**
R 23 HCF23	CHF3 Fluoroform	70.01	-82.1	24.3	4.87	1000	0	-12.5	0	12100	A1	***
R 32 HCF32	CH2F2 Methylene fluoride	52.02	-51.7	78.2	5.8	1000	14	9.4	0	580	A2	***
R113 CFC113	CCL2FCCLF2 Triklortrifloretan	187.38	47.6	214.1	3.44	1000	0	0.1	0.8	5000	A1	*
R114 CFC114	CCLF2CCLF2 Diklortetrafloretan	170.92	3.8	145.7	32.5	1000	0	-3.1	0.8	7000	A1	*
R115 CFC115	CCLF2CF3 Klorpentafloretan	154.47	-39.1	79.9	3.15	1000	0	-2.1	0.6	9300	A1	*
R123 HCFC123	CHCL2CF3 Diklortrifloretan	152.93	27.9	183.8	36.7	10-100	0	2.1	0.02	90	B1	***
R125 HFC125	CHF2CF3 Pentafloretan	120.02	-48.1	66.3	3.63	1000	0	-1.5	0	3200	A1	***
R134a HCF134a	CH2FCF3 Tetrafloretan	102.03	-26.1	101.1	40.6	1000	0	4.2	0	1200	A1	***

Çizelge 2.4'e devam

R141b HCFC141b	CH3CCL2F Flordikloretan	116.95	32	204.7	-	500	7.4	8.6	0.11	590	-	***
R143a HFC143a	CH3CF3 Trifloretan	100.04	-24.1	104.9	3..59	1000	7.4	10.3	0	360	A2	***
R152a HCF152a	CH3CHF2 Difloretan	66.05	-24	113.3	4..52	1000	4.8	16.9	0	150	A2	***
R290 Hc290	CH3CH2CH3 Propan	44.1	-42.1	96.8	42.6	s.a.	2.1	50.3	0	3	A3	***
R401A	R-22/152a/124 (53,0/13,0/34,0) ~MP39	94.44	-33.1	108	9.6	-	0	-	0.037	-	A1	**
R401B	R-22/152a/124 (61.0/11.0/28.0) ~MP66	92,84	-35,7	103,5	4,68	1000	0	-2.7	0,028	1200	A1	**
R401C	R-22/152a/124 (33.0/15.0/52.0) ~MP52	101,03	-30,5	109,9	4,40	-	0	-	0.025	900	A1	**
R402A	R-125/290/22 (60.0/2.0/38.0) ~HP80	101.55	-49.2	75.5	4.13	1000	0	-	0.021	-	A1	**
R404A	R-125/143a/134a (44.0/52.0/4.0) ~HP62 ve FX-70	97.6	-46.5	72.1	3.73	1000	0	-	0	-	A1	***
R407A	R-32/125/134a (20.0/40.0/40.0) ~Klea 60	90.01	-45.5	82.6	4.54	1000	0	-	0	-	A1	***
R407B	R-32/125/ 134a (10.0/70.0/20.0) ~Klea 61	102.94	-47.3	76	4.08	1000	0	-	0	-	A1	***

Çizelge 2.4'e devam

R407C	R-32/125/134a (23.0/25.0/52.0) ~Klea 66;Suva 9000	86.2	-43.8	87.3	4.63	-	0	-4.9	0	1700	A1	***
R410A	R-32/125 (50.0/50.0) Suva 9100;AZ-20	72.56	-50.5	72.5	4.96	1000	0	-	0	-	A1	***
R500	R-12/152a (73.8/26.2)	99.33	-33.8	105.5	44.3	1000	0	-	0.7	5400	A1	*
R502	R-22/115 (48.8/51,2)	111.65	-46.6	82.2	40.8	1000	0	-	0.3	4300	A1	*
R507	R-125/143a (50.0/50.0) AZ-50	98.9	-46.7	70.9	3.79	-	0	-	0	-	A1	***
R600 HC600	Bütan	58.13	-0.4	152	3.8	800	1.5	49.5	0	3	A3	***
R600a HC600a	İzobütan	58.13	-11.7	135	3.65	-	1.7	49.4	0	3	A3	***
R717	NH <sub>3</sub> Amonyak	17.03	-33.3	132.3	113.3	25	15	22.5	0	0	B2	***
R718	H <sub>2</sub> O Su	18.02	100	374.2	22.1	-	-	-	0	0	A1	***
R744	CO <sub>2</sub> Karbon dioksit	44.01	-78.4 subl.*	31.1	73.7	5000	0	0	0	1	A1	***
R764	SO <sub>2</sub> Sülfür dioksit	64.07	-10.0	157.5	7.88	2	0	-	0	-	B1	***

\* Montreal Protokolü kapsamında üretimi ve kullanımı yasaklanan veya kısıtlamaya tabi tutulan soğutucu maddeler.

\*\* Montreal Protokolü kapsamında henüz üretimi ve kullanımı yasaklanmayan, kısıtlamaya tabi tutulan maddeler, geçiş dönemi alternatif soğutucu maddeleri.

\*\*\* Montreal Protokolü kapsamında kullanımı yasaklanan veya kısıtlamaya tabi tutulan soğutucu maddelere alternatif maddeler.



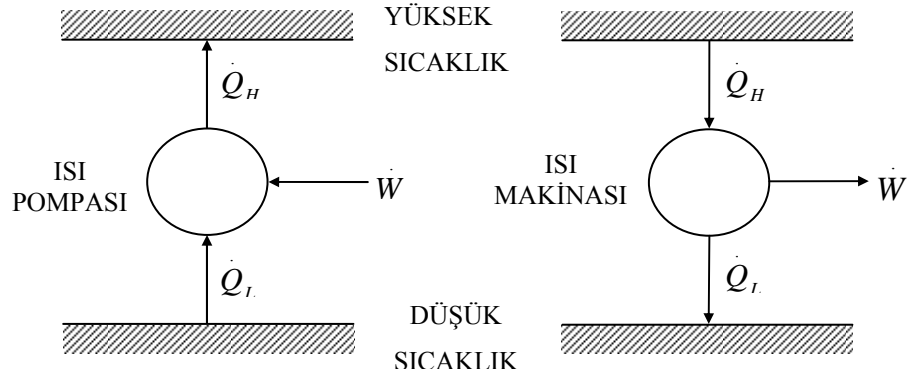
**Çizelge 2.5.** Uluslararası sigorta şirketlerince kabul edilen soğutkanlara ait tehlike seviyeleri (ASHRAE, 1989).

Grup	Tanımlama	Örnekler
1	%0.5 - %1'lik konsantrasyonda sürekli olarak 5 dakika maruz kalındığında öldürücü veya ciddi zararlar meydana getiren gaz veya buharlar	Sülfürdioksit
2	%0.5 - %1'lik konsantrasyonda sürekli olarak 30 dakika maruz kalındığında öldürücü veya ciddi zararlar meydana getiren gaz veya buharlar	Amonyak, Metilbromid
3	%2 - %2.5'lik konsantrasyonda sürekli olarak 60 dakika maruz kalındığında öldürücü veya ciddi zararlar meydana getiren gaz veya buharlar	Metilformat , Karbontetraklorit, Kloroform
4	%2 - %2.5'lik konsantrasyonda sürekli olarak 2 saat maruz kalındığında öldürücü veya ciddi zararlar meydana getiren gaz veya buharlar	Metilklorit , Etilbromit, Dikloretilen
4&5	4. gruptan daha az toksit içeren gaz veya buharlar	Metilenklorit, R112, R113, R21
5	4. gruptan çok daha az, 5. Gruptan biraz fazla toksit içeren gaz veya buharlar,	R113, R21
5a	4. gruptan çok daha az, 6. Gruptan çok daha fazla toksit içeren gaz veya buharlar	R11, R22, R500, Karbondioksit, R502, R114B2
5b	Mevcut bilgilerle 5a ya da 6. Gruplar gibi görünen gaz veya buharlar,	Etan, Propan, Bütan, R113
6	%20'lik konsantrasyonda 2 saat kalındığında ciddi zararları görünmeyen gaz veya buharlar.	R12, R114, R13B1 R115, R13, R14, R23, R116, RC318

## 2.4. Isı Pompalarının Termodinamiği

Isı pompaları, soğutma makinaları ile aynı termodinamik çevrime göre çalışırlar. Aradaki tek fark ısı pompasında amacın bir mahallin soğutulması yerine ısıtılmasıdır (Alibaş ve Gülten 1988). 1824 yılında Sadi Carnot, ilk kez termodinamik bir proses için tanımlanan termodinamik "çevrim"i kullandı. Carnot çevrimi o zaman ısı pompası performansının tespitinde temel bir referans oldu.

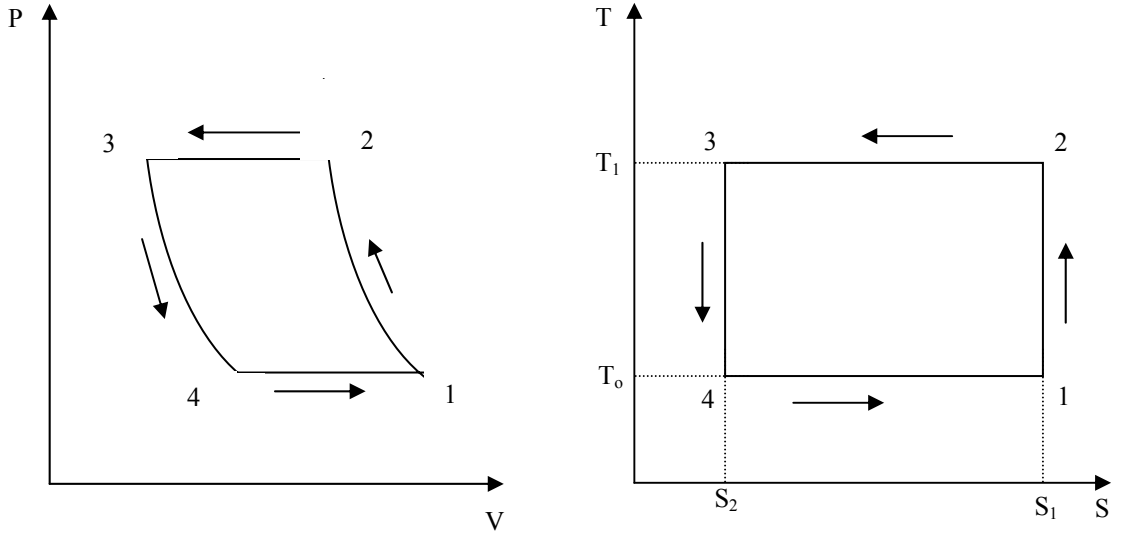
Şekil 2.4'de de görüldüğü gibi ısı pompasının, ısı makinasının tersi olduğu kolaylıkla görülebilir. Isı makinasında, ısı yüksek sıcaklıktaki bir kaynaktan çekilerek iş üretilir ve düşük sıcaklıktaki bir kaynağa aktarılır. Oysa ısı pompasında düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı çekilerek, yüksek sıcaklık seviyesinde bir kaynağa transfer etmek için sisteme iş verilmesi gerekir.



Şekil 2.4. Isı pompası ve ısı makinasının termodinamik modeli

Termodinamiğin II. Kanunu, ısının hiçbir zaman soğuk kaynaktan sıcak kaynağa kendiliğinden geçemeyeceğini ifade etmektedir (Öztürk ve Kılıç 1980). Düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa ısı geçişinin olabilmesi için sisteme dışarıdan bir iş verilmesi gerekir. Bu amaçla genellikle elektrik motoru ile tahrik edilen kompresörler kullanılır (Çulfaz 1981).

Bir makina, ister soğutma ister ısıtma yapıyor olsun bir soğutucu akışkanın kapalı bir çevrim boyunca tekrar tekrar geçirilmesi gerekir (Çulfaz 1981). İdeal ısı pompası çevrimi Ters Carnot çevrimidir. Bu çevrim, iki izotermik ve iki tersinir adyabatik hal değişiminden meydana gelen kapalı bir çevrimdir. Isı pompasına ait Ters Carnot çevrimi, izoterm genişlemede ısı aldığı zaman, doymuş buhar durumuna geçen ve izotermik sıkıştırma ile ısı verdiği zaman da doymuş sıvı durumuna geçen akışkanlarla yapılabilir. Şekil 2.5.a.b ısı pompasına ilişkin ters Carnot çevrimini göstermektedir (Alibaş ve Gülten 1990).



Şekil 2.5.a.b. Ters Carnot çevrimi P-V ve T-S diyagramları

Isı pompalarında performans belirleyici olarak çeşitli kriterler kullanılmaktadır. Isı makinaları için,  $\frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H}$  ısı verim olarak adlandırılır. Isı pompası için ise  $\frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}}$  performans katsayısı ya da ısıtma tesir katsayısı olarak adlandırılır (COP, Coefficient of Performance).  $\frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}}$  oranı ise soğutma makinalarında soğutma tesir katsayısı olarak adlandırılmakta ve COPso olarak gösterilmektedir. Buna göre bu üç sisteme ait bağıntılar şu şekilde oluşur:

Isı makinasının ısı verimi;

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_H} \quad (2.3)$$

Isı pompasının performans katsayısı;

$$COP_{IP} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_{net}} \quad (2.4)$$

Soğutma cihazının performans katsayısı;

$$COP_{SO} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{net}} \quad (2.5)$$

$\dot{Q}_H = \dot{W}_{net} + \dot{Q}_L$  olduğu için ısı pompasının performansı katsayısı şu şekilde yazılabilir:

$$COP_{IP} = COP_{SO} + 1 \quad (2.6)$$

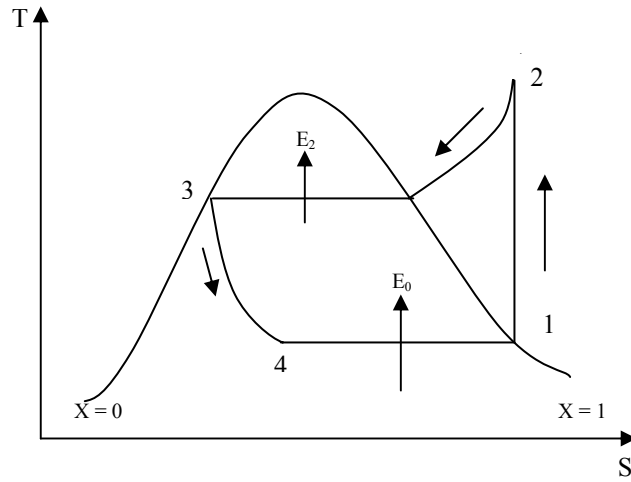
Isı pompalarının performans analizi, termodinamik çevrimlerinin iyi bilinmesiyle mümkündür. Bu çevrimler, ideal ısı pompası çevrimi olan ters Carnot çevrimi ve gerçek ısı pompası çevrimleridir.

Şekil 2.5.a.b'de iki sıcaklık kaynağı arasında ters Carnot çevrimine göre çalışan bir ısı pompasının P-V ve T-S diyagramları gösterilmiştir. Bu çevrim, ısı pompası uygulamalarında kullanılır. Isı,  $T_H$  sıcaklığında izotermal olarak atılır ve  $T_L$  sıcaklığında izotermal olarak çekilir. Genişleme ve sıkıştırma işlemleri izentropik olarak gerçekleşir. Gerekli iş miktarı dışarıdan bir primer motor vasıtasıyla verilir. Entropi tanımı ve termodinamik kanunlar kullanılarak, Carnot performans katsayısı şu şekilde elde edilir:

$$COP_c = \frac{T_L}{T_H - T_L} + 1 = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (2.7)$$

## 2.5. İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma/Isı Pompası Çevrimi

Uygulamaya en yakın sonuç veren çevrim, İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma/Isı pompası çevrimidir. Akışkanın bir genleşme vanasından geçerek, sabit entalpide tersinmez bir genleşmeye uğraması esasına dayanan bu çevrim, buhar sıkıştırma bir sistemi en iyi karakterize eden çevrimdir. Şekil 2.6'da ideal buhar sıkıştırma ısı pompası/soğutma çevrimi T-s diyagramı gösterilmiştir. Çevrim aşamaları şu şekilde gerçekleşmektedir.



Şekil 2.6. İdeal buhar sıkıştırma ısı pompası/soğutma çevrimi T-s diyagramı

- .....1 Soğutucu akışkan doymuş buhar fazında iken kompresör tarafından emilir,
- 1.....2 Soğutucu gaz yoğunlaştırıcıya girer,
- 2...3 Soğutucu gaz, ısıtılacak ortama yoğunlaşma ısısını vererek sıvı fazına geçer,
- 3...4 Sıvı fazındaki soğutucu, genleşme valfinde basıncı düşürüldükten sonra buharlaştırıcıya geçer.

- 4...1 Düşük basınçta buharlaşan soğutucu akışkan buharlaşma ısını ortamdaki çekerek. Daha sonra tekrar kompresöre gider ve çevrim tamamlanmış olur (Pala and Devres 1987).

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma/ısı pompası çevrimine ait performans katsayısı ise şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$COP_{ip} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.8)$$

## 2.6. Soğutucu Akışkan Karışımlarının Kullanılmasıyla Oluşan Performans İyileşmesi, Carnot ve Lorenz Çevrimleri

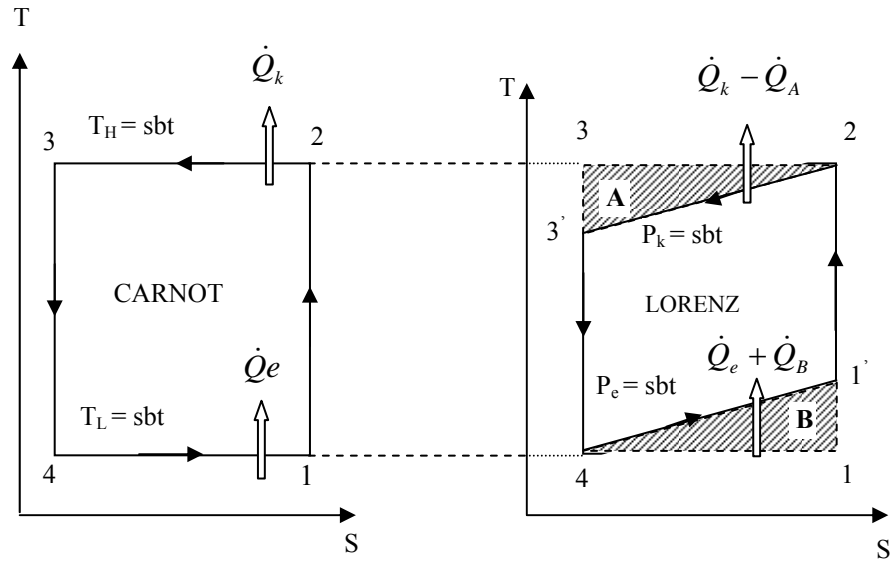
Soğutma süreçleri soğutucu akışkan kullanım sıcaklığının değişimine göre iki grupta toplanabilir:

- Soğutucu akışkanın sabit sıcaklıkta kullanıldığı süreçler (izoterm soğutma)
- Soğutucu akışkanın değişen sıcaklıkta (bir sıcaklık aralığında) kullanıldığı süreçler (izoterm olmayan soğutma)

Bir çok durumda soğutucu akışkan kullanımı açısından ikinci durum mevcuttur. Akışkanların soğutulması, doğal gazların sıvılaştırılması bu duruma örnek gösterilebilir. Konvensiyonel bir buhar makinası bu tür süreçlerde kullanıldığı zaman soğutulan ortamdaki alınan ısının tümü, buharlaşan soğutucu tarafından en düşük buharlaşma sıcaklığında çekilecektir. Bu esnada buharlaştırıcının bir kısmında büyük sıcaklık farkları oluşacak, tersinmezlik kayıpları ve buna bağlı olarak enerji kayıpları meydana gelecektir. Aynı şeyler buhar makinasının kondenseri için de geçerlidir. Isı geçişinin bir tarafta sabit, diğer tarafta değişen sıcaklıkta yapılması enerji açısından uygun bir çözüm olmadığı gibi, bu halde ideal karşılaştırma çevrimi olarak Carnot çevriminin kullanılması yanlış sonuçlara götürmektedir. Değişen sıcaklıkta ısı veya soğu çekilmesi için ideal karşılaştırma çevrimi Lorenz çevrimidir (Şekil 2.7) (Ertaş 1981).

Lorenz çevriminin iki önemli faydası vardır. Birincisi, kompresörün sıkıştırma iş yükünün azalması; ikincisi çevre ile sistem arasındaki daha düşük sıcaklık farkları nedeniyle evaporator ve kondenserdeki termodinamik tersinmezliklerin azalmasıdır (Yılmaz 2003).

Ters Carnot ve Lorenz çevriminin bir karşılaştırması yapılacak olursa (Şekil 2.7’de görüldüğü gibi) COP değerleri aşağıdaki gibi olur.



Şekil 2.7. Carnot ve Lorenz çevriminin mukayesesi (Yılmaz 2003)

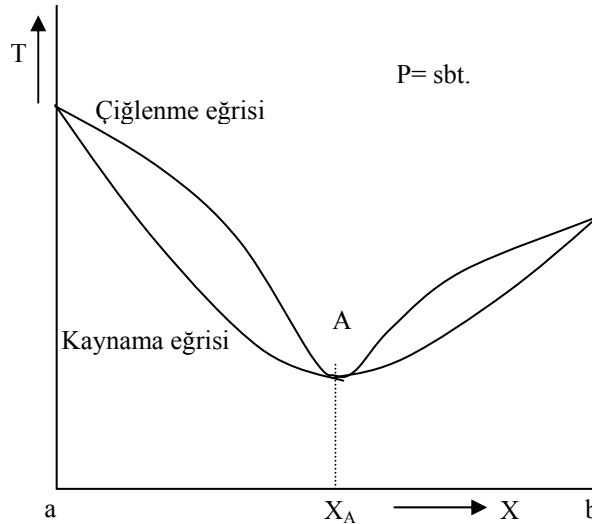
$$\dot{W}_K = \dot{Q}_k - \dot{Q}_e \quad (2.9)$$

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{W}_K} = \frac{1}{1 - T_L / T_H} \quad (2.10)$$

$$COP_{Lo} = \frac{\dot{Q}_k - \dot{Q}_A}{\dot{W}_K - \dot{Q}_B - \dot{Q}_A} = \frac{1}{1 - \frac{T_L - T_{1'}}{T_H - T_3}} \quad (2.11)$$

Burada  $W_K$ , kompresör işi;  $Q_k$ , kondenserden atılan ısı;  $Q_A$ , kondenserde lorenz çevriminden dolayı kaybedilen ısı;  $Q_B$ , evaporatorde lorenz çevriminden dolayı kazanılan ısı olarak tanımlanmaktadır. 2.10 ve 2.11 bağıntılarından görüldüğü gibi  $COP_{\text{lorenz}}$ ,  $COP_{\text{carnot}}$  'dan büyüktür. Bu durum ise soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkan karışımlarının kullanılmasının üstünlüğünü açıkça ortaya koymaktadır (Çomaklı vd 1994).

İzoterm olmayan ısıtma ve soğutma değişik birkaç yolla gerçekleştirilebilir. Bu yollardan biri zeotropik soğutkan karışımlarının buhar sıkıştırımlı çevrimlerde kullanılmasıdır. Azeotropik karışımlar, karışımı oluşturan bileşenlerden daha düşük buharlaşma sıcaklığına sahip olduklarından düşük sıcaklıklarda tek kademedeki çalışma mümkün olabilmektedir. Ancak azeotropik noktada kaynama ve çığlenme eğrileri bir noktada birleştiklerinden saf soğutkanlar gibi bir tek kaynama sıcaklığına sahiptirler. Bu nedenle değişen sıcaklıkta ısıtma ve soğutmaya uygun değildir (Şekil 2.7) (Ertaş 1981).



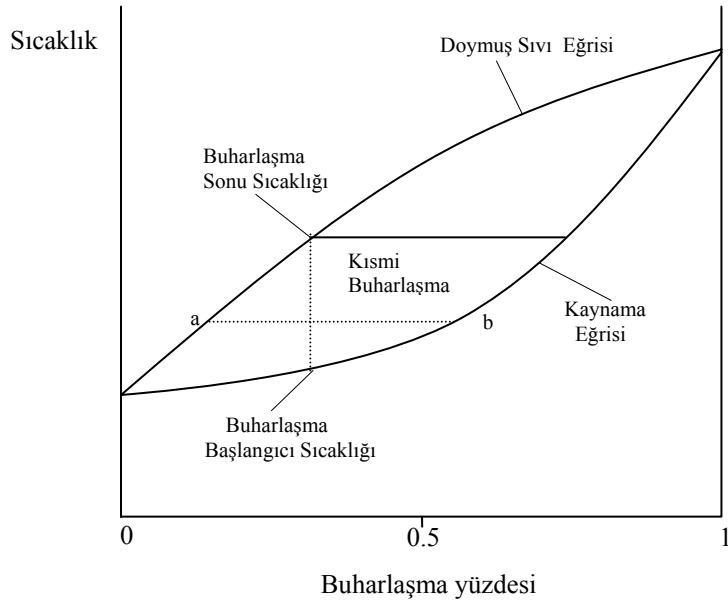
**Şekil 2.8.** Azeotrop bir karışımın sıcaklık-konsantrasyon diyagramı

Zeotropik karışımların oluşturduğu potansiyel avantajlar, sabit basınçtaki buharlaşma ve yoğuşmanın, sıcaklık değişimiyle birlikte oluşması gerçeğinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 2.8 ikili zeotropik soğutkan karışımına ait kaynama ve çiglenme eğrileri ile birlikte iki fazlı bölgeyi göstermektedir (Merriam and Little 1984).

Sıvı buharlaştığı zaman öncelikle çabuk buharlaşan (more-volatile) bileşen buhar fazına geçer; böylece sıvı fazı, geç buharlaşan (less-volatile) bileşence zengin duruma gelir. Kaynama noktası sıcaklığı, geç buharlaşan bileşen konsantrasyonunun artmasıyla artar. Buharlaşma işlemi soğutkan akışı evaporatör boyunca devam ettiği sürece, sıcaklık, boru cidarında buharlaşmayı sürdürmek için gerekli olan kadar artacaktır. Sonunda, buharlaşmanın bitiminde, soğutkan, yoğunlaşma hattı üzerindeki bir sıcaklıkta olacaktır. Şu da bilinmelidir ki, sıvı ve buhar fazları arasındaki tüm noktalarda dengenin var olduğu kabul edilirse, iki fazdaki bileşenlerin konsantrasyonları farklı olacaktır. Örneğin Şekil 2.9'da, a ve b ile gösterilen noktalar, evaporatör uzunluğu boyunca bazı noktalarda, iki fazdaki nispi kütle oranlarını göstermektedir; geç buharlaşan bileşen, daima buhar fazındakine oranla sıvı fazda daha yoğundur.



**Şekil 2.9.** İkili soğutucu akışkan karışımı için buharlaşma esnasındaki sıcaklık değişimini gösteren iki fazlı bölge

Kısaca ifade etmek gerekirse, iki fazlı bölgenin genel görünüşü, tüm ikili zeotropik soğutkan karışımları için aynı olur. Bununla birlikte, doymuş buhar ve doymuş sıvı hatları arasındaki maksimum sıcaklık farkı, normal olarak düşük basınç seviyelerinde daha büyük olacaktır. Bu fark, daima, saf bileşenlerin kaynama noktası sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkıyla orantılı olarak da değişecektir.

## 2.7. Zeotropik Soğutkan Karışımlarının Termodinamik Çevrimlerinin Analizi

Zeotropik soğutkan karışımlarına ait bir ideal soğutma çevriminin T-s ve T-x diyagramları (Şekil 2.10)'da gösterilmiştir. Bu çevrimde:

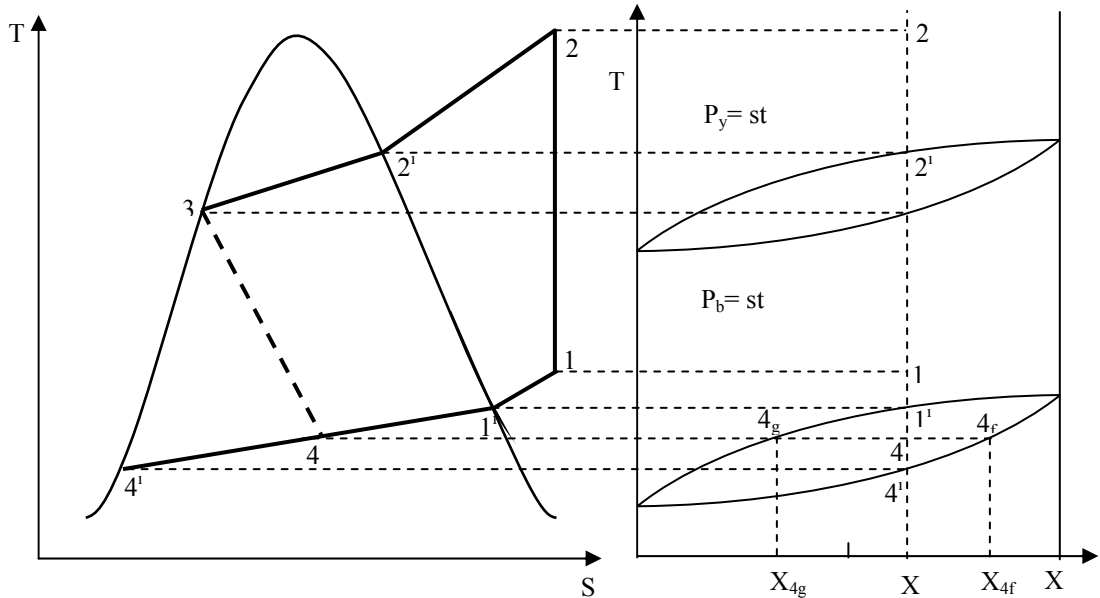
1-2 arası hal değişimi : İzentropik sıkıştırma,

2-3 arası hal değişimi : İzobarik yoğuşma,

3-4 arası hal değişimi : Kısılma,

4-1 arası hal değişimi : İzobarik buharlaşma

şeklinde gerçekleştiği kabul edilmektedir. Çevrimin termodinamik analizinin yapılması için çevrim üzerindeki bütün hal noktalarının özelliklerinin bilinmesi gerekir.



Şekil 2.10. Soğutkan karışımlara ait ideal soğutma çevriminin T-s ve T-x diyagramları

Burada, iki fazlı karışım bölgesinde kalan 4 noktasının entalpisi;

$$h_4(T_4) = FL_4 h_{4f}(T_4) + (1 - FL_4) h_{4g}(T_4) \quad (2.12)$$

şeklinde yazılabilir. Burada,  $FL_4$ , sadece zeotropik soğutkan karışımlara ait bir termodinamik özellik olan “sıvı kesri” olup;

$$FL_4 = \frac{x_o - x_{4f}}{x_{4g} - x_{4f}} \quad (2.13)$$

şeklinde tanımlanır.

## 2.8. Taguchi Yöntemi

Bu çalışmada, soğutucu akışkanların değişik karışım oranlarından oluşturulan zeotropik karışımların kullanıldığı buhar sıkıştırımalı ısı pompası sistemi ile çeşitli parametrelerin (karışım oranı, evaporatör giriş sıcaklığı, evaporatör akışkan debisi, kondensör giriş sıcaklığı ve kondensör akışkan debisi) ısı pompası performans katsayısı (COP) ve ekserjetik verim ( $\eta_{ek}$ ) üzerindeki etkileri ve optimum çalışma şartları Taguchi yöntemiyle belirlenmiştir. Taguchi yönteminin bu çalışmaya nasıl uygulandığı 3. Bölümde daha ayrıntılı olarak ele alınmıştır. Aşağıda ise Taguchi yöntemi hakkında genel bilgi verilmiştir.

Deneysel maliyetleri minimum düzeyde tutan Taguchi yönteminin klasik deney tasarım yöntemlerine göre üstünlüklerinden birisi performans değerinin ortalamasını hedeflenen düzeye getirirken, hedef civarındaki değişkenliği minimum yapmasıdır. Bir diğeri de, laboratuvar aşamasında belirlenen optimum çalışma şartlarının gerçek üretim ortamında da elde edilebilmesidir.

Genichi Taguchi, çevresel şartlara ve bileşenlerdeki (alt ürünlerdeki) değişkenliğe karşı daha dayanıklı ürünler yapmak için, performans değerinin ortalamasını hedef değerine getirdikten sonra; hedef civarındaki değişkenliğin minimum yapılmasında deney tasarımlarından yararlanılabileceğini ortaya çıkarmıştır. Taguchi'ye göre bir ürünün veya prosesin performansı (yani optimum çalışma şartları);

- Kullanılacağı çevre şartlarından,
- Üretiminde kullanılan bileşenlerden

etkilenir. Öyle ise, optimum çalışma şartları, ürünün veya prosesin kullanılacağı çevresel şartların ve üretimlerinde kullanılan bileşenlerin durumları dikkate alınarak belirlenmelidir. Ürünü veya prosesi etkileyen parametreler ise;

- Kontrol edilebilen,
- Kontrol edilemeyen

olmak üzere iki grupta toplanabilir. Çok yüksek maliyet gerektirmeleri nedeniyle kontrol edilemeyen parametrelerin olumsuz etkilerini belirleyip ortadan kaldırmak yerine, bunların olumsuz etkilerini ortadan kaldıracak veya azaltacak kontrol edilebilen parametrelerin değerleri araştırılmalıdır. Kontrol edilebilen parametreler de ürün performansına etkileri bakımından üç grupta sınıflandırılabilir;

- Kontrol parametreleri,
- Düzeltme parametreleri,
- Etkisiz parametreler.

Deneyle sonunda elde edilen veriler analiz edilerek bu sınıflama yapıldıktan sonra; kontrol parametreleri kullanılarak ürün performansındaki değişkenlik azaltılır, düzeltme parametreleri yardımıyla da ürün performansı hedeflenen değere getirilir. Etkisiz parametrelerin de en ekonomik değerleri seçilir. Taguchi bu çalışmalarını yaparken klasik

deney tasarım yöntemlerinden farklı olarak ortogonal diziler, performans istatistiği, kayıp fonksiyonu ve bunun gibi yeni tekniklerden yararlanmak gerektiğini belirtmektedir.

Deneysel çalışma sonunda belirlenecek optimum çalışma şartları, farklı zamanlarda ve farklı çalışma ortamlarında her zaman aynı veya birbirine çok yakın performans değerini sağlayabilmelidir. Bu hedefi gerçekleştirebilmek için kullanılacak optimizasyon kriteri, hem hedeflenen değere erişilip erişilmediğini, hem de hedef civarındaki değişkenliğin minimum düzeyde tutulabilmesini kontrol edebilmelidir. Taguchi'ye göre böyle bir optimizasyon kriteri performans istatistiğidir (signal to noise ratio). Kaçkar incelenen probleme bağlı olarak kullanılacak çok (60'dan fazla) sayıda performans istatistiği geliştirildiğini belirtmektedir (Kaçkar 1985). "Daha büyük daha iyi" durumu için geliştirilen;

$$Z_B = -10 \text{Log} \left( \frac{1}{n} \sum \frac{1}{Y_i^2} \right) \quad (2.14)$$

performans istatistiği optimizasyon kriteri olarak seçilebilecek alternatiflerden biridir.

Taguchi yönteminde deneysel maliyetleri makul seviyelerde tutabilmek amacıyla yüksek kesirli deney tasarım modelleri kullanıldığı için, belirlenen optimum çalışma şartlarına karşı gelen deney, çalışma süresince yapılmamış olabilir. Bu gibi durumlarda, ortogonal dizilerin dengeli olması özelliğinden yararlanılarak optimum çalışma şartlarına karşı gelen performans değeri tahmin edilebilir. Bunun için;

$$Y_i = \mu + \chi_i + e_i \quad (2.15)$$

şeklinde yazılan toplamsal modelden yararlanır. Deneysel sonuçlara bağlı olarak hesaplanan (2.15) eşitliği bir nokta tahmini olduğu için doğrulama deneyi sonuçlarının anlamlı olup olmadıklarını belirlemek amacıyla güven aralığı oluşturulmalıdır. Seçilen hata seviyesindeki güven aralığı;

$$\mu = \sqrt{F_{\alpha;1;SD_{MS_e}} \times MS_e \times \left( \frac{1+m}{N} + \frac{1}{n_t} \right)} \quad (2.16)$$

bağıntısıyla hesaplanır.

### 3. MATERYAL ve YÖNTEM

Isıtma ve soğutma insanlığın temel ihtiyaçlarının başında gelmektedir. Bu ihtiyaçlar ile birlikte artan nüfus ve enerji talebine bağlı olarak çevresel problemler hem yerel hem de küresel boyutta insanlığı tehdit etmektedir. Bundan dolayı ısıtma ve soğutma ihtiyacının karşılanmasında enerjinin etkin ve verimli kullanılmasının yanında bu ihtiyaçların karşılanmasında kullanılan enerji kaynakları ile yaygın olarak kullanılan soğutkanların doğru seçimi de bu problemlerin azalmasına neden olacaktır.

Özellikle soğutma/klima sistemlerinde kullanılan bazı soğutkanların sızması durumunda atmosferde uzun yıllar kaldıkları ve bu sayede hem ozona zarar verdikleri hem de küresel ısınmaya etki ettikleri bilinen bir gerçektir.

Çeşitli soğutkan/soğutkan karışımlarının ısı pompası sistemlerinde kullanılmasının araştırılması ve yeni üretilen soğutkan/soğutkan karışımlarının performanslarının araştırılması önemli bir konu olarak yerini korumaktadır.

Bu tez kapsamında; üretimi durdurulmuş ve kullanımı ise sınırlandırılmış olan R22 gazının yerine kullanılabilir alternatif soğutkanların (R134a, R407C, vb.) ve soğutkan karışımlarının ısı pompasındaki performanslarının incelenmesi hedeflenmiştir.

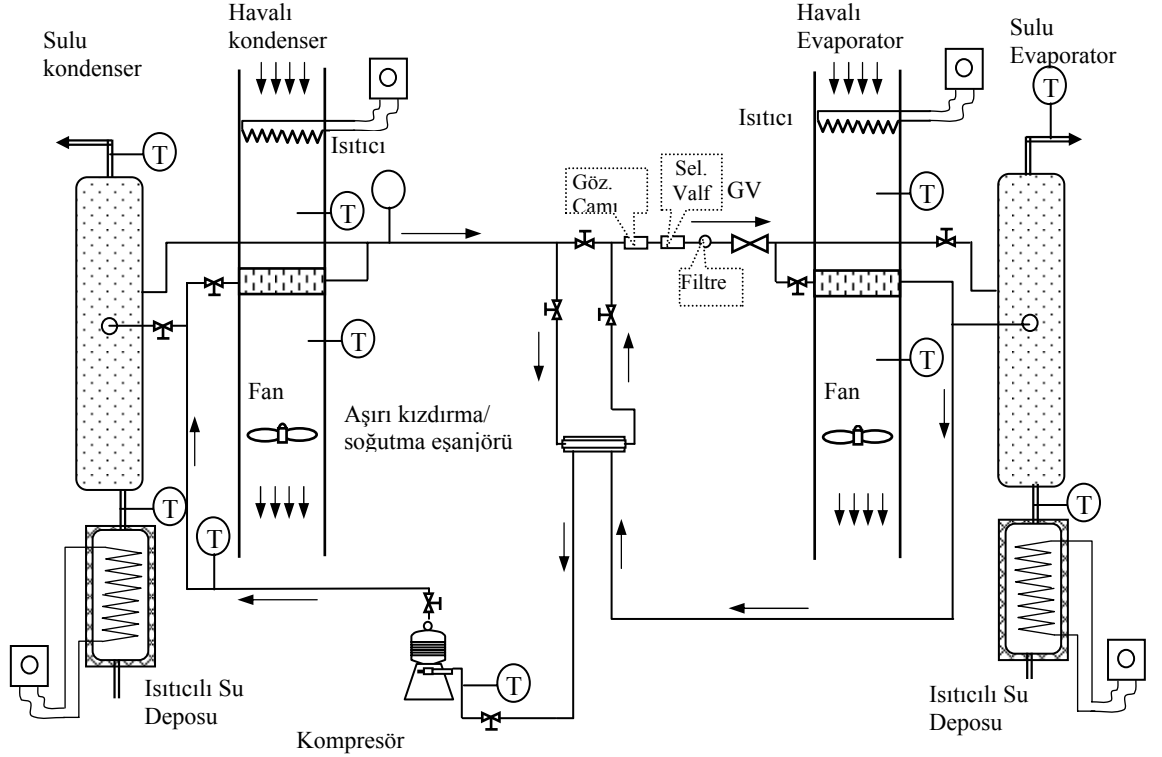
Bu çalışma kapsamında geniş bir literatür çalışması yapılmış ve tez çalışmalarını gerçekleştirmek üzere Atatürk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Laboratuvarında bir çalışma alanı belirlenip söz konusu alan yeniden düzenlenmiştir. Daha sonra 105M030 nolu TÜBİTAK projesi ve BAP projesi desteği alınarak deney düzeneğinde belirtilen teçhizat alımları yapılmıştır ve sistem kurulmuştur.

Bu deney düzeneği ile ısı pompasının her işletme çevrimindeki (kondenser ve evaporator akışkanlarına göre hava-hava, hava-su, su-su, su-hava çevrimi) performansı,

çeşitli gaz ve gaz karışımlarında test edilmiştir. Deneyler, mümkün olduğunca fazla gaz ve gaz karışımları için yapılmıştır. Öncelikle R22'nin alternatifi olan gazlar ve bu gazların karışımları çalışılmıştır. Deneyler süreden ve gazlardan tasarruf etmek için deneysel bir yöntem olan Taguchi yöntemine göre yapılmıştır.

### 3.1. Deney Sistemi

Şekil 3.1 ve 3.2'de; bu sistemin şematik görünüşü verilmiştir. Bu deney düzeneği; kondenser ve evaporator akışkanlarına göre hava-hava, hava-su, su-su, su-hava prensibine göre çalışacak şekilde tasarlanmıştır. Evaporator ve kondenserde akışkan sıcaklıklarını kontrol etmek için ısıtıcılar konmuştur.



Şekil 3.1. Isı pompası deney sisteminin şematik görünüşü





**Şekil 3.2.** Isı pompası deney sisteminin görünüşü

## 3.2. Deney Sisteminde Kullanılan Elemanlar

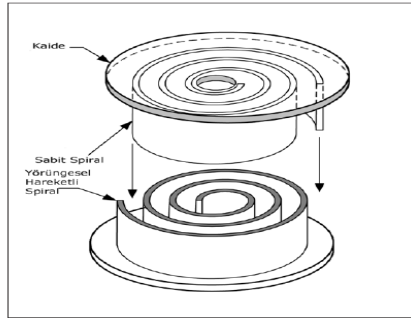
### 3.2.1. Kompresör

Isı pompası düzeneğinde kullanılmak üzere alımı yapılan kompresör, scroll kompresördür. Kompresörün gücü 2.8 HP; çalışma sıcaklığı aralığı  $+12/-20$  °C; devir sayısı 3500 dev/dak; çalışma voltu 380 V'dir. Ayrıca R22, R407C, R134a gazlarıyla çalışabilen kompresör, üç fazlı Copeland marka scroll bir kompresördür.

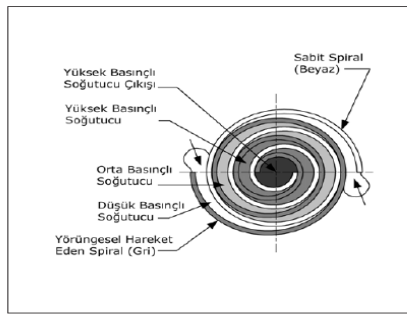
**Scroll Kompresör:** Scroll kompresörler son yıllarda geliştirilerek geniş ölçüde kullanılmaya başlanan, dönel, pozitif-cebri sıkıştırımlı makinalar olup, birisi sabit diğeri uydu şeklinde dönen ve dar tolerans aralıklarıyla çalışan iki spiral elemandan

oluşmaktadır. Bu kompresörlerde gerek spiral elemanların temas yüzeyi sızdırmazlığı, gerekse alın kısımlarındaki sızdırmazlık mümkün olduğunca yüksek tutulmalıdır ki bu da, imalatın yakın toleranslarla yapılmasını, aşınmaya dayanıklı malzeme kullanılmasını, yataklamanın ve yağlama işleminin iyi yapılmasını gerektirmektedir. Pistonlu kompresörlere göre krank milinin  $360^0$  dönüşü sırasında tork değişimleri de çok daha azalmaktadır (Özkol 1999).

Bir spiral kompresörde temel sıkıştırma elemanı 'spiral'dir. Spiral bir ucundan sabit ve düz bir kaideye bağlanmıştır. Spiral seti, birbiri ile aynı geometriye sahip iki spiralden oluşur (Şekil 3.3). Ayrıca, her yörünge sıkıştırma çevrimini yeniden başlattığından, her hangi bir zaman diliminde Şekil 3.4'de görüldüğü gibi, düşük, orta ve yüksek basınç koşullarında simetrik üç çift yarım ay şeklinde cep vardır.



**Şekil 3.3.** Spiral çark seti birbirinin aynı iki spiralden oluşur, bunlardan biri ters - yüz edilir ve  $180^0$  döndürülerek diğerinin içine geçirilir.



**Şekil 3.4.** Sıkıştırma işlemi sürekli olduğu için, herhangi bir zaman diliminde spiral kanatları düşük, orta ve yüksek basınçta soğutucu gaz cepleri tutar.

Sıkıştırma işleminde; alt ve üst spiraller monte edilince kanatlarının yan yüzleri yarım ay şeklinde cepler oluşturur. Cepler hareket ettikçe hacimleri azalır ve bu şekilde aradaki gazı sıkıştırır. Hava koşullandırma ve soğutmada kullanılan, spiral kompresörlerin çoğu dikey konumlandırılmış, spiral çark setleri motor milinin üst ucuna monte edilmiştir (Alarko 2005).

### 3.2.2. Kondenser

Deney düzeneğinde kullanılan kondenser; su soğutmalı, yatık tertipli shell and tube tipi (içteki boruda su, gövdede ise soğutucu akışkanın dolaşması esasına göre çalışan) kondenserdir. Aşağıda bu kondenserlerin genel özellikleri ve Çizelge 3.1’de deney düzeneğinde kullanılan su soğutmalı kondenserin özellikleri verilmiştir. Ardından, sistemde kullanılan diğer havalı kondenser hakkında genel bilgi verilmiştir.

Su soğutmalı kondenser; bilhassa temiz suyun bol miktarda, ucuz ve düşük sıcaklıklarda bulunabildiği yerlerde gerek kuruluş ve gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik kondenser tipi olarak kabul edilebilir. Su soğutmalı kondenserlerin dizaynı ve uygulamasında; boru malzemesinin ısıl geçirgenliği, kullanılan suyun kirlenme katsayısı, kanatlı boru kullanıldığında kanat verimi, su devresinin basınç kaybı, soğutucu akışkanın aşırı soğutulmasının seviyesi gibi hususlar göz önünde bulundurulur. Su ile soğutmalı kondenserler değişik şekillerde ve konstrüksiyonda yapılmakta olup genel tipleri şunlardır:

- a) Dik tertipli Boru / Dış zarf tipi (Shell and Tube)
- b) Yatık tertipli Boru / Dış zarf tipi (Shell and Tube)
- c) Helisel serpantin / Dış zarf tipi (Shell and Tube)
- d) İç içe çift boru (Double Pipe) tipi
- e) Atmosferik tip (Özkol 1999).

Yatık tertipli boru / dış zarf tipi kondenser; soğutma sahasında kullanılan, toplam kapasitesi en yüksek kondenserdir denilebilir. Genel dizayn şeklinde soğutkan dış zarf

tarafında ve su boru demetinin içinden geçecek tarzda tertiplenir. Bunun en açık nedeni, soğutkan tarafındaki film katsayılarının su tarafına nazaran çok daha düşük olması ve bu nedenle soğutkan tarafından daha geniş ısı geçiş alanına ihtiyaç olmasıdır.



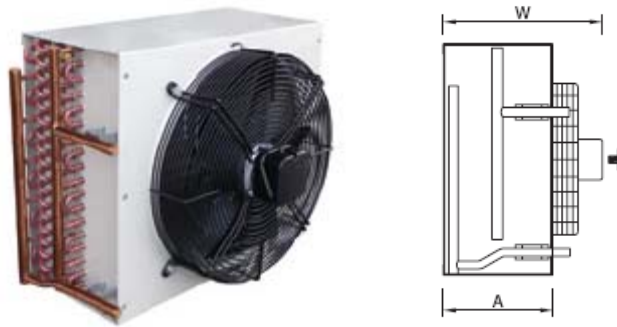
**Şekil 3.5.** Su soğutmalı kondenser

Kondenserin su devresi çoğunlukla 1, 2 ve 4 geçişli olarak tertiplenir. Geçiş sayısının artırılması, aynı kondenser de daha fazla kapasite elde edilmesini sağlayacak ve fakat su basınç kaybını arttıracaktır. Su soğutmalı kondenselerlerin ısıl geçirgenlik katsayıları; su hızına, boru boy ve sayısına, dış zarfın çapına, boru malzemesinin cinsine ve dış yüzeyinin düz ve kanatlı oluşuna göre çok geniş sınırlar arasında değişmektedir (Özkol 1999).

**Çizelge 3.1.** Deney düzeneğinde kullanılan su soğutmalı kondenserin özellikleri

Tipi	YTO-K7	
Kapasite	6000 kcal/h	
A	0,38 m <sup>2</sup>	
V <sub>debi</sub> (V <sub>flow</sub> )	1,2 m <sup>3</sup> /h	
A <sub>psu</sub> (A <sub>pw</sub> )	0,2 mmSS	
T <sub>Yoğ</sub> (T <sub>Kon</sub> ) = 40 °C	Boru	<b>Gövde</b>
T <sub>g</sub> (T <sub>in</sub> ) = 30 °C	P <sub>test</sub> = 8 bar	30 BAR
T <sub>ç</sub> (T <sub>out</sub> ) = 35 °C	P <sub>iş</sub> /P <sub>ope</sub> = 5 bar	30 BAR
Ağırlık = 15 kg	Akışkan: Su	R 22

Hava soğutmalı kondenserlerin tercih nedenleri; basit oluşları, kuruluş ve işletme masraflarının düşüklüğü, bakım-tamirlerinin kolaylığı şeklinde sayılabilir. Ayrıca her türlü soğutma uygulamasına uyabilecek karakterdedir. Hava soğutmalı kondenserlerde de ısı transferi 3 safhada oluşur, bunlar: a) Gaz soğutkandan kızgınlığın alınması b) Yoğuşturma c) Aşırı soğutma. Kondenserin alanının takriben %85'i yoğuşturma olayına hizmet eder ki kondenserin asıl görevi budur. %5 civarında alan kızgınlığın alınmasına ve %10 ise aşırı soğutmaya hizmet eder. Hava soğutmalı kondenserlerde yoğuşan soğutkanı kondenslerden almak ve depolamak üzere genellikle bir soğutkan deposu (receiver) kullanılması usul haline gelmiştir. Bundan maksat, kondenserin faydalı alanını sıvı depolaması için harcamamaktır. Hava soğutmalı kondenserler, grup tertip şekline göre a) Kompresör ile birlikte gruplanmış b) Kompresörden uzak bir mesafeye konulacak tarzda tertiplenmiş olmak üzere iki sınıfa ayrılabilir (Özko1 1999).



**Şekil 3.6.** Hava soğutmalı kondenser

**Çizelge 3.2.** Deney düzeneğinde kullanılan havalı kondenserin özellikleri

Ürün Adı	MHS 40.11
Kapasite	6.35 kW
$\Delta T$	15 °C
Isı Transfer Yüzeyi	15.45 m <sup>2</sup>
Hava Debisi	2680 m <sup>3</sup> /h
Max.Ağırlık	11.5 kg
İşletme Basıncı	28 bar

### 3.2.3. Evaporatör

Deney düzeneğinde kullanılmak üzere alımı yapılan evaporatör, sıvı soğutucu ve hava soğutucu evaporatördür. Aşağıda bu tür evaporatörlerin genel özellikleri verilmiştir.

Sıvı soğutucu evaporatörler, soğutkanın daha iyi kontrolü ve daha emniyetli bir çalışma sağlanması yönlerinden çok iyi sonuçlar verebilmektedir (Özkoç 1999). Boru-dış zarf tipi sıvı evaporatörlerde; soğutkan, boru demetinin içinden, soğutulacak sıvı ise boru demetinin dışından geçmektedir. Boru demeti ile soğutulan sıvı beraberce bir dış zarf içinde bulunur. Deney düzeneğinde kullanılan sulu evaporatörün özellikleri ise Çizelge 3.3'de verilmiştir.



Şekil 3.7. Boru-dış zarf tipi evaporatör

Çizelge 3.3. Deney düzeneğinde kullanılan sulu evaporatör özellikleri

Tipi	YTO-E 6/1	
Kapasite	5400 kcal/h	
A	0,44 m <sup>2</sup>	
V <sub>debi</sub> (V <sub>flow</sub> )	1,1 m <sup>3</sup> /h	
A <sub>psu</sub> (A <sub>pw</sub> )	0,01 mmSS	
T <sub>Yoğ</sub> (T <sub>Ev</sub> ) = 2 °C	<b>Boru</b>	<b>Gövde</b>
T <sub>g</sub> (T <sub>in</sub> ) = 12 °C	P <sub>test</sub> = 15 bar	8 BAR
T <sub>ç</sub> (T <sub>out</sub> ) = 7 °C	P <sub>iş</sub> /P <sub>ope</sub> = 10 bar	5 BAR
Ağırlık = 14 kg	Akışkan: R22	Su

Hava soğutucu evaporatörlerde, havanın ısı geçirme katsayısı düşük olduğundan bunu telafi etmek ve hava geçiş yüzeylerini arttırmak maksadıyla genellikle kanatçıklar ilave edilir. Isıl film katsayısını daha da arttırmak üzere hava geçiş hızlarını arttırmak için vantilatörlerle cebri bir hava hareketi sağlanabilir. Cebri hava sirkülasyonlu evaporatörler daha az ısı geçiş alanı ile daha yüksek kapasiteler sağlayabilmektedir.

Cebri hava hareketli evaporatörleri 3 ana grupta toplamak mümkündür; 1- Alçak hızlı soğutucular (Hava hızı 1-1,5 m/san) 2- Orta hızlı soğutucular (2,5-4 m/san) 3-Yüksek hızlı soğutucular (4-10 m/san) (Özko1 1999).



**Şekil 3.8.** Hava soğutucu evaporatör

Deney düzeneğinde kullanılan havalı evaporatörün özellikleri ise Çizelge 3.4’de verilmiştir.

**Çizelge 3.4.** Deney düzeneğinde kullanılan havalı evaporatör özellikleri

Ürün Adı	8 GNE 40.1.5
Kapasite	4.35 kW
Isı Transfer Yüzeyi	15.7 m <sup>2</sup>
Hava Debisi	3310 m <sup>3</sup> /h
İşletme Basıncı	28 bar

### 3.2.4. Genleşme vanası

Isı pompası düzeneğinde kullanılmak üzere alımı yapılan genleşme vanası, R22, R407A, R407C soğutucu gazlarıyla çalışabilen termostatik genleşme vanasıdır. Aşağıda termostatik genleşme vanası hakkında genel bilgi verilmiştir.



Şekil 3.9. Genleşme vanası



Şekil 3.10. Termostatik genleşme vanaları

**Termostatik genleşme vanası :** Evaporatör çıkışındaki gazın sıcaklığına bağlı olarak, genleşme vanası kapanır veya açılır. Evaporatör çıkışı genleşme vanasına bir boru ile bağlanmıştır. Evaporatör çıkışının sıcaklığı yükselince genleşme vanasına giden boru içindeki gazın sıcaklığı artar. Gaz genişler ve basınçla genleşme vanasını açar. Evaporatör çıkışındaki soğutucu gazın sıcaklığı, normalin altına düşerse, genleşme vanasına kumanda eden boru içindeki gazın basıncı düşer ve genleşme vanası kapanır (Alibaş vd 1988).

### 3.3. Deneysel Yöntem

Deneysel çalışmalar, soğutkanların değişik karışım oranlarından oluşturulan zeotropik karışımların kullanıldığı buhar sıkıştırmalı ısı pompası sisteminde yapılmıştır. Çeşitli parametrelerin ısı pompası performans katsayısı (COP) ve ekserjetik verim ( $\eta_{ek}$ ) üzerindeki etkileri ve optimum çalışma şartları Taguchi yöntemiyle belirlenmiştir.

Deneysel maliyetleri minimum düzeyde tutan Taguchi yönteminin klasik deney tasarım yöntemlerine göre üstünlüklerinden birisi performans değerinin ortalamasını hedeflenen



düzeğe getirirken, hedef civarındaki değişkenliği minimum yapmasıdır. Bir diğeri ise laboratuvar aşamasında belirlenen optimum çalışma şartlarının gerçek üretim ortamına da uygulanabilmesidir. Deneylerde R22'ye alternatif olabilecek R134a, R407C, R404A gazları kullanılmıştır. Bu gazlara ait termodinamik özellikleri Çizelge 3.5'de verilmiştir.

**Çizelge 3.5.** Kullanılan soğutkanların termodinamik özellikleri

<b>Soğutkan</b>	<b>R22</b>	<b>R-134a</b>	<b>R404A</b>	<b>R407C</b>
Karışım (ağırlıkça %)	-	-	R125/143a/134a (44/52/4)	R32/125/134a (23/25/52)
Molar ağırlık (kg/kmol)	86.48	102.03	97.6	86.2
Kaynama noktası (1 atm °C)	-40.80	-26.1	-46.5	-43.7
Donma noktası (°C)	-160.00	-101	-118	
Kritik sıcaklık (°C)	96	101.06	72.1	86.05
Kritik Basınç (bar)	49.9	40.64	37.32	46.34
Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	513	508	488.5	512.7
Buharlaşma gizli ısısı (kJ/kg)	234.7	215.5	208.9	243.8
ODP	0.055	0	0	0
GWP	1700	1300	3700	1600

Deneyler ile ısı pompasında COP ve ekserjetik verim üzerine çeşitli parametrelerin etkileri incelenmiş ve bu parametrelerin Taguchi yöntemiyle optimum şartları belirlenmiştir. Daha önce yapılan çalışmalarda etkin oldukları belirtilen ve laboratuvar imkanlarımıza uygun olan karışım oranı, evaporatör giriş sıcaklığı, evaporatör akışkan debisi, kondensör giriş sıcaklığı ve kondensör akışkan debisi parametre olarak belirlenmiştir. Deneyler Taguchi yöntemine göre hazırlanan bir deney planı çerçevesinde yapılmıştır. Taguchi yöntemi hem yapılacak deney sayısını azaltmış, hem de optimum çalışma şartlarını belirlemede kolaylık sağlamıştır.

### 3.3.1. Parametrelerin belirlenmesi ve deney planının seçilmesi

COP ve  $\eta_{ek}$  üzerinde etkili olabilecek çok sayıda kontrol edilebilen parametre olmasına rağmen mevcut laboratuvar şartlarında karışım oranı, evaporatör hava giriş sıcaklığı, evaporatör hava debisi, kondenser hava giriş sıcaklığı ve kondenser hava debisi parametreleri incelenecektir. Dört şekilde çalışabilen sistemde (hava-hava kaynaklı, su-su kaynaklı, su-hava kaynaklı, hava-su kaynaklı) ilk çalışma hava-hava kaynaklı sistem üzerinde yapılmıştır. Kondenser ve evaporatör hava giriş sıcaklıkları, hava kanalı girişine yerleştirilen her biri 1 kW kapasiteli 5 ısıtıcı vasıtasıyla sağlanmıştır. Soğutucu akışkan karışımlarının deneneceği ısı pompası sistemimizde; hava-hava esasına göre çalışan çevrim için, seçilen parametreler ve bu parametrelerin deneylerde incelenecek seviyeleri Çizelge 3.6, 3.7 ve 3.8’de gösterilmiştir. COP ve  $\eta_{ek}$  üzerine etkili olabilen fakat deney anında kontrol edilemeyen veya kontrolü çok zor olan değişkenlik kaynaklarının (kontrol edilemeyen parametrelerin) etkilerini gözlemleyebilmek için her deneysel birleşimde, farklı zamanlarda olmak üzere, 2 tekrar deney yapılmıştır. COP ve  $\eta_{ek}$ ’nin maksimum yapılması hedeflendiğinden “daha büyük daha iyi” durumu için Taguchi’nin önerdiği (2.14) eşitliği optimizasyon kriteri olarak seçilmiştir.

**Çizelge 3.6.** R22 ve R134a için seçilen parametreler ve incelenecek seviyeleri

Parametreler		Seviyeler				
		1	2	3	4	5
A	Karışım Oranı	%100R22	%75R22 %25R134a	%50R22 %50R134a	%25R22 %75R134a	%100 R134a
B	Evap.Hava Debisi(kg/s)	0,58	0,62	0,66	0,70	0,74
C	Evap. Hava Giriş Sıc. (°C)	24	26	28	30	32
D	Kond. Hava Debisi(kg/s)	0,57	0,61	0,65	0,69	0,73
E	Kond.Hava Giriş Sıc.(°C)	34	32	28	24	22

**Çizelge 3.7.** R22 ve R404A için seçilen parametreler ve incelenecek seviyeleri

Parametreler		Seviyeler				
		1	2	3	4	5
A	Karışım Oranı	%100R22	%75R22 %25R404A	%50R22 %50R404A	%25R22 %75R404A	%100 R404A
B	Evap.Hava Debisi(kg/s)	0,58	0,62	0,66	0,70	0,74
C	Evap.Hava Giriş Sıc. (°C)	24	26	28	30	32
D	Kond.Hava Debisi(kg/s)	0,57	0,61	0,65	0,69	0,73
E	Kond.Hava Giriş Sıc.(°C)	34	32	28	24	22

**Çizelge 3. 8.** R22 ve R407C için seçilen parametreler ve incelenecek seviyeleri

Parametreler		Seviyeler				
		1	2	3	4	5
A	Karışım Oranı	%100R22	%75R22 %25R407C	%50R22 %50R407C	%25R22 %75R407C	%100 R407C
B	Evap.Hava Debisi(kg/s)	0,58	0,62	0,66	0,70	0,74
C	Evap.Hava Giriş Sıc. (°C)	24	26	28	30	32
D	Kond.Hava Debisi(kg/s)	0,57	0,61	0,65	0,69	0,73
E	Kond.Hava Giriş Sıc.(°C)	34	32	28	24	22

### 3.3.2. Deneylerin yapılışı

Deneylere başlamadan önce sisteme 15 bar R22 soğutucu akışkanı basılarak kaçak kontrolü yapılmış, yeterli bir süre sonra manometre göstergelerinde değişim olmadığı görüldüğünden kaçak olmadığı anlaşılmıştır. Daha sonra sistem vakum edilerek içinde yabancı madde ve nem kalmaması sağlanmıştır. Hesaplar sonucunda uygun görülen toplam 3,5 kg soğutucu akışkan hassas terazi ile tartılarak sisteme verilmiştir.

Çizelge 3.6, 3.7 ve 3.8'de verilen parametreler Çizelge 3.9'daki sütunlara yerleştirildikten sonra deney sırası elde edilmiştir. Elde edilen deney planındaki sıra dikkate alınarak ilgili deneye ait şartlar oluşturulduktan sonra sistem kararlı rejime ulaşıncaya kadar 30 dakika çalıştırılmıştır.

Kararlı rejime ulaşan sistemden kompresör girişi, kompresör çıkışı, kondensör girişleri, kondensör çıkışları, evaporatör girişleri, evaporatör çıkışları, evaporatör hava, su giriş ve çıkış sıcaklıkları ve kondensör hava, su giriş ve çıkış sıcaklıkları olmak üzere 29 ayrı noktada sıcaklık; evaporatör ve kondensör giriş ve çıkışında olmak üzere 4 ayrı noktada basınç ölçümü yapılmıştır.

Ayrıca kompresörün çektiği akım ölçülmüş ve elde edilen ölçümlerden grafikler elde edilmiştir. Sistemde kullanılan soğutucu akışkanın debisi, gaz debimetresiyle ölçülmüştür. Kondensör ve evaporatörün su debileri ise kondenser ve evaporatör girişlerine yerleştirilen debimetrelerle ölçülmüştür.

**Çizelge 3.9.** Seçilmiş  $L_{25} (5^5)$  deney planı

Deney No	Parametreler				
	A	B	C	D	E
1	1	1	1	1	1
2	1	2	2	2	2
3	1	3	3	3	3
4	1	4	4	4	4
5	1	5	5	5	5
6	2	1	2	3	4
7	2	2	3	4	5
8	2	3	4	5	1
9	2	4	5	1	2
10	2	5	1	2	3
11	3	1	3	5	2
12	3	2	4	1	3
13	3	3	5	2	4
14	3	4	1	3	5
15	3	5	2	4	1
16	4	1	4	2	5
17	4	2	5	3	1
18	4	3	1	4	2
19	4	4	2	5	3
20	4	5	3	1	4
21	5	1	5	4	3
22	5	2	1	5	4
23	5	3	2	1	5
24	5	4	3	2	1
25	5	5	4	3	2

### 3.3.3. Deneysel verilerin değerlendirilmesinde kullanılan bağıntılar

Deneyselerde kullanılan saf ve çeşitli oranlardan meydana gelen soğutkan karışımların termodinamik özellikleri NIST paket programından elde edilerek aşağıdaki eşitlikler yardımıyla sistemin COP ve  $\eta_{ek}$  değerleri için gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Çevrimde dolaşan akışkanın kütleli debisi  $\dot{m}_r$  olmak üzere ideal ısı pompası çevriminde (Şekil 3.11’de belirtilen çevrimdeki noktalar dikkate alınır) giren ve çıkan enerjiler şu şekilde açıklanmaktadır;

Kompresör gücü;

$$\dot{W}_K = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad \text{veya} \quad \dot{W}_K = I.V.Cos \varphi .\sqrt{3} \quad (3.1)$$

Kondensör kapasitesi;

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_r (h_5 - h_2) = K_k A_k \Delta T_k \quad (3.2)$$

veya ısı transfer ortamı su ve hava olması halinde;

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_s C_{ps} (T_{sç} - T_{sg}) \quad \text{ve} \quad \dot{Q}_k = \dot{m}_h C_{ph} (T_{hç} - T_{hg}) \quad (3.3)$$

Evaporatör kapasitesi;

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r (h_1 - h_6) = K_e A_e \Delta T_e \quad (3.4)$$

veya ısı transfer ortamı su ve hava olması halinde;

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_s C_{ps} (T_{sg} - T_{sç}) \quad \text{ve} \quad \dot{Q}_e = \dot{m}_h C_{ph} (T_{hg} - T_{hç}) \quad (3.5)$$

Yukarıdaki ifadelerden ısı pompasının COP değeri;

$$COP_{IP} = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{W}_K} \quad \text{olarak bulunur.} \quad (3.6)$$

Termodinamiğin I. kanunu mevcut enerjinin diğer bir enerji şekline dönüştürülebileceğini ve bir sistemden diğer bir sisteme transfer edilebileceğini bu sırada enerji toplamının sabit kalacağını ifade etmektedir. Termodinamiğin I. kanunu sistemin iyilik derecesi hakkında bilgi verme açısından yeterli olmadığından dolayı

sistemlerin Termodinamiğin II. kanunu açısından da değerlendirilmesi gerekir. Termodinamiğin II. kanunu, ısı enerjisinin tamamen işe çevrilemeyeceğini ve süreçlerin tersinmez olduğunu açıklamaktadır. Bu bakımdan süreçlerin termodinamik analizi yapılırken tersinmezlikler de dikkate alınarak ekserji analizleri yapılmalıdır.

Ekserji kelimesi Yunanca ex (dış) ve ergon (kuvvet ve iş) kelimelerinden türetilmiştir. İlk kez 1824 yılında Carnot tarafından kullanıldığı kabul edilmiştir (Wall 1998). Ekserji analizi konusundaki çalışmalar ise Gouy ve Stodola ile başlamıştır. Daha sonraki yıllarda F. Bosnjokovic tarafından ekserji geliştirilerek modernize edilmiştir ve bu kavram değişik termodinamik kitaplarında geniş bir şekilde yer almıştır (Szargat 1988).

Ekserjetik verim ifadesi genel olarak;

$$\eta_{ek} = \text{Ekserji çıkışı} / \text{Ekserji girişi}$$

veya;

$$\eta_{ek} = \frac{COP_{IP}}{COP_C} = \frac{\dot{Q}_k / \dot{W}_K}{T_H / (T_H - T_L)} \quad (3.7)$$

şeklinde ifade edilir.

Soğutucu akışkanlara ait termodinamik özelliklerden hareketle NIST paket programından da yararlanılarak COP ve  $\eta_{ek}$  hesaplamaları yapılmıştır. Hesaplanan COP ve  $\eta_{ek}$  değerleri, seçilen parametrelerin bu değerler üzerindeki etkilerini incelemek ve varyans analiz tabloları oluşturulmak üzere PC ortamında ANOVA-TM paket programında değerlendirilmiştir.

### 3.4. Sistemin Teorik Analizi ve Matematik Modeli

Modelleme ile yapılan deneylerden hareketle bir simülasyon programı hazırlanmış ve bu program deneyler ile test edilmiştir. Doğruluğu saptanan programda daha sonra

deneyleri yapılmayan parametreler ve gaz karışımlarının ısı pompası performansına etkileri hesaplanacaktır.

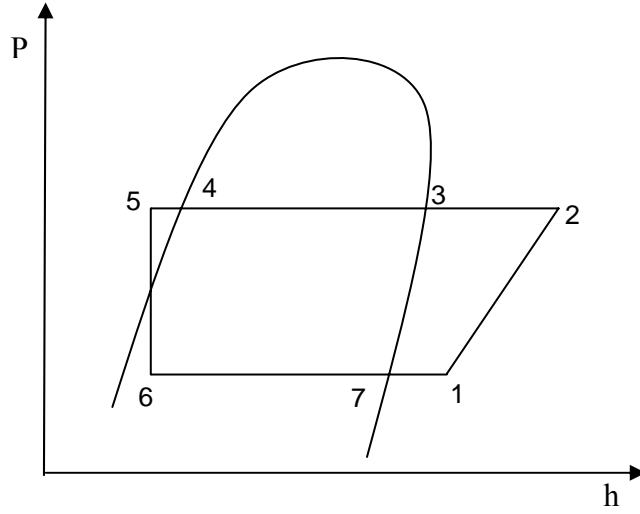
Modellenmesi yapılacak olan ısı pompası sisteminin basınç-entalpi (P-h) diyagramı ise Şekil 3.11’de gösterilmiştir. Evaporatörden (buharlaştırıcı) doymuş buhar fazında çıkan soğutucu bir miktar daha kızdırılarak kompresöre girmektedir. Burada sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı yükseltilecek soğutucu, kondenserde (yoğuşturucu) sabit basınçta ısıyı havaya atarak havayı ısıtmaktadır. Kondenserde yoğuşan soğutucu bir miktar aşırı soğutulmuş olarak genişleme vanasına girmektedir. Burada sabit entalpide genişleyen soğutucu evaporatöre girmektedir. Evaporatörde sabit basınç ve sıcaklıkta havadan ısı çekilerek soğutucu akışkan buharlaştırılmaktadır.

Isı pompası sisteminin modellenmesi için her elemanın ayrı ayrı ele alınarak modellerinin yapılması gerekir. Sistemin matematik modelinde kullanılan denklemlerin çözümünde, Şekil.3.11’de gösterilen karakteristik noktalar kullanılmış ve teorik analiz için hazırlanan bilgisayar programında, MATLAB Optimization Toolbox’ından faydalanılmıştır. Sistemin teorik analizinde hesaplanan parametreler ve her bir elemana ait model denklemleri aşağıda çıkarılmıştır.

Sistemde ayrıca kondensör çıkışında bir miktar aşırı soğutma (4-5 noktaları arası) ve evaporatör çıkışında da bir miktar aşırı kızdırma (7-1 noktaları arası) yapılmıştır. Şekil 3.11’de görülen çevrim adımları şu şekilde olmaktadır:

- 1-2 kompresörde izotropik sıkıştırma
- 2-4 kondenserde sabit basınçta yoğuşma
- 4-5 kondenserden çıkışta soğutucunun aşırı soğutulması
- 5-6 genişleme vanasında sabit entalpide basınç ve sıcaklık düşümü
- 6-7 evaporatörde sabit basınçta buharlaşma
- 7-1 kompresöre girmeden önce soğutucunun ısı değiştiricilerinde aşırı kızdırılması





Şekil 3.11. Sistemin basınç-özgül entalpi (P-h) diyagramı

### 3.4.1. Kompresör

Soğutucu akışkanın düşük sıcaklık ve basınçtan, yüksek sıcaklık ve basınca çıkarılması kompresörde sıkıştırılmasıyla gerçekleşir. Sistemde yeni bir tip olan hermetik scroll kompresör kullanılmıştır. Scroll kompresörde sıkıştırma işlemi, iç içe geçmiş biri sabit, diğeri hareketli iki spiral scrollün arasında yapılmaktadır. Kompresör girişinde soğutucu kızgın buhar fazında olup, sıkıştırma sürecinin izentropik ve kompresörün adyabatik olduğu kabul edilmiştir. Scroll kompresörde soğutucu akışkan debisi  $\dot{m}_r$ , devir sayısı N (dev/san), sabit süpürme hacmi  $V_s$  ( $m^3$ ) ve soğutucunun kompresör girişindeki özgül hacmi  $v_1$  ( $m^3 kg^{-1}$ ) olmak üzere,

$$\dot{m}_r = N \cdot V_s / v_1 \quad (3.8)$$

denklemleriyle hesaplanır (Winandy vd 2002). Kompresör için izentropik sıkıştırma durumunda yapılan iş,

$$\dot{W}_k = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (3.9)$$

şeklinde hesaplanır. Kompresör modelinde, sıkıştırma süreci izentropik kabul edildiğinden, kompresör giriş ve çıkışındaki, özgül hacim değişimi,

$$\frac{v_2}{v_1} = \left( \frac{P_e}{P_k} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3.10)$$

denklemiyle hesaplanır.

### 3.4.2. Kondenser

Kompresörden çıkan kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan, kondenserde ısını havaya bırakarak yoğuşma sıcaklığına kadar düşürülür. Kondenser, buhar sıkıştırma sistemlerinde ısının yüksek sıcaklıklara çıkarıldığı yerdir. İş yapan soğutucu akışkanın sabit basınçta ısını alarak yoğuştuğu kabul edilir. Kondenserde termodinamik süreçler aşağıdaki gibidir. Kondenserde ısı alışverişi; kızgınlığın alınması, soğutkanın yoğuşması ve aşırı soğutma olmak üzere üç safhada gerçekleşmektedir. Şekil 3.11'deki çevrim noktaları dikkate alınır,

Birinci safhada, kompresörden kızgın buhar halinde çıkan soğutucu akışkan, doymuş buhar haline gelinceye kadar ısı verir.

$$\dot{Q}_{k1} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (3.11)$$

İkinci safhada, sabit basınçta ısı transfer akışkanına ısı verilir ve soğutkan yoğuşturulur,

$$\dot{Q}_{k2} = \dot{m}_r (h_3 - h_4) \quad (3.12)$$

Üçüncü safhada, soğutkan aşırı soğutulur ;

$$\dot{Q}_{k3} = \dot{m}_r (h_4 - h_5) \quad (3.13)$$

Kondenserden atılan toplam ısı, bu üç safhada verilen ısı miktarlarının toplamına eşittir.

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_r (h_2 - h_5) \quad (3.14)$$

şeklinde hesaplanır. Bu denklemi özgül ısı, sıcaklık ve buharlaşma entalpisine bağlı olarak yazarsak, soğutkanın kondensere giriş sıcaklığı  $T_2$ , yoğuşma sıcaklığı  $T_k$  ve aşırı soğutma sonrası sıcaklığı  $T_5$  olmak üzere,

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_r [C_{prbk} (T_2 - T_k) + h_{sbk} + C_{prsk} (T_k - T_5)] \quad (3.15)$$

şeklinde ifade edilir. Kondenserden havaya verilen ısı; kondenser hava çıkış sıcaklığı  $T_{khç}$ , kondenser hava giriş sıcaklığı  $T_{khg}$ , ve  $\dot{m}_{kh}$  kondenser hava debisi olmak üzere,

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{kh} C_{ph} (T_{khç} - T_{khg}) \quad (3.16)$$

Kondenserde  $\epsilon$ -NTU ilişkisi bakımından çekilen ısı;

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_{kh} C_{ph} \epsilon_k (T_2 - T_{khg}) \quad (3.17)$$

denkleminde bulunur. Burada etkinlik katsayısı ( $\epsilon_k$ ) ve etkinliğin bağlı olduğu NTU sırasıyla,

$$\epsilon_k = 1 - \exp(-NTU) \quad (3.18)$$

$$NTU = \frac{(AU)_k}{\dot{m}_k C_s} = \frac{T_{khç} - T_{khg}}{\Delta T_m} \quad (3.19)$$

şeklinde ifade edilirler. Ayrıca kondenser etkinliği ( $\epsilon_k$ ) için, denklem (3.16) ve (3.17)'den aşağıdaki ifade yazılabilir:

$$\varepsilon_k = \frac{(T_{khç} - T_{khg})}{(T_2 - T_{khg})} \quad (3.20)$$

### 3.4.3. Evaporatör

Soğutucu akışkan evaporatöre iki fazlı olarak girmekte ortam havasından ısı çekerek doymun buhar yada kızgın buhar olarak çıkmaktadır. Kondensör modelinde olduğu gibi ısı transfer sürecinin sabit basınç ve sıcaklıkta gerçekleştiği kabul edilmektedir. Şekil 3.11'e göre, evaporatörde soğutucu akışkan tarafından çekilen ve hava tarafından verilen ısı miktarları sırası ile;

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r \cdot [ (1 - x_6) \cdot h_{sbe} + (h_1 - h_b(T_e))] \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{eh} \cdot C_{ph} \cdot (T_{ehg} - T_{ehç}) \quad (3.22)$$

Evaporatörde  $\varepsilon$ -NTU ilişkisi bakımından çekilen ısı;

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{eh} C_{ph} \varepsilon_e (T_{ehg} - T_e) \quad (3.23)$$

denklemden bulunur. Evaporatör etkinlik ifadesi ( $\varepsilon_e$ ) ve etkinliğin bağlı olduğu NTU sırasıyla;

$$\varepsilon_e = 1 - \exp(-NTU) \quad (3.24)$$

$$NTU = \frac{(AU)_e}{\dot{m}_{eh} C_{ph}} = \frac{T_{ehg} - T_{ehç}}{\Delta T_m} \quad (3.25)$$

şeklinde elde edilir. İfadedeki  $m_{eh}$  evaporatörden geçen havanın debisi,  $C_{ph}$  havanın sabit basınçtaki özgül ısı  $\varepsilon_e$  evaporatör etkinliği,  $T_e$  soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı ve  $T_{ehg}$  havanın evaporatöre giriş sıcaklığıdır.

$$\varepsilon_e = \frac{(T_{ehg} - T_{ehç})}{(T_{ehg} - T_e)} \quad (3.26)$$

#### 3.4.4. Genleşme vanası

Soğutucu akışkanın evaporatörde buharlaşarak ısı çekebilmesi için, basıncının evaporatör sıcaklıklarında buharlaşmasını sağlayacak seviyeye düşürülmesi gerekir. Bu görevi ve soğutkanın evaporatöre girişini kontrol ederek uygun miktarda geçişini genleşme vanası sağlar. İdeal çevrimde genleşme sürecinin sabit entalpide olduğu kabul edilir. Şekil 3.11'deki çevrim noktaları dikkate alındığında, genleşme vanasında enerji dengesi yazılırsa,

$$h_5 = h_6 \quad (3.27)$$

denklemini elde edilir. Burada  $h_5$  ve  $h_6$ , Şekil 3.11'deki P-h diyagramında belirtilen noktalardaki entalpiler olup sırasıyla açık olarak yazılırsa,

$$h_5 = h_s(T_5) \quad (3.28)$$

$$h_6 = h_{6s} + x_6 h_{sbe}(T_e) \quad (3.29)$$

ifadeleri elde edilir. Burada  $h_{6s}$ ,

$$h_{6s} = h_s(T_e) \quad (3.30)$$

şeklinde ifade edilir. Denklem (3.27) yeniden düzenlenirse,

$$h_s(T_5) = h_s(T_e) + x_6 h_{sbe}(T_e) \quad (3.31)$$

denklemini elde edilir. Burada, kuruluk derecesi  $x_6$ , (3.21) ve (3.22) eşitliğinden aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$x_6 = 1 + \frac{C_{prbe} \Delta T_{ak}}{h_{sbe}} - \frac{\dot{m}_e C_{ph} \varepsilon_e (T_{ehg} - T_e)}{\dot{m}_r h_{sbe}} \quad (3.32)$$

### 3.5. Soğutucu Akışkanın Termodinamik Özellikleri

Modeli yapılan sistemde iş yapan akışkanın özelliklerinin hesaplanması gerekmektedir. Bu temel denklemlerin kullanılmasıyla elde edilen eşitliklerde bulunan sabit katsayılar her bir akışkan için değişik değerler almaktadır. Bu sabitlerin karışımlar için nasıl bir değişim gösterdikleri deneysel çalışmalar ve bunlara bağlı matematiksel modellerle incelenmesi gerekir. Bu konudaki çalışmalar uluslararası araştırma kuruluşlarının öncülüğünde yürütülmektedir. Bu çalışmaların başında NIST (National Institute of Standards and Technology) ve ORNL (Oak-Ridge National Laboratory)'nin çalışmaları gelmektedir. Bunlardan NIST karışımların termodinamik ve taşıma özelliklerini hesaplayan bir programı kullanıma sunmuştur. Çalışmamızda karışımların termodinamik özelliklerini NIST programı kullanarak elde ettik.

Kullandığımız REFPROP'un 6. Versiyonu saf akışkanlar ve karışımların termodinamik ve transport özelliklerini büyük bir doğrulukla hesaplamaktadır. Program ticari olarak kullanılan karışımların özellikleri yanı sıra istenilen akışkan çiftlerinin (en fazla üç çeşit) istenilen oranlarından oluşan yeni karışımların özelliklerini de büyük bir doğrulukla hesaplamaktadır.

#### 3.5.1. Denklem modelleri

İki fazlı bölgede, soğutkanların doyma özellikleri modellenmiştir. Akışkanların doymuş sıvı ya da doymuş buhar özellikleri sadece tek bir bağımsız değişkenin fonksiyonu

olduğu için (sıcaklık ya da basınç) matematik model bir bağımsız değişkene bağlı olarak kurulmuştur. İki fazlı bölgede, modeli kurulan termodinamik özellikler:

- Doyma basıncı;
- Doymuş sıvı entalpisi;
- Doymuş buhar entalpisi;
- Buharlaştırma entalpisi;
- Doymuş sıvı-sabit basınç özgül ısısı;
- Doymuş buhar-sabit basınç özgül ısısı;

Bu verilen özellik denklemleri için, aşağıda verilen beşinci dereceden polinom denklemi ve aşağıda belirtilen diğer denklem tipleri kullanılmıştır.

$$f(T) = a_0 + a_1.T + a_2.T^2 + a_3.T^3 + a_4.T^4 + a_5.T^5 \quad (3.33)$$

İki fazlı bölge için kurulan denklemlerin katsayıları tablecurve (Eğri tablosu oluşturma) programından faydalanılarak elde edilmiştir. İki fazlı bölge için kurulan denklemlerde sıcaklık aralığı, akışkanlar için  $-10^{\circ}\text{C}$  ile  $100^{\circ}\text{C}$  arasında alınmıştır. R22, R134a, R407C, R404A, R22/R134a (%75/%25), R22/R134a (%50/%50), R22/R134a (%25/%75) soğutucu akışkan ve akışkan karışımları için iki fazlı bölgedeki termodinamik özelliklerin denklemleri ve denklem katsayıları aşağıda verilmiştir.

Modellemesi yapılacak, zeotropik özellik gösteren ve karışım halinde denediğimiz soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerinin katsayılarını belirlerken; bu tür soğutucu akışkanlarda yoğuşma ve buharlaşma prosesleri sabit basınçta fakat sabit olmayan sıcaklıklarda(soğutucu akışkanın sabit bir basınçtaki doymuş sıvı ve doymuş buhar sıcaklıkları farklı olduğundan) gerçekleştiğinden, soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı esas alınmıştır.

### 3.5.1.a. İki fazlı bölge için denklem modelleri

#### a. Doyma basıncı denklemi

Doyma basıncı denklemi tüm akışkanlar için;

$$P(T) = a_0 + a_1.T + a_2.T^2 + a_3.T^3 + a_4.T^4 + a_5.T^5 \quad (3.34)$$

Burada, T soğutkanın doyma sıcaklığı olup birimi  $^{\circ}\text{C}$  ve P ise doyma basıncı olup birimi kPa dır.

**Çizelge 3.10.** Doyma basıncı denkleminin katsayıları

Katsayılar	R22	%75R22 %25R134a	%50R22 %50R134a	%25R22 %75R134a	R134a
a <sub>0</sub>	498.3956	446.74545	392.79157	340.35949	293.280889
a <sub>1</sub>	16.196425	14.975018	13.575393	12.080853	10.609067
a <sub>2</sub>	0.19121744	0.18974478	0.17844385	0.16436392	0.13929141
a <sub>3</sub>	0.0014787252	0.0010124356	0.00099588917	0.000968258	0.0013808754
a <sub>4</sub>	-7.4410202e-06	1.3207794e-06	1.2391739e-06	1.205321e-06	-6,81157e-06
a <sub>5</sub>	5.9050014e-08	6.4584117e-09	8.6466176e-09	8.7025913e-09	5.228537e-08
Denk. Doğ. Derecesi	0.99999986	0.99999998	0.99999998	0.99999998	0.99999979
Katsayılar	R407C	R404A			
a <sub>0</sub>	460.99796	604.2417			
a <sub>1</sub>	16.110659	19.189181			
a <sub>2</sub>	0.2153947	0.22820176			
a <sub>3</sub>	0.0012533208	0.0011443879			
a <sub>4</sub>	2.6305316e-06	2.4065375e-06			
a <sub>5</sub>	2.0813938e-08	1.8183845e-08			
Denk. Doğ. Derecesi	0.99999997	0.99999996			



### b. Doymuş sıvı entalpisi denklemi

R22, R134a, R407C, R404A ve %75R22/%25R134a; %50R22/%50R134a ve %25R22/%75 R134a karışımları için;

$$h_s(T) = a_0 + a_1.T + a_2.T^2 + a_3.T^3 + a_4.T^4 + a_5.T^5 \quad (3.35)$$

Burada, T soğutkanın doyma sıcaklığı olup birimi  $^{\circ}\text{C}$  ve  $h_s$  ise doymuş sıvı entalpisi olup birimi kJ/kg dır.

**Çizelge 3.11.** Doymuş sıvı entalpisi denkleminin katsayıları

Katsayılar	R22	%75R22 %25R134a	%50R22 %50R134a	%25R22 %75R134a	R134a
$a_0$	200.42479	198.86232	197.76717	197.53145	200.24497
$a_1$	1.1719584	1.2241009	1.2733254	1.3175031	1.3466787
$a_2$	-0.0060878453	0.001381652	0.0014112671	0.0014163685	-0.0030111224
$a_3$	0.00040543747	5.8560302e-06	6.1914513e-06	4.0048598e-06	0.00022636938
$a_4$	-6.921027e-06	2.9706678e-08	-8.7062241e-09	2.2786896e-08	-3.6665017e-06
$a_5$	3.987855e-08	8.21333448e-10	1.2124321e-09	1.0202604e-09	2.0629568e-08
Denk.Doğ. Derecesi	0.99971409	0.99999927	0.99999937	0.99999941	0.99994981
Katsayılar	R407C	R404A			
$a_0$	191.21355	199.25913			
$a_1$	1.4257541	1.3890543			
$a_2$	0.0018021723	0.002127334			
$a_3$	8.627422e-06	9.5368026e-06			
$a_4$	8.4258958e-08	1.378034e-07			
$a_5$	1.2618547e-09	2.4450494e-09			
Denk.Doğ. Derecesi	0.99999941	0.99999938			

### c. Doymuş buhar entalpisi denklemi

Doymuş buhar entalpisi denklemi;

R22, R407C ve R404A için;

$$h_b(T) = a_0 + a_1.T + a_2.T^2 + a_3.T^3 + a_4.T^4 + a_5.T^5 \quad (3.36)$$

R134a için;

$$h_b(T) = (a_0 + a_2.T + a_4.T^2) / (1 + a_1.T + a_3.T^2) \quad (3.37)$$

%75R22/ %25 R134a karışımı için;

$$h_b(T) = a_0 + a_1.T + a_2.T^2 + a_3.T^3 + a_4.T^4 + a_5.T^5 \quad (3.38)$$

%50R22/ %50 R134a ve %25R22/ %75 R134a karışımları için;

$$h_b(T) = (a_0 + a_2.T + a_4.T^2) / (1 + a_1.T + a_3.T^2 + a_5.T^3) \quad (3.39)$$

Burada, T soğutkanın doyma sıcaklığı olup birimi  $^{\circ}\text{C}$  ve  $h_b$  ise doymuş buhar entalpisi olup birimi kJ/kg dır.

**Çizelge 3.12.** Doymuş buhar entalpisi denkleminin katsayıları

Katsayılar	R22	%75R22 %25134a	%50R22 %50134a	%25R22 %75134a	R134a
$a_0$	404.45732	401.99879	399.84004	398.64711	398.64074
$a_1$	0.36901929	0.41960571	-0.014240633	-0.017536462	-0.0070496573
$a_2$	0.0088947474	-0.001631068	-5,2203232	-6,460774	-2,2216457
$a_3$	-0.00057527166	-8.8149699e-06	4,5891292e-05	7,1426736e-05	-1,3852708e-5
$a_4$	9.789505e-06	-1.3040511e-08	0,010144884	0,017911318	-0,011232747
$a_5$	-5.6365354e-08	-1.5969849e-09	-8,0247203e-08	-1,2180699e-07	
Denk. Doğ. Derecesi	0.97708345	0.9999894	0.99998861	0,99997498	0.99779245

Katsayılar	R407C	R404A
a <sub>0</sub>	408.8659	365.29611
a <sub>1</sub>	0.48580315	0.49892113
a <sub>2</sub>	-0.0019840605	-0.0019311849
a <sub>3</sub>	-1.0812576e-05	-1.3101523e-05
a <sub>4</sub>	-5.300009e-08	-2.076086e-07
a <sub>5</sub>	-2.7482372e-09	-3.9227507e-09
Denk. Doğ. Derecesi	0.99999103	0.99998788

#### d. Buharlaşma entalpisi denklemi

Buharlaşma entalpisi denklemi;

R22, R134a, R407C ve R404A için;

$$h_{bs}(T) = a_0 + a_1.T + a_2.T^2 + a_3.T^3 + a_4.T^4 + a_5.T^5 \quad (3.40)$$

%75R22/ %25 R134a karışımı için;

$$h_{bs}(T) = (a_0 + a_2.T + a_4.T^2) / (1 + a_1.T + a_3.T^2) \quad (3.41)$$

%50R22 / %50R134a karışımı için;

$$h_{bs}(T) = a_0 + a_1.T + a_2.T^2 + a_3.T^3 + a_4.T^4 + a_5.T^5 \quad (3.42)$$

%25R22/ %75R134a karışımı için;

$$h_{bs}(T) = (a_0 + a_2.T + a_4.T^2) / (1 + a_1.T + a_3.T^2) \quad (3.43)$$

Burada, T soğutkanın doyma sıcaklığı olup birimi <sup>0</sup>C ve h<sub>bs</sub> ise buharlaşma entalpisi olup birimi kJ/kg dır.

**Çizelge 3.13.** Buharlaştırma entalpisi denkleminin katsayıları

Katsayılar	R22	%75R22 %25134a	%50R22 %50134a	%25R22 %75134a	R134a
a <sub>0</sub>	204.03252	203.12385	202.075	201.12001	198.01373
a <sub>1</sub>	-0.80293913	-0.0086981937	-0.80077758	-0.009549127	-0.7682139
a <sub>2</sub>	0.014982593	-2,5715342	-0.0028917333	-2,7091873	0.0082366647
a <sub>3</sub>	-0.00098070912	1.1457282e-05	-1.4129845e-05	1,4697655e-05	-0.00055613262
a <sub>4</sub>	1.6710532e-05	0,0064046353	-1.8881538e-08	0,0078030988	9.0324672e-06
a <sub>5</sub>	-9.6243904e-08		-2.7129663e-09		-5.1028749e-08
Denk.Doğ. Derecesi	0.99842132	0.99999741	0.99999774	0.99999779	0.9995788
Katsayılar	R407C	R404A			
a <sub>0</sub>	217.65234	166.03698			
a <sub>1</sub>	-0.93995095	-0.89013317			
a <sub>2</sub>	-0.0037862328	-0.0040585189			
a <sub>3</sub>	-1.9439999e-05	-2.2638326e-05			
a <sub>4</sub>	-1.3725905e-07	-3.45412e-07			
a <sub>5</sub>	-4.0100919e-09	-6.3678001e-09			
Denk. Doğ. Derecesi	0.9999981	0.99999642			

**e. Doymuş buhar - sabit basınç özgül ısı denklemleri**

Doymuş buhar sabit- basınç özgül ısı denklemleri;

R22, R134a ve %50R22/ %50R134a ile karışımları için;

$$c_{pb}(T) = (a_0 + a_2.T + a_5.T^2) / (1 + a_1.T + a_3.T^2) \quad (3.44)$$

R407C, R404A ve %75R22/ %25R134a ve %25R22/ %75 R134a karışımı için;

$$c_{pb}(T) = a_0 + a_1.T + a_2.T^2 + a_3.T^3 + a_4.T^4 + a_5.T^5 \quad (3.45)$$

Burada, T soğutkanın doyma sıcaklığı olup birimi  $^{\circ}\text{C}$  ve  $c_{pb}$  ise doymuş buhar sabit-basınç özgül ısısı olup birimi  $\text{kJ/kgK}$  dir.

**Çizelge 3.14.** Doymuş buhar - sabit basınç özgül ısı denkleminin katsayıları

Katsayılar	R22	%75R22 %25134a	%50R22 %50134a	%25R22 %75134a	R134a
$a_0$	0.73923169	0.78089797	0.82071384	0.85627614	0.89737115
$a_1$	-0.010233397	0.0044573329	-0.013152286	0,004392076	-0.0098934466
$a_2$	-0.0032642411	3.744698e-05	-0.006370308	4,6430807e-5	-0.0043205842
$a_3$	-1.7724792e-06	6,3896905e-09	2.7643014e-05	1,6874835e-07	-4.6559383e-08
$a_4$	-1.5246405e-05	-9.5011149e-10	-5.5144711e-06	-1,6604743e-08	-2.0742032e-05
$a_5$		1,9777174e-10		3,3239726e-10	
Denk.Doğ. Derecesi	0.99997811	0.99997922	0.99999856	0,99994969	0.99999659
Katsayılar	R407C	R404A			
$a_0$	0.94777299	0.98799858			
$a_1$	0.0057647029	0.0068575201			
$a_2$	4.7151278e-05	4.8101353e-05			
$a_3$	-3.2317305e-08	-5.9249219e-07			
$a_4$	5.2482512e-10	2.1773098e-08			
$a_5$	3.36517e-10	8.1132489e-10			
Denk. Doğ. Derecesi	0.99997578	0.99978834			

### 3.5.1.b. Kızgın buhar bölgesi denklem modeli

Kızgın buhar bölgesindeki bir halin belirlenebilmesi için en az iki termodinamik özelliğin bilinmesi gerekir. Bu yüzden bu bölge için oluşturulacak denklemlerin iki bağımsız değişkenden oluşturulması gerekecektir. Kızgın buhar bölgesinde, iki denklem modeli oluşturulmuştur.

1- Sıcaklık-basınç-özgül entalpi (T-P-h) denklemi;

$$h(T,P) = a_0 + a_1.T + a_2.P + a_3.T^2 + a_4.P^2 + a_5.P.T \quad (3.46)$$

2- Sıcaklık-basınç-ölgül hacim (T-P-v) denklemi;

$$v(T,P) = a_0 + a_1.T + a_2/P + a_3.T^2 + a_4/P^2 + a_5T/P \quad (3.47)$$

İki fazlı bölgeye benzer olarak kızgın buhar bölgesi için de tablecurve (eğri tablosu oluşturma) programı kullanılarak, soğutkanların belli basınç aralıklarında denklem katsayıları elde edilmiştir. Bu basınç aralıkları her akışkan için yeterince geniş bir aralık olacak şekilde seçilmiştir.

#### a. Sıcaklık-basınç-ölgül entalpi (T-P-h) denklemi,

Sıcaklık- basınç- ölgül entalpi (P- T- h) denklemi tüm akışkanlar için;

$$h(T,P) = a_0 + a_1.T + a_2.P + a_3.T^2 + a_4.P^2 + a_5.P.T \quad (3.48)$$

burada, P soğutkanın basıncı olup birimi kPa dır, T soğutkanın sıcaklığı olup birimi  $^{\circ}\text{C}$  ve h ise entalpisi olup birimi kJ/kg dır.

**Çizelge 3.15.** Sıcaklık-basınç-ölgül entalpi denkleminin katsayıları

Katsayılar	R22	%75R22 %25R134a	%50R22 %50R134a	%25R22 %75R134a	R134a
$a_0$	412.0329	410.31187	407.44982	405.06889	401.60744
$a_1$	0,71551332	0.70881097	0.75439771	0.80684138	0,93485356
$a_2$	-0,016275346	-0.017558267	-0.018628533	-0.018931862	-0,021414586
$a_3$	3.898845e-06	0.00036299138	0.00041290996	0.00043311183	-1,1527155e-05
$a_4$	-6.2794293e-07	-5.0585727e-07	-6.329698e-07	-7.277284e-07	-1,3998582e-06
$a_5$	7.5118912e-05	7.8963092e-05	8.6523014e-05	8.7355154e-05	0,00011620701
Denk. Doğ. Derecesi	0.99961869	0,99974902	0.99971973	0.99969964	0.99919255

Katsayılar	R407C	R404A
a <sub>0</sub>	418.49548	378.43057
a <sub>1</sub>	0.84198534	0.82569473
a <sub>2</sub>	-0.019082273	-0.019349574
a <sub>3</sub>	0.00045692896	0.00018649805
a <sub>4</sub>	-4.9731826e-07	-3.4634479e-06
a <sub>5</sub>	8.5342506e-05	0.0002191642
Denk. Doğ. Derecesi	0.99964711	0.99964169

### b. Sıcaklık - basınç - özgül hacim (T-P-v) denklemi;

Sıcaklık-basınç-özgül hacim (T-P-v) denklemi tüm akışkanlar için;

$$v(T,P) = a_0 + a_1.T + a_2/P + a_3.T^2 + a_4/P^2 + a_5.T/P \quad (3.49)$$

burada, P soğutkanın basıncı olup birimi kPa dır, T soğutkanın sıcaklığı olup birimi °C, v ise soğutkanın özgül hacmi olup birimi kg/m<sup>3</sup> dür.

**Çizelge 3.16.** Sıcaklık – basınç - özgül hacim denkleminin katsayıları

Katsayılar	R22	%75R22 %25R134a	%50R22 %50R134a	%25R22 %75R134a	R134a
a <sub>0</sub>	-0.005949502	-0.0059324599	-0.006183572	-0.0064736344	-0.0074336308
a <sub>1</sub>	3.846221e-05	4.2654177e-05	4.4885546e-05	4.62884005e-05	4.974902e-05
a <sub>2</sub>	26.775013	25.424827	24.433428	23.455937	23.022768
a <sub>3</sub>	-7.867408e-08	-1.0598753e-07	-1.1168085e-07	-1.106275e-07	-1.0227223e-07
a <sub>4</sub>	-70.426827	-9.5971277	-10.574302	-12.908774	-106.56384
a <sub>5</sub>	0.094818633	0.092135315	0.088453031	0.084821348	0.079704504
Denk. Doğ. Derecesi	0.99999242	0.99999795		0.99999693	0.99996364

Katsayılar	R407C	R404A
a <sub>0</sub>	-0.0064020016	-0.0069043706
a <sub>1</sub>	4.8567186e-05	6.2950496e-05
a <sub>2</sub>	26.479327	24.081651
a <sub>3</sub>	-1.2396005e-07	-2.6972116e-07
a <sub>4</sub>	-8.5045246	-102.43209
a <sub>5</sub>	0.096167515	0.082907054
Denk. Doğ. Derecesi	0.99999671	0.99997953

### 3.6. Sistem Denklemleri ve Nümerik Yöntem

#### 3.6.1. Sistem denklemleri

Soğutkan karışımlarının kullanıldığı ısı pompası sisteminin matematik modellemesi yapılarak sistem için üç tane non-lineer (lineer olmayan) denklem elde edilmiştir. Bu denklemler ve nümerik yöntem aşağıda izah edilmiştir (Herbas et.al.1993). Hava-hava işletme çevrimine göre,

Kompresörde sıkıştırma süreci izentropik olarak gerçekleştiği kabul edilerek;

$$v_1 - v_2 \left[ \frac{P_k}{P_e} \right]^{\frac{1}{k}} = F_1 (T_e, T_k, T_2) = 0 \quad (3.50)$$

burada,  $v_1$  ve  $v_2$  kompresör girişi ve çıkışında soğutkanın özgül hacmidir.  $P_k$  ve  $P_e$  ise sırası ile yoğuşma ve buharlaşma basınçlarıdır. Sistemde üç tane bağımsız değişken vardır. Bunlar sırası ile buharlaşma sıcaklığı  $T_e$ , yoğuşma sıcaklığı  $T_k$  ve kompresör çıkış sıcaklığı olan  $T_2$  değişkenleridir. Sistemdeki diğer termodinamik özellikler bu üç değişkene bağlı fonksiyonlar olarak ifade edilmiştir.



İkinci sistem denklemleri olarak genişleme vanasındaki süreç dikkate alınmıştır. Genleşme vanasında adyabatik genişleme olduğu kabul edilmektedir. Buna göre, genişleme vanası girişi ve çıkışı entalpileri eşit olmaktadır;

$$h_5 - h_6 = F_2 (T_e, T_k, T_2) = 0 \quad (3.51)$$

$$h_s(T_5) - h_s(T_e) - x_6 \cdot h_{sbe}(T_e) = F_2 (T_e, T_k, T_2) = 0 \quad (3.52)$$

burada,  $h_5$  genişleme vanası girişi soğutkanın özgül entalpisi ve  $h_6$  ise genişleme vanası çıkışı soğutkanın özgül entalpisidir.

Üçüncü sistem denklemleri ise sistem enerji denklemleridir. Sistemde kompresör girişi öncesinde bir ısı değiştiricisi ile ön ısıtma yapılarak soğutkanın sıcaklığı bir miktar daha artırılıyor. P-h diyagramından da görüldüğü gibi kompresördeki enerji girişi;

$$\dot{W}_K = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.53)$$

Kondensörden havaya verilen ısı miktarını  $\dot{Q}_K$  ve evaporatörden çekilen ısı miktarını  $\dot{Q}_e$  ile gösterecek olursak, buradan toplam enerji miktarını aşağıdaki şekilde yazabiliriz;

$$\dot{Q}_K - \dot{Q}_e - \dot{W}_K = 0 \quad (3.54)$$

Buradan;  $\dot{Q}_e, \dot{Q}_K$  değerleri denk (3.17) ve (3.23) den yerine yazılarak denklemi düzenlersek;

$$\dot{m}_{kh} \cdot C_{ph} \cdot \epsilon_k \cdot (T_2 - T_{khg}) - \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) - \dot{m}_{eh} \cdot C_{ph} \cdot \epsilon_e \cdot (T_{ehg} - T_e) = F_3 (T_e, T_k, T_2) = 0 \quad (3.55)$$

denklemi elde edilir. Burada,  $\dot{m}_r$  soğutkanın kütleli debisi,  $\dot{m}_{kh}$  ve  $\dot{m}_{eh}$  ise kondenserde ve evaporatörde dolaşan havanın kütleli debisidir.  $T_{ehg}$  ve  $T_{khg}$  ise sırası ile havanın evaporatöre ve kondensere giriş sıcaklıklarıdır.  $\epsilon_e$  ve  $\epsilon_k$  evaporatör ve

kondenserin etkinliğidir.  $h_2$  ve  $h_1$  sırasıyla soğutkanın kompresör girişi ve çıkışındaki özgül entalpi değerleridir.

$$F_1 ( T_e, T_k, T_2) = v_1 - v_2 \left[ \frac{P_k}{P_e} \right]^{\frac{1}{k}} = 0$$

$$F_2 ( T_e, T_k, T_2) = h_5 - h_6 = 0$$

$$F_3 ( T_e, T_k, T_2) = \dot{m}_{kh} \cdot C_{ph} \cdot \epsilon_k \cdot (T_2 - T_{khg}) - \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) - \dot{m}_{eh} \cdot C_{ph} \cdot \epsilon_e \cdot (T_{ehg} - T_e) = 0$$

Yukarıda verilen üç non-linear denklemin çözümü için sayısal yöntemlerin kullanılması gerekmektedir. Bu çalışmada, bu üç non-linear denklemin çözümü için Newton-Raphson yöntemi tercih edilmiştir. Bu yöntem lineer olmayan denklem sistemlerinin çözümünde kullanılan bir sayısal analiz yöntemidir. Newton-Raphson yöntemi kullanılarak sistem denklemlerinin aynı anda çözülmesi ile denklem eşitliklerini sağlayan üç bağımsız değişkenin yaklaşık sayısal değerleri hesaplatılmıştır.

Model çözümünde yapılan bazı kabuller şöyledir;

Aşırı kızdırma ( $\Delta T_{ak}$ ), aşırı soğuma ( $\Delta T_{as}$ ) değerleri deneysel verilerden alınmıştır. Kondenser ve evaporatör basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Soğutucu akışkanın debi değerleri, deneysel ölçümlerden elde edilmiştir. Modelde sistem elemanları için ifade edilen etkinlik katsayıları ( $\epsilon$ ), deneysel sonuçlardan alınmıştır.

### 3.7. Hata Analizi

Deneysel çalışmalar, incelenen sistemler hakkında daha doğru ve kesin bilgileri vermeleri bakımından her zaman sayısal ve analitik çalışmaların önünde yer almıştır. Son yıllarda daha ucuz ve kolay olması nedeniyle sayısal çalışmalar ağırlık kazanmasına rağmen, bu çalışmalardan elde edilen sonuçların deneysel olarak desteklenmesi, deneysel çalışmaların önemini ayrıca artırmaktadır. Bununla birlikte deneysel çalışmalarda, elde edilen sonuçlar kadar önemli bir başka nokta; ölçülen

değerlerin doğruluğudur. Doğruluğu etkileyen en önemli etken ise, deneyler sırasında farklı nedenlerden ortaya çıkabilecek hatalardır.

Literatürde belirtilen standartlara uygun olarak kurulan bir deney düzeneğinde yapılan deneyler sonucunda elde edilen verilerde, hata iki farklı şekilde ortaya çıkabilir. Bunlardan biri, deney setinin ve ölçü araçlarının yapısından kaynaklanan hatalar, diğeri ise, deneyi yapan kişiden kaynaklanan hatalardır. Bahsedilen ikinci tür hataların, yetenekli bir deneycinin deneyleri yapması ile giderilmesi mümkündür. Fakat birinci tür hataların giderilmesi ve belirlenmesi her zaman mümkün olmayabilir. Bunun nedeni, hataların doğrudan deneyde kullanılan araç ve gereçlerin yapısından kaynaklanmasıdır (Akpınar 2005).

Bütün deneylerden elde edilen bulgular belirli bir şekilde analiz edilmelidir. Belirli sayıda deney yapıldıktan sonra bu deneye ait hata oranlarının tespiti için pratikte birkaç yöntem geliştirilmiştir. Bunlardan en çok kullanılanlar akılcı yaklaşım (commonsense basis) ve belirsizlik analizi (uncertainty analysis) yöntemleridir.

Son yıllarda hata analizinde belirsizlik hata analiz yöntemi araştırmacılar tarafından çok yaygın kullanılmaktadır. Bundan dolayı bu çalışma kapsamında bu yöntem kullanılmıştır.

### 3.7.1 Belirsizlik hata analizi

DeneySEL verilerin değerlendirilmesinde kullanılan belirsizlik analizi Kline ve McClintock tarafından ortaya atılmıştır. Bu yöntemde ölçülmesi gereken büyüklük  $R$  ve bu büyüklüğe etki eden  $n$  adet bağımsız değişkenler ise  $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$  olsun. Bu durumda;

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.56)$$

yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları  $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$  ve  $R$  büyüklüğünün hata oranı  $w_R$  ise;

$$w_R = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.57)$$

şeklinde yazılır (Holman 1994). Hata analiz sonuçları araştırma bulgularında verilmiştir.

### 3.7.2. Deneyde kullanılan ölçüm elemanları

Deneyde sıcaklık, basınç, hız, debi (soğutucu akışkan debisi, su debisi, hava debisi), kompresör gücü için akım, volt ve güç katsayısı  $\cos\phi$  değerleri okunmuştur. Deney sistemi Şekil 3.12 görülen kumanda panelinden kontrol edilmektedir.

Sıcaklık ölçümlerinde T- tipi bakır (+) Constantan (-) termo elemanları ve 32 kanallı Elimko 680 elle kumandalı dijital termometre kullanılmıştır (Şekil 3.13). Sıcaklık değerleri ölçüm yapılacak kısımlara yerleştirilen ikişer adet termo elemanlarla yapılmıştır. Termo elemanların iki ucu yan yana getirildikten sonra nokta kaynağı yapılmış ve verniklenerek izolasyonu sağlanmıştır.

Kalibrasyonları yapıldıktan sonra bu termo elemanlar sıcaklık ölçümü istenen noktalara yerleştirilmiştir. Basınçlar bourdon-tube tipi basınçölçerler (Şekil 3.14) kullanılarak ölçülmüştür. Her bir eleman giriş ve çıkışında basınç ölçümleri yapılmıştır.



Şekil 3.12. Kumanda paneli



Şekil 3.13. Çok kanallı sıcaklık ölçer

Kompresör gücü için volt akım ve güç katsayısı değerleri Entes Marka EPM-06 dijital multimetre (Şekil 3.15) ile ölçülmüştür. Deneylerde hava kanallarındaki debilerini hesaplamak için hız ölçümü yapılmıştır. Hız ölçümünde Testo 435 tipi hızölçer (Şekil 3.16) kullanılmıştır. Bu hız ölçer sıcak tel yöntemi ile 0-40 m/s ve -50-150 °C arasında ölçüm yapabilmekte ve hem sıcaklık hem de hız değerleri okunabilmektedir. Kanallar dairesel kesitlidir. Bundan dolayı kesit boyunca hem X hem de Y yönünde hız taraması yapılarak ortalama hız bulunmuştur. Bu şekilde hava kanallarında hız ölçülerek debi hesaplanmıştır.



Şekil 3.14. Basınç ölçerler



Şekil 3.15. Dijital multimetre



Şekil 3.16. Hava hız ölçeri

Soğutucu akışkan debisi Krohne H250 marka debi ölçer (Şekil 3.17) ile sıvı tarafından debi ölçülmüştür. Bu debi ölçer 0-250 L/h çalışma aralığına sahiptir. Su debileri Kobalt marka 0-500 L/h çalışma aralığına sahip su debi metreleri ile ölçülmüştür (Şekil 3.18).



**Şekil 3.17.** Soğutucu akışkan debi ölçeri



**Şekil 3.18.** Su debi ölçeri

#### 4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Bu çalışmada R22 ile 134a, 407C, 404A ve soğutucu akışkanların değişik oranlarda karıştırılması ile elde edilen nonazeotropik soğutucu akışkan karışımlarının buhar sıkıştırılmalı ısı pompasının performansı üzerindeki etkileri, hem deneysel hem de hazırlanan bir simülasyon modeli kullanılarak incelenmiştir. Deneyler Taguchi deney metodu kullanılarak yapılmıştır.

##### 4.1. Isı Pompasının Optimum Çalışma Şartlarının Belirlenmesi

Yapılan literatür araştırmalarına göre; karışım oranı, evaporatör havası debisi, evaporatör giriş sıcaklığı, kondenser havası debisi, kondensör hava giriş sıcaklığı değişken parametre olarak seçilerek bu parametrelerin ısı pompası performans katsayısı (COP) ve ekserjetik verim ( $\eta_{ek}$ ) değerleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Buna göre bu çalışmada buhar sıkıştırılmalı ısı pompasının performansına etkili olduğu düşünülerek seçilen, kontrol edilebilir parametreler ve bu parametrelerin deneylerde incelenen değerleri Çizelge 3.6, 3.7 ve 3.8’de verilmiştir.

Çizelge 3.6, 3.7 ve 3.8’de de görüleceği gibi her parametre beş seviyeli, olarak seçilmiş ve buna göre çizelge 3.9’da verilen  $L_{25}(5^5)$  ortogonal dizisi deney planı olarak seçilmiştir (Phadke 1989).

Klasik deney tasarım metodlarından tam faktöriyel tasarım ile  $5^5 = 3125$  adet deney yapmak yerine Taguchi deney tasarımı ile  $L_{25}(5^5)$  deney planı kullanılarak sadece 25 adet deney yapılmıştır. Deneylerde bozucu ve tesadüfi faktörlerin etkisini gözlemleyebilmek için her deney farklı zamanlarda iki defa tekrarlanmıştır. Deneyler ve ölçümler yapıldıktan sonra, toplanan veriler ANOVA-TM paket programı ile analiz edilmiştir (ASDQMS-ANOVA-TM). Optimizasyon kriteri olarak “performans istatistiği” seçilmiştir. Parametrelerin optimizasyon kriterine etkilerini gözlemleyebilmek için ısı pompası performans katsayısı (COP) ve ekserjetik verim



( $\eta_{ek}$ ) değerleri hesaplanmıştır. Isı pompası performans katsayısı (COP) ve ekserjetik verim ( $\eta_{ek}$ ) değerlerinde “daha büyük daha iyi” performans istatistikleri kullanılmıştır (eşitlik 2.23 ve 2.24). Deneylelerden verilerin elde edilmesi ve elde edilen verilerin hesaplarda kullanılması materyal ve yöntemde anlatılmıştır. Veriler kullanılarak ısı pompası performans katsayısı (COP) ve ekserjetik verim ( $\eta_{ek}$ ) değerleri hesaplanmıştır. Bu büyüklüklere ait sonuçlar ANOVA-TM paket programı kullanılarak analiz edilmiştir. Deneylelerden elde edilen verilerle bulunan COP ve  $\eta_{ek}$  değerleri Çizelge 4.1, 4.2, 4.3’te verilmiştir.

**Çizelge 4.1.** Hesaplanan karakteristik büyüklükler (R22-134a)

Deney No	Parametreler					COP		$\eta_{ek}$	
	A	B	C	D	E	1	2	1	2
1	1	1	1	1	1	0,46	0,60	2,68	2,75
2	1	2	2	2	2	0,90	1,01	4,33	4,40
3	1	3	3	3	3	1,69	1,50	6,69	6,45
4	1	4	4	4	4	2,34	2,50	7,28	7,31
5	1	5	5	5	5	3,04	3,07	7,90	7,50
6	2	1	2	3	4	2,67	2,70	9,51	9,60
7	2	2	3	4	5	3,31	3,35	9,96	10,10
8	2	3	4	5	1	1,36	1,40	7,69	7,70
9	2	4	5	1	2	1,62	1,69	8,25	8,24
10	2	5	1	2	3	2,10	2,09	9,78	9,75
11	3	1	3	5	2	1,69	1,50	8,44	8,40
12	3	2	4	1	3	2,34	2,50	10,19	10,20
13	3	3	5	2	4	2,88	2,90	10,56	10,55
14	3	4	1	3	5	3,26	3,30	10,11	10,10
15	3	5	2	4	1	1,14	1,20	6,57	6,58
16	4	1	4	2	5	3,52	3,11	9,13	8,21
17	4	2	5	3	1	1,06	1,10	5,99	4,76
18	4	3	1	4	2	1,39	1,35	7,33	6,94
19	4	4	2	5	3	2,63	2,70	11,32	7,56
20	4	5	3	1	4	3,42	3,20	11,36	9,74
21	5	1	5	4	3	2,21	2,20	7,69	8,33
22	5	2	1	5	4	3,25	3,35	10,23	8,17
23	5	3	2	1	5	3,27	3,40	8,42	5,78
24	5	4	3	2	1	0,93	0,90	4,90	1,66
25	5	5	4	3	2	1,44	1,60	6,55	4,14

**Çizelge 4.2.** Hesaplanan karakteristik büyüklükler (R22-407C)

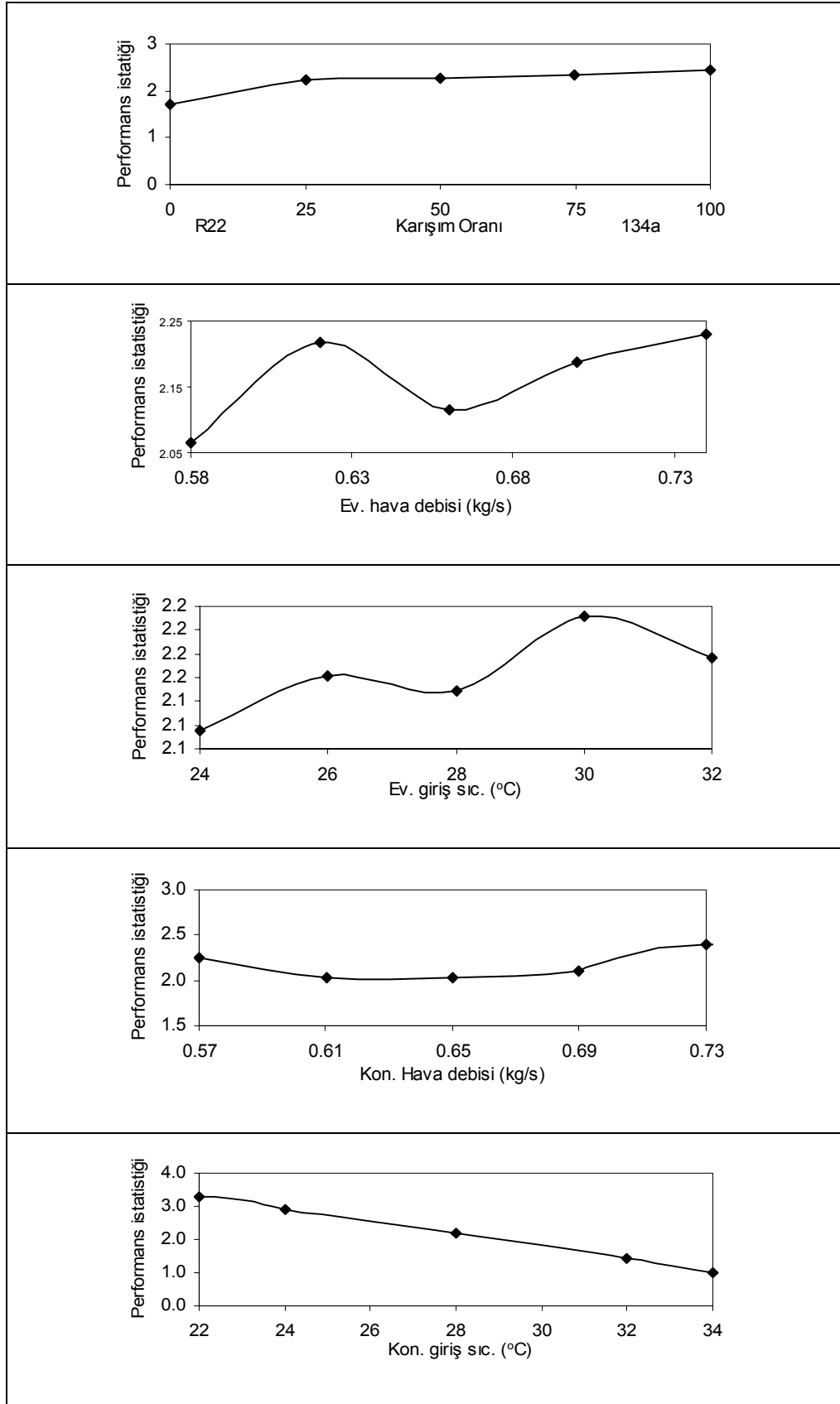
Deney No	Parametreler					COP		$\eta_{ek}$	
	A	B	C	D	E	1	2	1	2
1	1	1	1	1	1	0,46	0,60	2,68	2,75
2	1	2	2	2	2	0,90	1,01	4,33	4,40
3	1	3	3	3	3	1,69	1,50	6,69	6,45
4	1	4	4	4	4	2,34	2,50	7,28	7,31
5	1	5	5	5	5	3,04	3,07	7,90	7,50
6	2	1	2	3	4	2,26	2,30	6,86	6,95
7	2	2	3	4	5	2,86	3,09	7,23	7,74
8	2	3	4	5	1	0,86	1,35	4,57	7,28
9	2	4	5	1	2	1,29	1,51	6,22	7,43
10	2	5	1	2	3	1,72	1,82	7,36	8,03
11	3	1	3	5	2	1,24	1,32	6,39	6,68
12	3	2	4	1	3	1,73	1,81	7,53	7,63
13	3	3	5	2	4	2,38	2,38	7,85	7,74
14	3	4	1	3	5	2,44	2,88	7,19	8,55
15	3	5	2	4	1	1,05	1,08	5,72	5,71
16	4	1	4	2	5	3,11	3,18	8,54	7,94
17	4	2	5	3	1	1,07	0,96	5,59	5,05
18	4	3	1	4	2	1,59	1,35	8,02	7,08
19	4	4	2	5	3	2,62	2,10	11,30	8,92
20	4	5	3	1	4	2,99	3,11	10,46	10,91
21	5	1	5	4	3	2,48	2,13	9,50	7,79
22	5	2	1	5	4	2,93	2,77	11,13	10,11
23	5	3	2	1	5	2,66	2,75	8,43	8,41
24	5	4	3	2	1	0,80	0,53	4,46	2,90
25	5	5	4	3	2	1,64	1,64	7,97	7,45

Bu çizelgelerden Çizelge 4.1 R22-134a karışımının, Çizelge 4.2 R22-407C karışımının, Çizelge 4.3 ise R22-404A karışımının sonuçlarını göstermektedir.

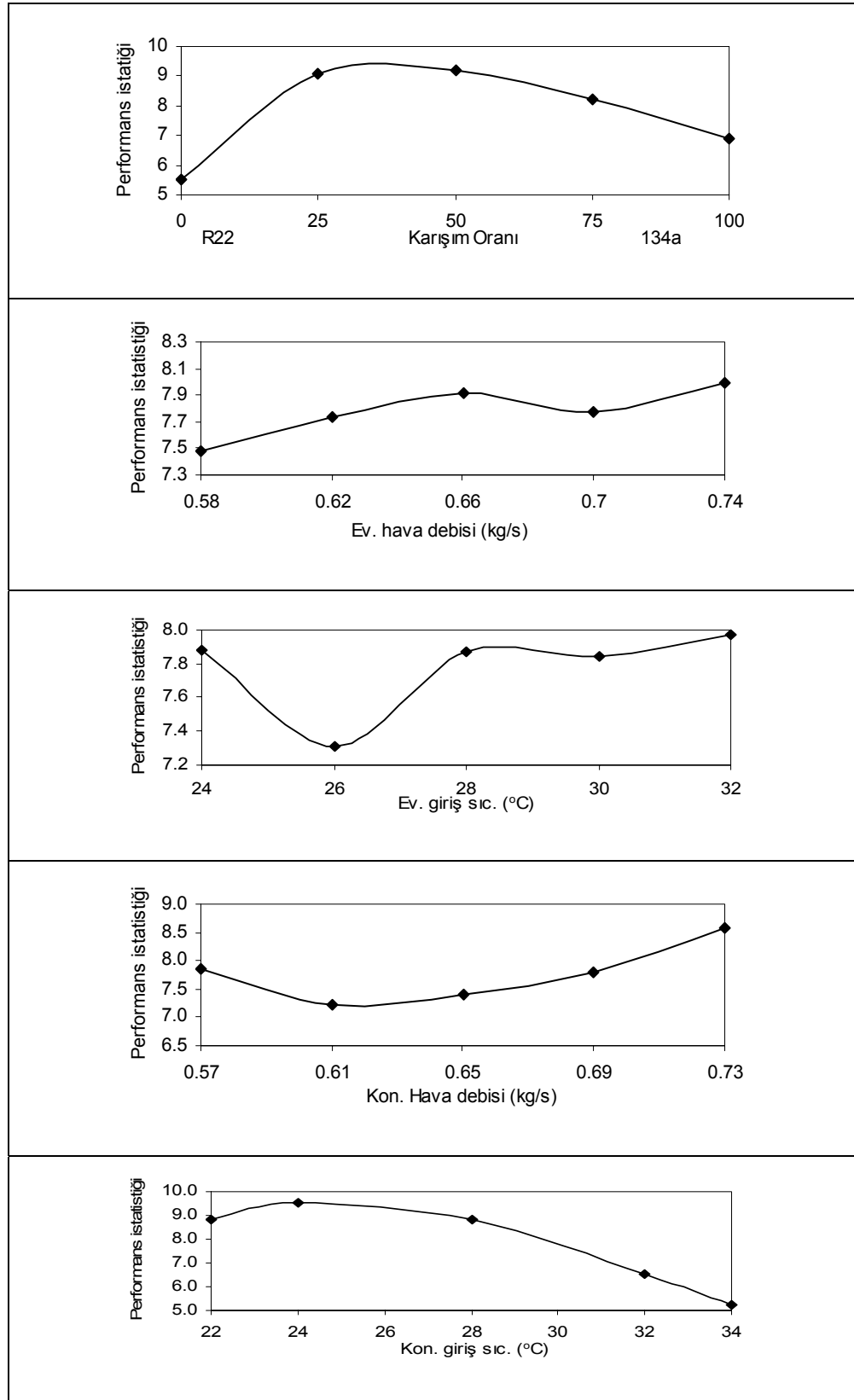
**Çizelge 4.3.** Hesaplanan karakteristik büyüklükler (R22-404A)

Deney No	Parametreler					COP		$\eta_{ek}$	
	A	B	C	D	E	1	2	1	2
1	1	1	1	1	1	0,46	0,60	2,68	2,75
2	1	2	2	2	2	0,90	1,01	4,33	4,40
3	1	3	3	3	3	1,69	1,50	6,69	6,45
4	1	4	4	4	4	2,34	2,50	7,28	7,31
5	1	5	5	5	5	3,04	3,07	7,90	7,50
6	2	1	2	3	4	1,82	1,56	4,49	4,06
7	2	2	3	4	5	2,49	2,33	5,34	5,13
8	2	3	4	5	1	0,06	0,07	0,31	0,35
9	2	4	5	1	2	0,09	0,10	0,37	0,42
10	2	5	1	2	3	0,74	1,10	2,60	3,77
11	3	1	3	5	2	0,38	0,14	1,60	0,66
12	3	2	4	1	3	1,40	1,36	4,77	4,96
13	3	3	5	2	4	2,29	2,47	6,24	6,48
14	3	4	1	3	5	2,78	2,39	6,82	5,57
15	3	5	2	4	1	0,36	0,14	1,70	0,63
16	4	1	4	2	5	2,36	2,80	5,41	7,48
17	4	2	5	3	1	0,37	0,27	1,89	1,31
18	4	3	1	4	2	0,33	0,68	1,58	3,20
19	4	4	2	5	3	1,30	1,54	5,03	6,10
20	4	5	3	1	4	2,21	2,38	6,76	7,03
21	5	1	5	4	3	1,43	1,46	5,02	5,27
22	5	2	1	5	4	2,05	2,11	6,27	6,97
23	5	3	2	1	5	2,36	2,42	5,67	6,53
24	5	4	3	2	1	0,21	0,23	1,01	1,15
25	5	5	4	3	2	0,82	0,87	3,47	3,88

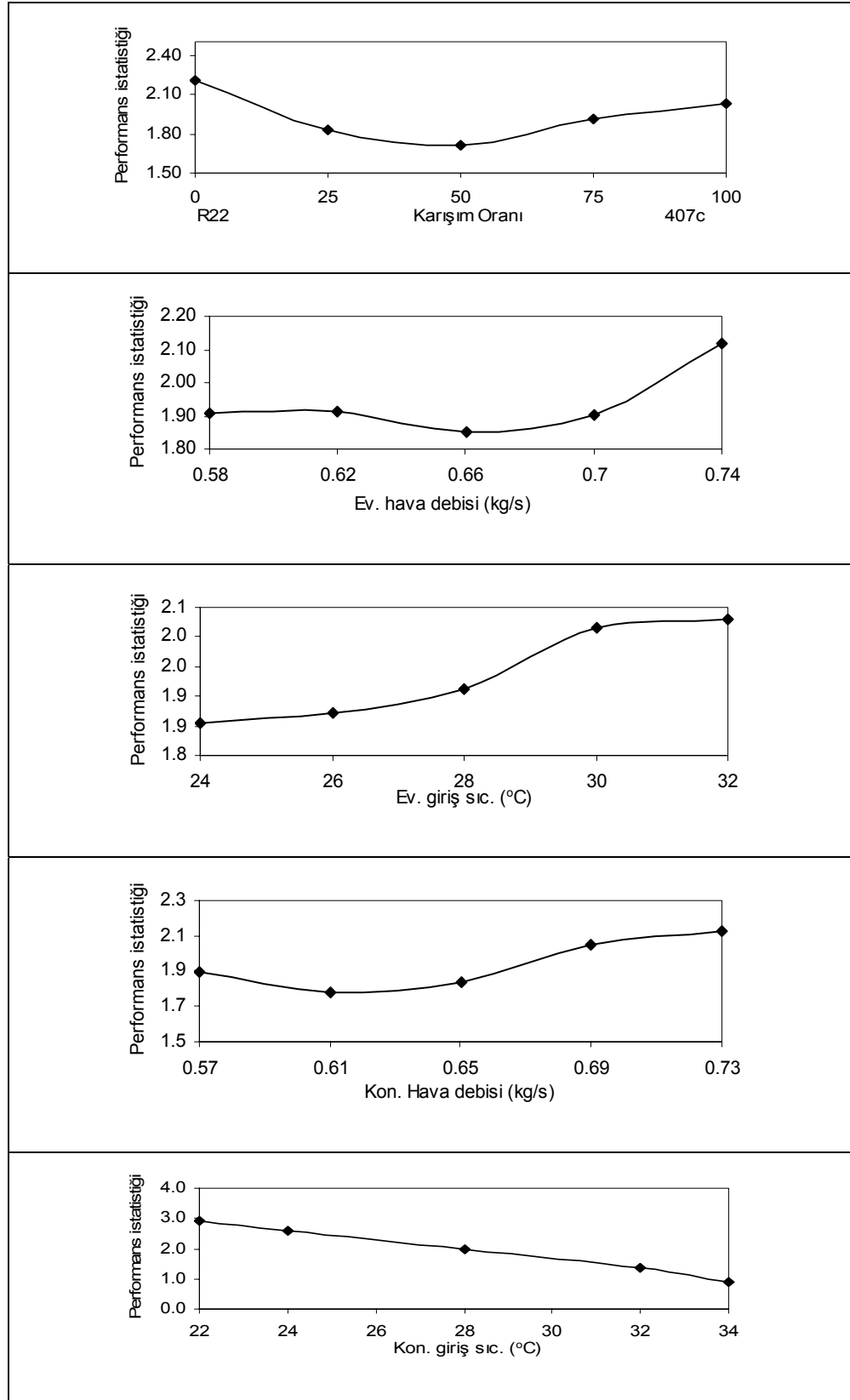
Her parametrenin COP ve  $\eta_{ek}$  optimizasyon kriteri üzerine etkisi hesaplanmış ve grafikler Şekil 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5 ve 4.6'da verilmiştir. Her grafikteki maksimum noktanın sayısal değeri ilgili parametrenin en iyi değerini, minimum noktanın sayısal değeri ise ilgili parametrenin en kötü değerini göstermektedir. Grafiklerde bütün parametrelere ait maksimum noktalar, o parametrenin yapılan deneysel çalışmada seçilen seviye aralığında en optimum seviyesini göstermektedir.



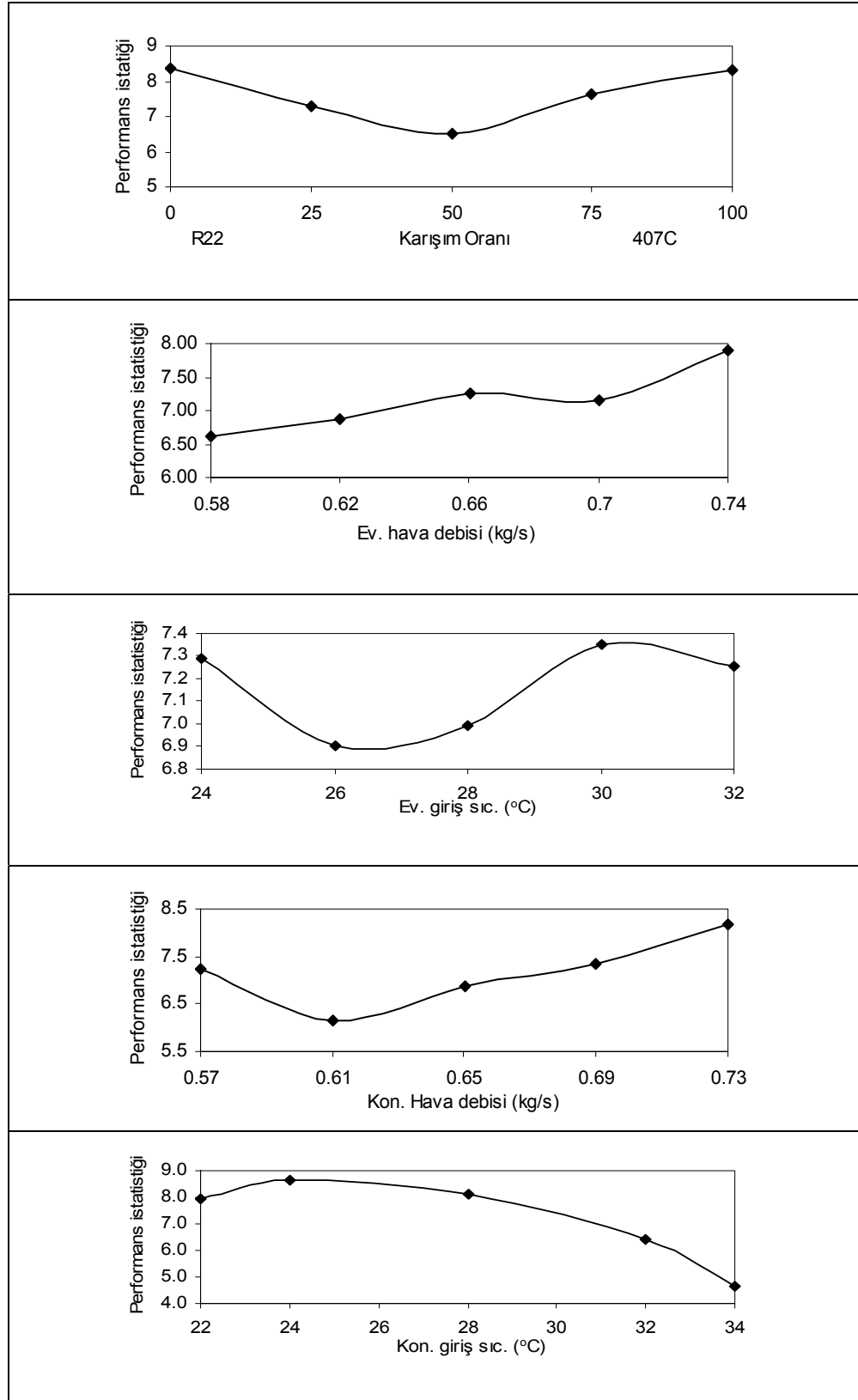
Şekil 4.1. Parametrelerin COP üzerine etkisi (R22-134a Karışımı için)



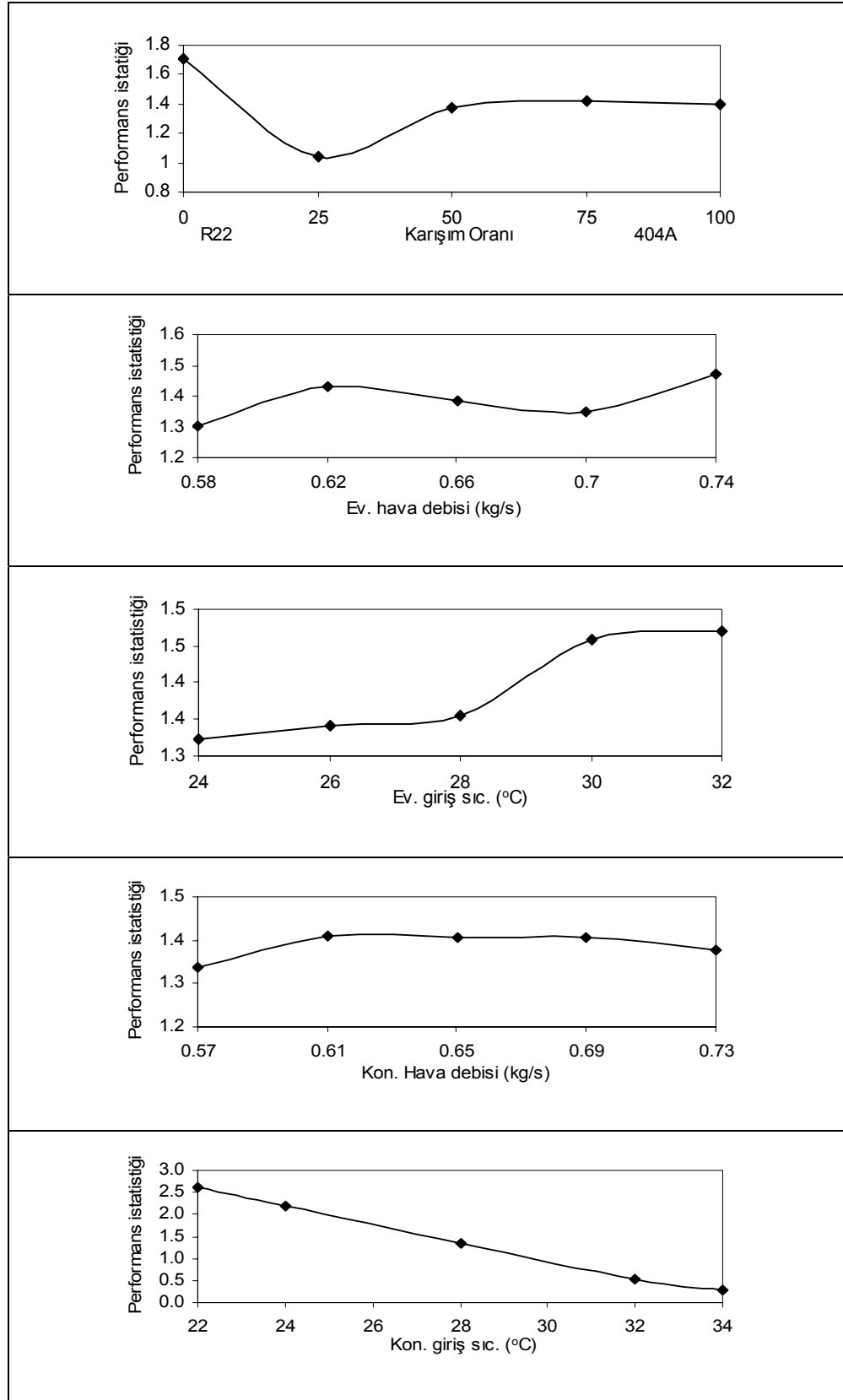
Şekil 4.2. Parametrelerin ekserji verimi üzerine etkisi (R22-134a Karışımı için)



Şekil 4.3. Parametrelerin COP üzerine etkisi (R22-407C Karışımı için)

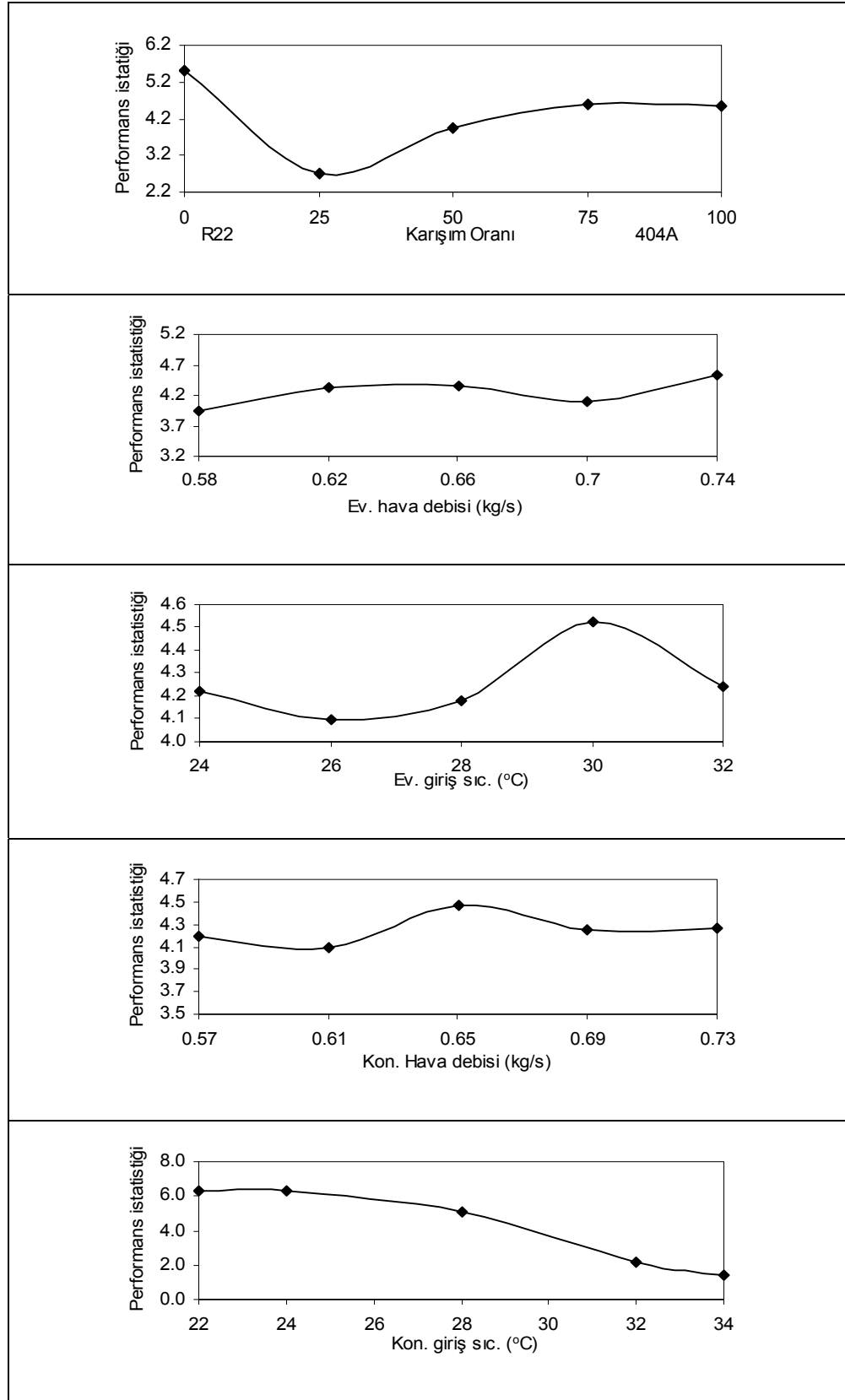


Şekil 4.4. Parametrelerin ekserji verimi üzerine etkisi (R22-407C Karışımı için)



Şekil 4.5. Parametrelerin COP üzerine etkisi (R22-404A Karışımı için)





Şekil 4.6. Parametrelerin ekserji verimi üzerine etkisi (R22-404A Karışımı için)

Yukarıda verilen performans istatistiği grafiklerine göre optimum çalışma şartları Çizelge 4.4, 4.5 ve 4.6'daki gibi belirlenmiştir. Optimum çalışma şartları belirlenirken sonuç değişkeni üzerine parametrelerin etkinlikleri (katkı yüzdeleri) de dikkate alınmıştır. Çalışmanın özelliğine bağlı olarak ısı pompasının performans katsayısının ve ekserji veriminin maksimum yapılması söz konusu olmuştur. Öncelikle her amaç ayrı ayrı ele alınarak optimum şartlar belirlenmiş ve Çizelge 4.4, 4.5 ve 4.6'da verilmiştir. Daha sonra bu iki amaç, öncelik sırası da göz önünde bulundurularak birlikte değerlendirilmiş ve belirlenen optimum şartlar bu çizelgelerde "Genel" başlığı altında verilmiştir. "Genel" satırı altında verilen optimum şartların, ortaya konulan hedefler doğrultusunda amaçlar arasında yapılan "ödünleşmeler" sonunda belirlendiğine dikkat edilmelidir.

Optimum şartlara karşılık gelen kombinasyonların performans değerleri eşitlik 2.15 yardımıyla tahmin edilmiş ve bu çizelgelerde "Tahmin" sütununda verilmiştir. Bu tahminlerin %5 hata düzeyindeki güven aralıkları da eşitlik 2.16 yardımıyla hesaplanmış ve çizelgelerde "Güven Aralığı" sütununda verilmiştir. Ayrıca bu tahminlerin doğruluğunu test edebilmek için belirlenen optimum şartlarında doğrulama deneyleri yapılmış ve sonuçlar çizelgelerdeki "Gerçek" sütununda verilmiştir. Doğrulama deneylerinde elde edilen performans değerleri hesaplanan güven aralığı içinde olduğu için deneysel sonuçların %5 hata seviyesinde kabul edilebilir olduğu söylenebilir.

**Çizelge 4.4.** R22/134a karışımı için performans katsayısına (COP) göre ısı pompasının optimum çalışma şartları

		Parametreler					COP			Ekserji Verimi (%)		
		A	B	C	D	E						
		Gaz karışım oranı	Evaporator hava debisi (kg/s)	Evap. hava giriş sıcaklığı °C	Kond. hava debisi (kg/s)	Kondenser hava giriş sıcaklığı, °C	Tahmin	Güven Aralığı	Gerçek	Tahmin	Güven Aralığı	Gerçek
COP	Optimum Seviye	5 <sup>2</sup>	5 <sup>3</sup>	4 <sup>4</sup>	5 <sup>5</sup>	5 <sup>1</sup>	3.80	3.59	3.99	10.32	7.76	10.02
	Optimum Değer	100	0.74	30	0.73	22		-			4.01	
Ekserji Verimi (%)	Optimum Seviye	3 <sup>2</sup>	5 <sup>5</sup>	5 <sup>4</sup>	5 <sup>3</sup>	4 <sup>1</sup>	3.34	3.14	3.44	10.40	7.03	12.30
	Optimum Değer	50	0.74	32	0.73	24		-			3.54	
Genel	Optimum Seviye	5 <sup>2</sup>	5 <sup>3</sup>	4 <sup>4</sup>	5 <sup>5</sup>	5 <sup>1</sup>	3.80	3.59	3.99	10.32	7.76	10.02
	Optimum Değer	100	0.74	30	0.73	22		-			4.01	

\* <sup>1</sup> Birinci derece etkin parametre    <sup>2</sup> İkinci derece etkin parametre    <sup>3</sup> Üçüncü derece etkin parametre  
<sup>4</sup> Dördüncü derece etkin parametre    <sup>5</sup> Beşinci derece etkin parametre

**Çizelge 4.5.** R22/407C karışımı için performans katsayısına (COP) göre ısı pompasının optimum çalışma şartları

		Parametreler					COP			Ekserji Verimi (%)		
		A	B	C	D	E						
		Gaz karışım oranı	Evaporator hava debisi (kg/s)	Evap. hava giriş sıcaklığı °C	Kondenser hava debisi (kg/s)	Kond. hava giriş sıcaklığı, °C	Tahmin	Güven Aralığı	Gerçek	Tahmin	Güven Aralığı	Gerçek
COP	Optimum Seviye	1 <sup>2</sup>	5 <sup>3</sup>	5 <sup>4</sup>	5 <sup>5</sup>	5 <sup>1</sup>	3.14	2.82	3.23	8.17	7.08	8.98
	Optimum Değer	0	0.74	32	0.73	22		-			3.46	
Ekserji Verimi (%)	Optimum Seviye	1 <sup>2</sup>	5 <sup>4</sup>	4 <sup>5</sup>	5 <sup>3</sup>	4 <sup>1</sup>	2.81	2.49	3.08	8.98	7.89	9.51
	Optimum Değer	0	0.74	30	0.73	24		-			3.13	
Genel	Optimum Seviye	1 <sup>2</sup>	5 <sup>3</sup>	5 <sup>4</sup>	5 <sup>5</sup>	5 <sup>1</sup>	3.14	2.82	3.23	8.17	7.08	8.98
	Optimum Değer	0	0.74	32	0.73	22		-			3.46	

\* <sup>1</sup> Birinci derece etkin parametre    <sup>2</sup> İkinci derece etkin parametre    <sup>3</sup> Üçüncü derece etkin parametre  
<sup>4</sup> Dördüncü derece etkin parametre    <sup>5</sup> Beşinci derece etkin parametre

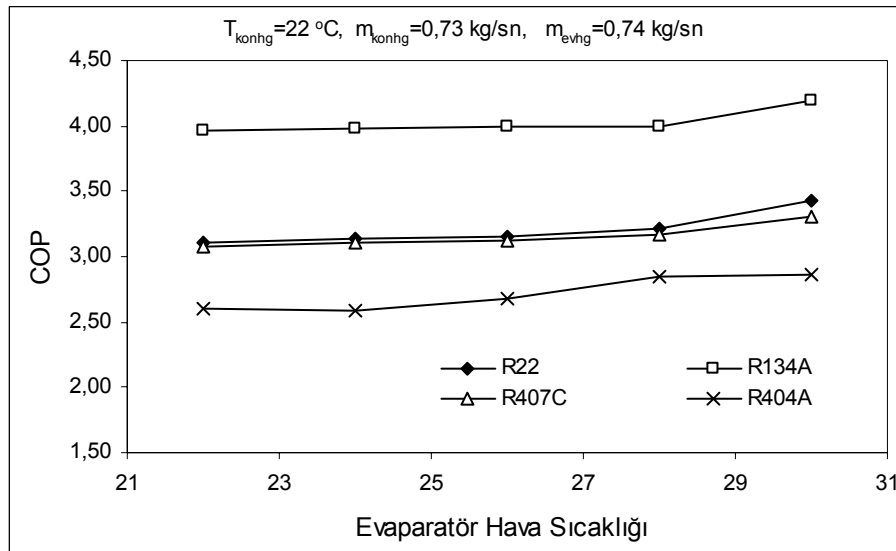
**Çizelge 4.6.** R22/404A karışımı için performans katsayısına (COP) göre ısı pompasının optimum çalışma şartları

		Parametreler					COP			Ekserji Verimi (%)		
		A	B	C	D	E						
		Gaz karışım oranı	Evaporator hava debisi (kg/s)	Evap. hava giriş sıcaklığı °C	Kondenser hava debisi (kg/s)	Kond. hava giriş sıcaklığı, °C	Tahmin	Güven Aralığı	Gerçek	Tahmin	Güven Aralığı	Gerçek
COP	Optimum Seviye	1 <sup>2</sup>	5 <sup>3</sup>	5 <sup>4</sup>	2 <sup>5</sup>	5 <sup>1</sup>	3.10	2.78	3.21	7.98	6.75	8.67
	Optimum Değer	0	0.74	32	0.61	22		3.42			9.23	
Ekserji Verimi (%)	Optimum Seviye	1 <sup>2</sup>	5 <sup>3</sup>	4 <sup>4</sup>	3 <sup>5</sup>	5 <sup>1</sup>	3.08	2.84	3.15	7.95	7.03	8.28
	Optimum Değer	0	0.74	30	0.65	22		3.32			8.87	
Genel	Optimum Seviye	1	5	5	2	5	3.10	2.78	3.21	7.98	6.75	8.67
	Optimum Değer	0	0.74	32	0.61	22		3.42			9.23	

\* <sup>1</sup> Birinci derece etkin parametre    <sup>2</sup> İkinci derece etkin parametre    <sup>3</sup> Üçüncü derece etkin parametre  
<sup>4</sup> Dördüncü derece etkin parametre    <sup>5</sup> Beşinci derece etkin parametre

#### 4.2. Saf Soğutkanların ve Karışımlarının Isı pompasının Performansına Etkisi

Kondenser ve evaporator akışkanlarının hava-hava olması durumunda ısı pompasında yapılan deneyler sonucunda elde edilen ve sistem elemanlarında hiçbir değişiklik yapılmadan, aynı çalışma aralığında denenen saf soğutucu akışkanların COP değerleri elde edilmiştir. Isı pompasının hava-hava esaslı çalışması halinde yapılan tüm deneysel çalışmalar göz önüne alındığında, en yüksek COP değerine R134a'nın, en düşük COP değerine ise R404A'nın sahip olduğu görülmüştür. R407C'nin COP değerinin ise R22'ye çok yakın olduğu fakat bir miktar daha düşük olduğu görülmüştür.



**Şekil 4.7.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör giriş sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.7'de hava-hava esaslı ısı pompası sisteminde, kullanılan tüm soğutucu akışkanlarda kaynak sıcaklığı arttıkça COP'nin azda olsa arttığı görülmektedir. Şekil 4.7'de, sistem elemanlarında ve şartlarında hiçbir değişiklik yapılmadan, aynı çalışma aralığında R134a için elde edilen COP değerlerinin en yüksek, R404A için elde edilenlerin COP değerlerinin ise en düşük olduğu görülmektedir. R407C için elde edilen COP değerlerinin ise R22'ye çok yakın olmakla birlikte, bir miktar daha düşük olduğu görülmektedir.

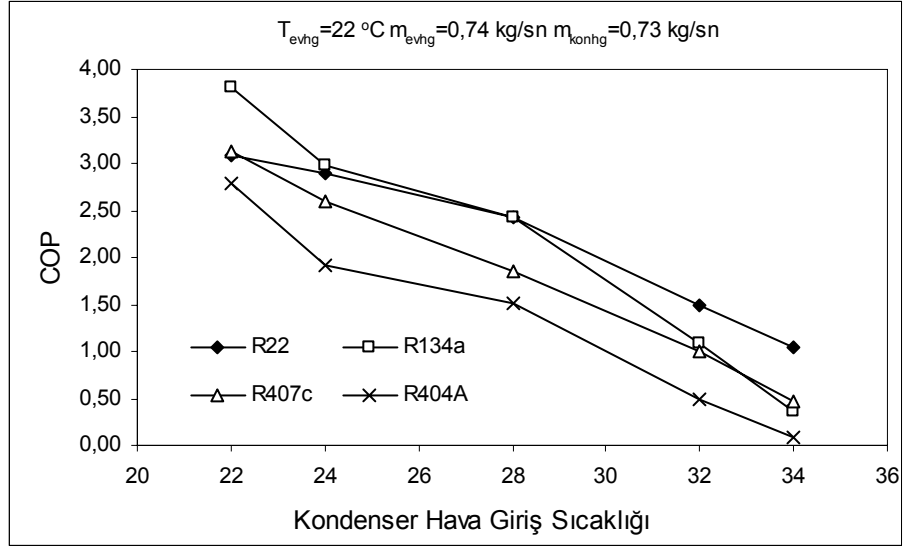
Bu sonuçların literatürdeki sonuçlarla karşılaştırıldığında uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Aşağıdaki literatür çalışmalarını inceleyecek olursak hava-hava kaynaklı deneylerde elde edilen COP değerleri literatürle uyum göstermektedir.

Hava-hava esaslı geleneksel bir ısı pompası, güneş enerjisi destekli hava ısıtıcı, güneş enerjisi destekli seri bağlı ısı pompası uygulamalarında soğutucu akışkan olarak R134a, R22, R404A kullanılmıştır. R134a ile COP'ta R404A'ya göre %22 artış sağlanmıştır. Her üç durumda da R134a soğutkanıyla elde edilen COP değerlerinin R22 soğutucu akışkanı için elde edilen COP değerlerinden daha yüksek olduğu görülmüştür (Abou Ziyan vd 1996).

Hava kaynaklı bir ısı pompasında, R22, R134a, R404A ve R407C soğutucu akışkanları denenmiştir. R134a kullanılan ısı pompasının COP'u, R22'ninkinden %4,5 kadar artış; R407C kullanılan ısı pompasının COP'u ise %5,92 azalma göstermiştir. R404A soğutucusu kullanılan ısı pompası, R22 ile karşılaştırıldığında COP ve kapasitede azalma meydana gelmiştir (Wu vd 2004).

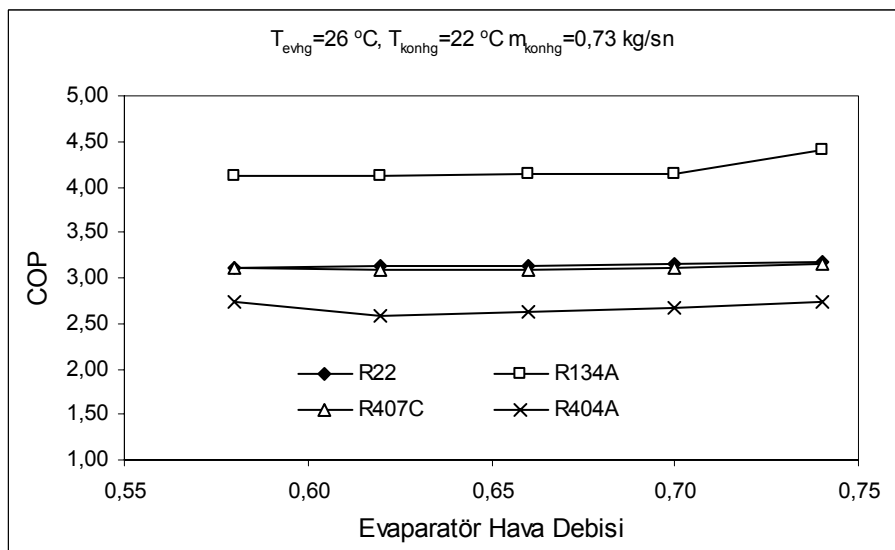
Yapılan başka bir çalışma da ısı pompasında R22, R407C (R134a/R125/R32; %52/%25%/23) kullanılmıştır. R407C'nin performansının daha yüksek evaporator sıcaklıklarında R22'ninkine yaklaştığı, fakat evaporatör sıcaklığındaki azalmayla, COP<sub>C</sub> ve evaporator kapasitesinin azaldığı görülmüştür (Mongey vd 1996).

Şekil 4.8'de görüldüğü gibi kondenser hava giriş sıcaklığı arttıkça, kullanılan tüm saf gazların COP değeri önemli oranda düşmektedir. Bu ise ısı pompasının COP değerinin kondenser hava giriş sıcaklığından oldukça fazla etkilendiğini göstermektedir.



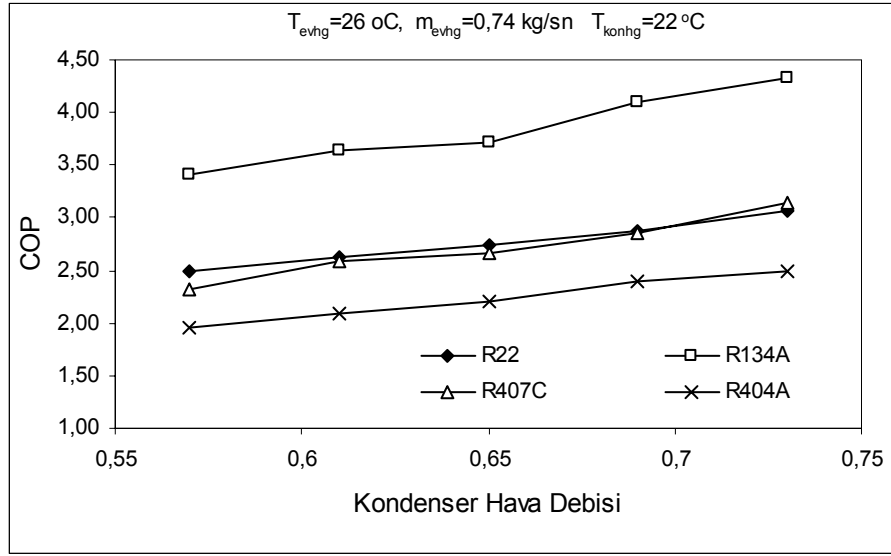
**Şekil 4.8.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının kondenser hava giriş sıcaklığına göre değişimi

Şekil 4.9 ve 4.10'da hava-hava esaslı ısı pompası sisteminde, kullanılan tüm soğutucu akışkanlarda evaporatör ve kondenser hava debisi arttıkça COP'nin az da olsa arttığı görülmektedir.



**Şekil 4.9.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör hava debisine göre değişimi





**Şekil 4.10.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının kondenser hava debisine göre değişimi

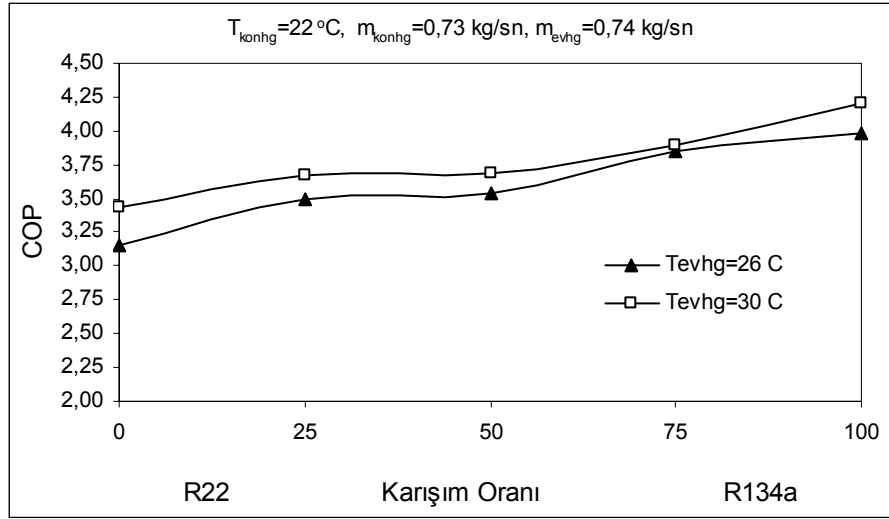
R22, R134a ve karışımlarının kullanılması durumunda hava-hava kaynaklı ısı pompasının performansının değişimi Şekil 4.11-12’de verilmiştir.

Şekil 4.11’de deneysel çalışma şartları,  $T_{kong} = 22^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{kong} = 0,73 \text{ kg/sn}$ ,  $m_{evg} = 0,74 \text{ kg/sn}$  olarak sabit tutulup, evaporatör sıcaklığı  $T_{evg} = 26^{\circ}\text{C}$  ve  $T_{evg} = 30^{\circ}\text{C}$  olacak şekilde değiştirildiğinde, her iki evaporatör sıcaklığı için R22/R134a karışım oranına bağlı olarak COP’nin değişimi verilmektedir.

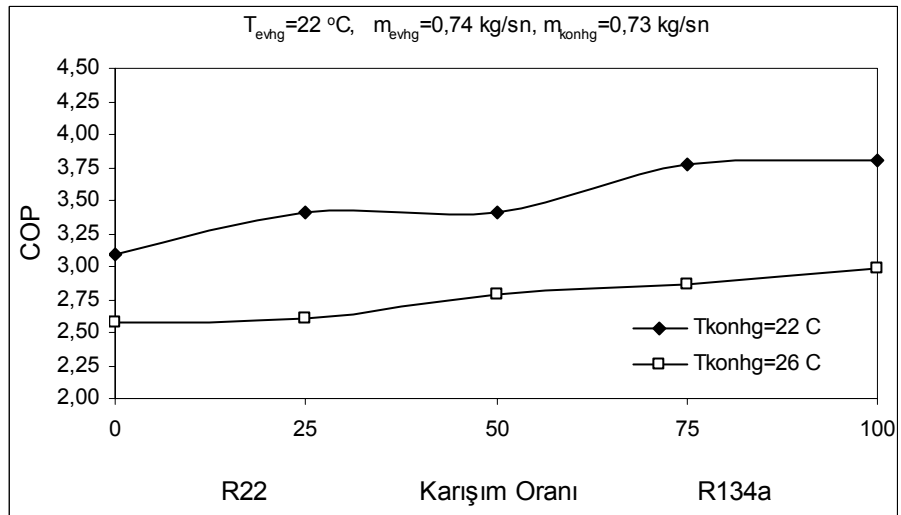
Şekil 4.12’de deneysel çalışma şartları,  $T_{evhg} = 22^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{kong} = 0,73 \text{ kg/sn}$ ,  $m_{evg} = 0,74 \text{ kg/sn}$  olarak sabit tutulup, kondenser sıcaklığı  $T_{konhg} = 22^{\circ}\text{C}$  ve  $T_{konhg} = 26^{\circ}\text{C}$  olacak şekilde değiştirildiğinde, her iki kondenser sıcaklığı için R22/R134a karışım oranına bağlı olarak COP’nin değişimi verilmektedir.

Her iki şekilden görüldüğü gibi R22/R134a’nın karışım oranı R134a’ya yaklaştıkça COP değerinin arttığı görülmektedir. Karışım olarak düşünülürse, en iyi COP değeri R22/R134a (%25/%75) karışım oranında elde edilmiştir.

Sonuç olarak maliyet açısından saf R134a yerine R22/R134a (%25/%75) karışımının kullanılması daha doğru bir seçim olacaktır.



**Şekil 4.11.** R22/R134a soğutucu akışkan çifti için COP'un karışım oranına bağlı olarak değişimi

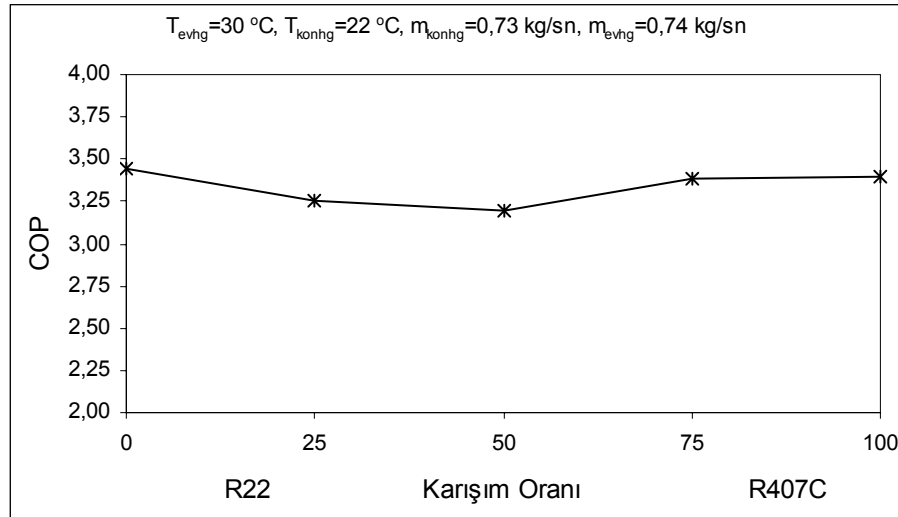


**Şekil 4.12.** R22/R134a soğutucu akışkan çifti için COP'un karışım oranına bağlı olarak değişimi

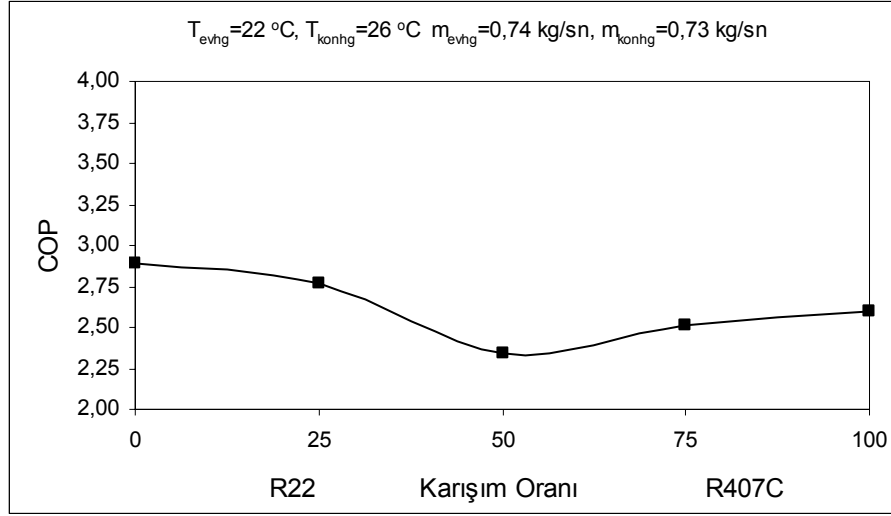
R22, R407C ve karışımlarının kullanılması durumunda hava-hava kaynaklı ısı pompasının performansının değişimi Şekil 4.13-14'de verilmiştir. Şekil.4.13'de deneysel çalışma şartları  $T_{evg} = 30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{kong} = 22^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{kong} = 0,73 \text{ kg/sn}$ ,  $m_{evg} = 0,74 \text{ kg/sn}$  olarak sabit alındığında, karışım oranına bağlı olarak COP değerlerinin değişimi görülmektedir.

Şekil 4.14'de deneysel çalışma şartları  $T_{evg} = 22^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{kong} = 26^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{kong} = 0,73 \text{ kg/sn}$ ,  $m_{evg} = 0,74 \text{ kg/sn}$  olarak sabit alındığında, karışım oranına bağlı olarak COP değerlerinin değişimi görülmektedir.

Bu şekillerden görüldüğü gibi R22/R407C (%50/%50) karışımında COP değerinin diğer iki karışıma göre daha düşük olduğu görülmektedir. Fakat her üç karışımın COP değerinin birbirine çok yakın olması nedeniyle, R22 ve R407C'nin saf olarak kullanılmasının daha doğru bir seçim olacağı söylenebilir.



**Şekil 4.13.** R22/R407C soğutucu akışkan çifti için COP'un karışım oranına bağlı olarak değişimi



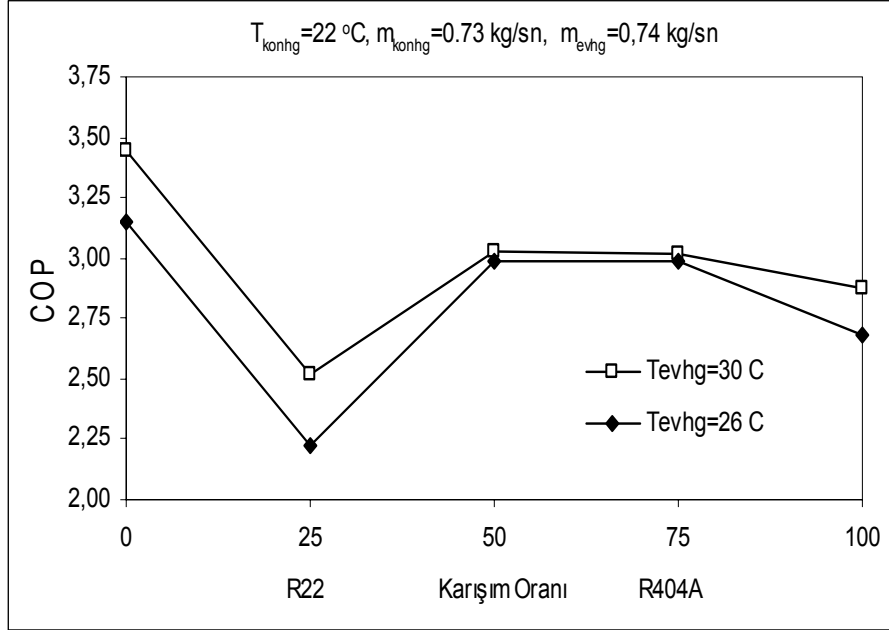
**Şekil 4.14.** R22/R407C soğutucu akışkan çifti için COP'un karışım oranına bağlı olarak değişimi

R22, R404A ve karışımlarının kullanılması durumunda hava-hava kaynaklı ısı pompasının performansının değişimi Şekil 4.15'de verilmiştir. Deneysel çalışma şartları  $T_{evg} = 26^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{kong} = 22^{\circ}\text{C}$ ,  $m_{kong} = 0,73\text{ kg/sn}$ ,  $m_{evg} = 0,74\text{ kg/sn}$  olarak sabit alındığında, R22/R404A'nın karışım oranına bağlı olarak, COP değerlerinin değişimi görülmektedir. Bu çalışma şartlarında R22/R404A (%75/%25) karışımında COP değerinin diğer iki karışıma oranla çok daha düşük olduğu görülmektedir. R22/R404A (%50/%50) doğru gidildikçe ise COP değerlerinin arttığı ve R22/R404A (%25/%75) karışımında yaklaşık olarak sabit kaldığı görülmektedir.

Şekil 4.15'de, saf R22 için elde edilen COP değerlerinin, saf R404A'ninkilerden daha yüksek olduğu görülmektedir. Deney şartlarından yalnızca  $T_{evg} = 30^{\circ}\text{C}$  olarak değiştirildiğinde, aynı deneysel sonuçların elde edildiği doğrulanmıştır.

R22/R404a karışım oranları için yapılan tüm deneysel verilerde dikkate alındığında, R22'nin COP değerinin R404a'dan daha iyi olduğu ve en düşük COP değerinin R22/R404A (%75/%25) karışım oranında elde edildiği görülmüştür. R404A'nın saf

olarak kullanılması yerine, R22/R404A (%50/%50), R22/R404A (%25/%75) karışımlarının tercih edilmesinin daha doğru bir seçim olacağı söylenebilir.

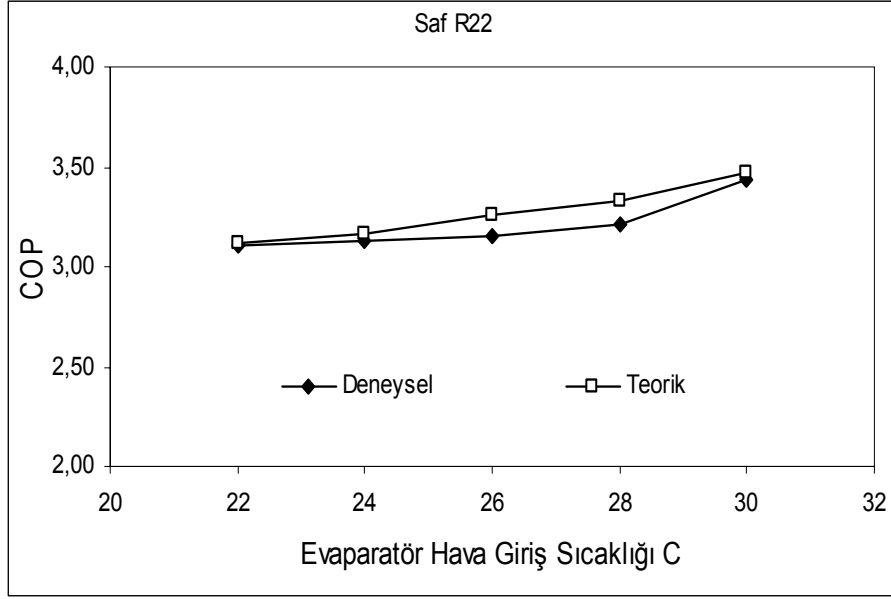


**Şekil 4.15.** R22/R404A soğutucu akışkan çifti için COP'un karışım oranına bağlı olarak değişimi

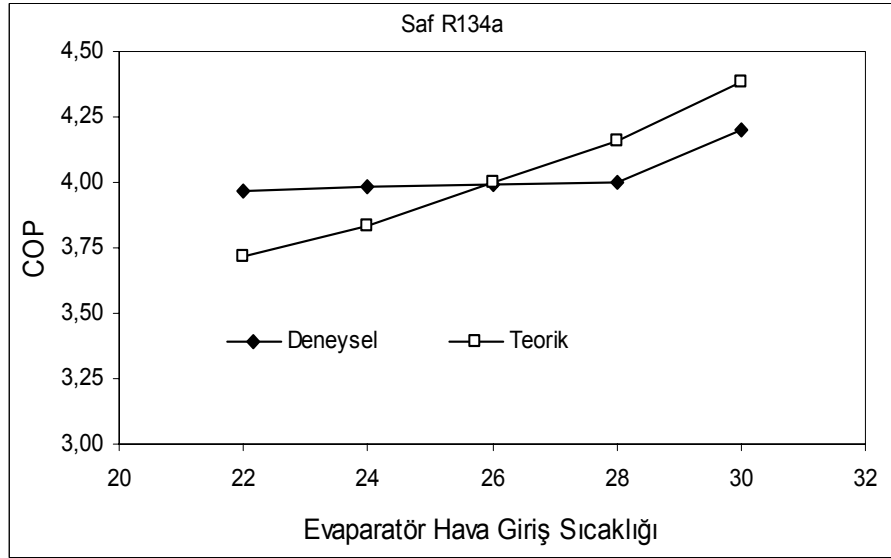
### 4.3. Matematik Modelleme ile Yapılan Çözümler

Modelleme ile yapılan deneylerden hareketle bir simülasyon programı hazırlanmış ve bu program deneyler ile test edilmiştir. Modellemede kullanılan denklemler ve kullanılan gazlar için elde edilen denklem katsayıları Bölüm 3'de verilmiştir.

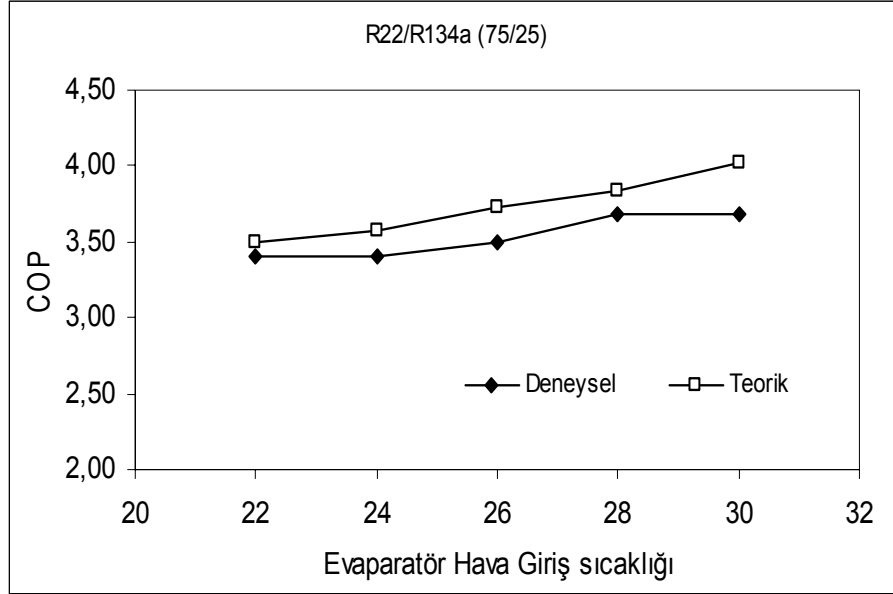
Modellemeden elde edilen değerler ile deneysel sonuçlar her soğutkan için karşılaştırılarak Şekil 4.16-24'de verilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi yapılan modellemenin başarılı sonuç verdiği görülmektedir. Bu şekilde doğruluğu saptanan modelleme ile daha sonra deneyleri yapılmayan parametreler ve gaz karışımlarının ısı pompası performansına etkileri araştırılacaktır. Böylece hem zamandan kazanılmış olacak, hem de her bir gaz karışımı için yapılacak deneysel maliyetten kurtulmuş olacaktır.



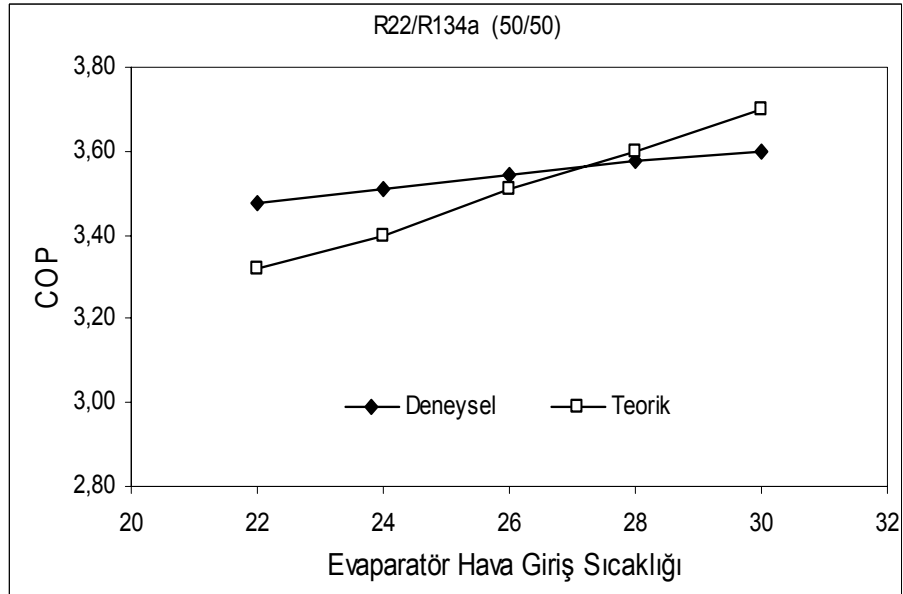
**Şekil 4.16.** R22 soğutucu akışkanı için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin teorik ve deneysel değerlerinin değişimi



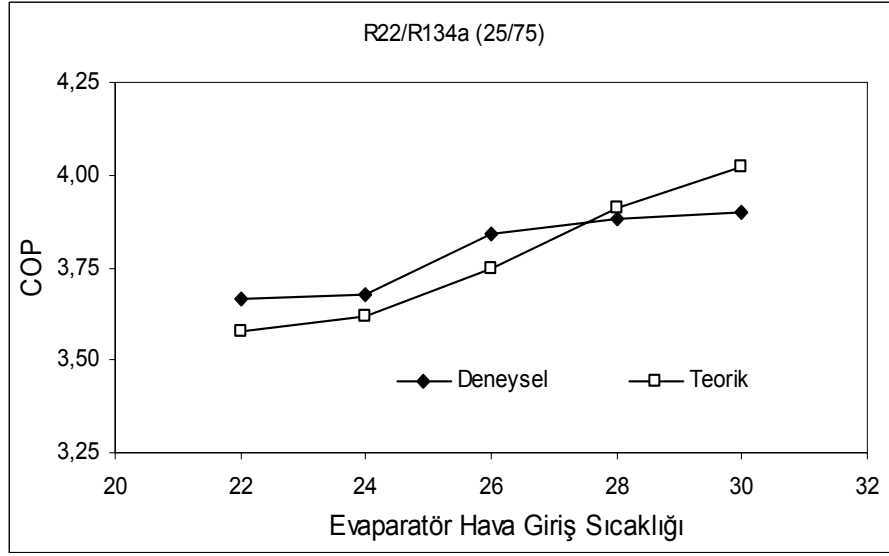
**Şekil 4.17.** R134a soğutucu akışkanı için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin teorik ve deneysel değerlerinin değişimi



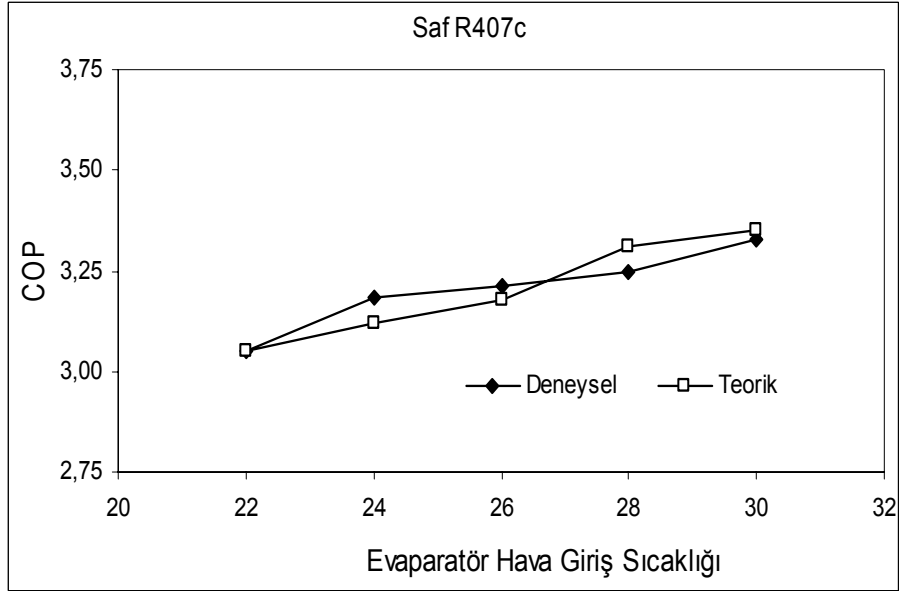
**Şekil 4.18.** R22/134a karışımı için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP' nin teorik ve deneysel değerlerinin değişimi



**Şekil 4.19.** R22/134a karışımı için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP' nin teorik ve deneysel değerlerinin değişimi

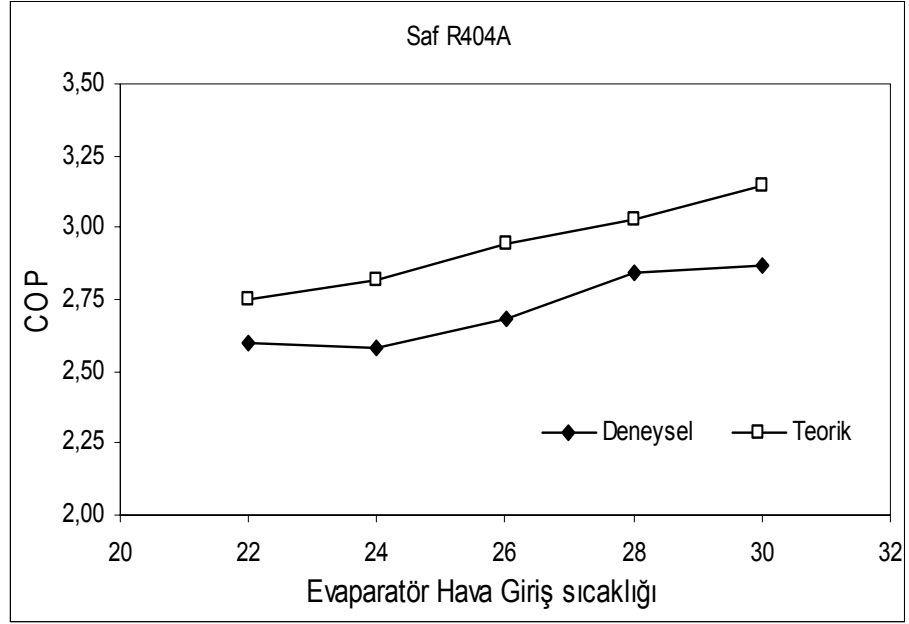


**Şekil 4.20.** R22/134a karışımı için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin teorik ve deneysel değerlerinin değişimi

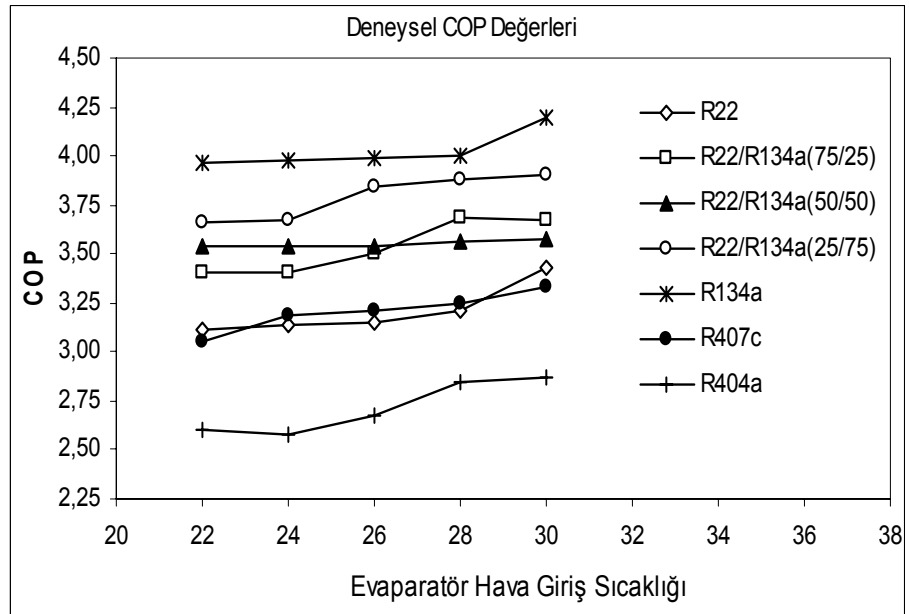


**Şekil 4.21.** R407C soğutucu akışkanı için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin teorik ve deneysel değerlerinin değişimi

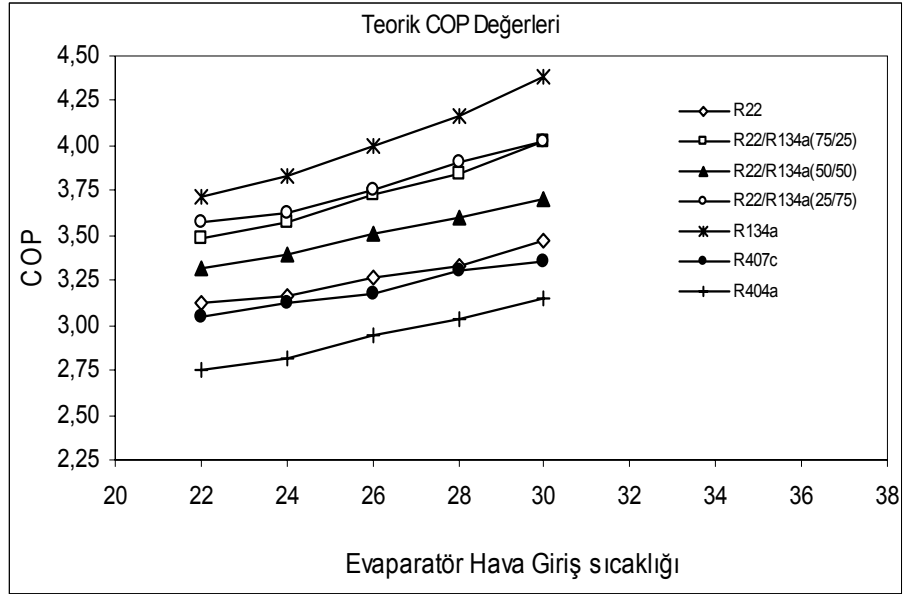




**Şekil 4.22.** R404A soğutucu akışkanı için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin teorik ve deneysel değerlerinin değişimi



**Şekil 4.23.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin deneysel değerlerinin değişimi

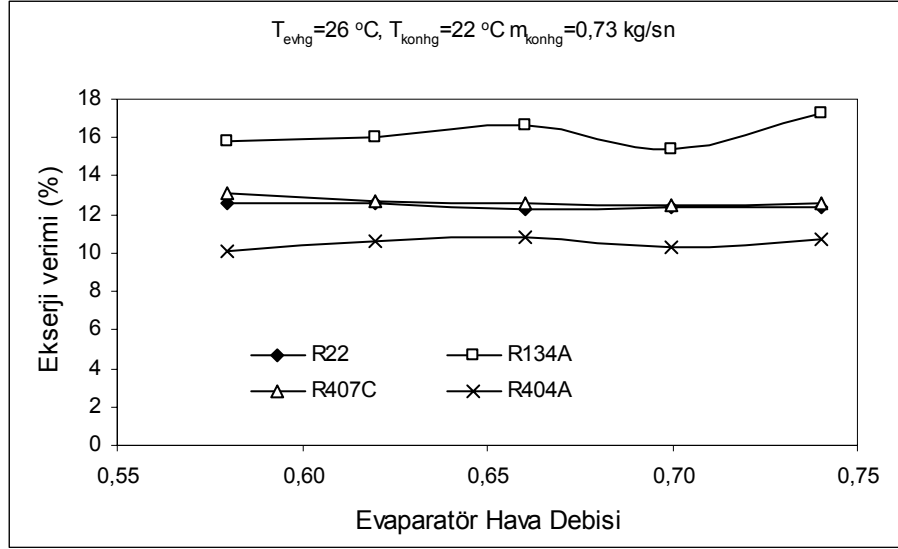


**Şekil 4.24.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak COP'nin teorik değerlerinin değişimi

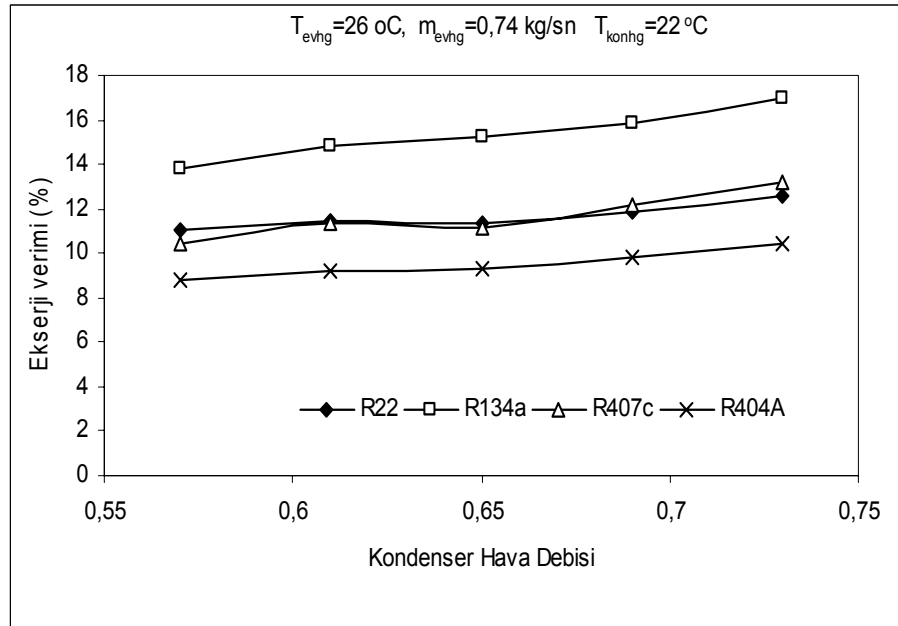
Şekil 4.23 ve 24'de hava-hava kaynaklı ısı pompası sisteminde, kullanılan tüm soğutucu akışkanların aynı çalışma aralığında COP değerlerinin evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak deneysel ve modelleme verilerden elde edilen sonuçlara göre değişimi görülmektedir. Bu sonuçlara göre, aynı çalışma şartlarında en yüksek COP değeri, R134a soğutucu akışkanı için elde edilirken, en düşük COP değeri ise R404a soğutucu akışkanı için elde edilmiştir. COP değerlerini yüksek olandan düşük olana doğru sıralayacak olursak R134a, R22/R134a (25/75), R22/R134a (50/50), R22/R134a (75/25), R22, R407C, R404A şeklinde olduğu görülecektir.

#### 4.4. Soğutkanların Isı pompasının Ekserji Verimi Üzerine Etkisi

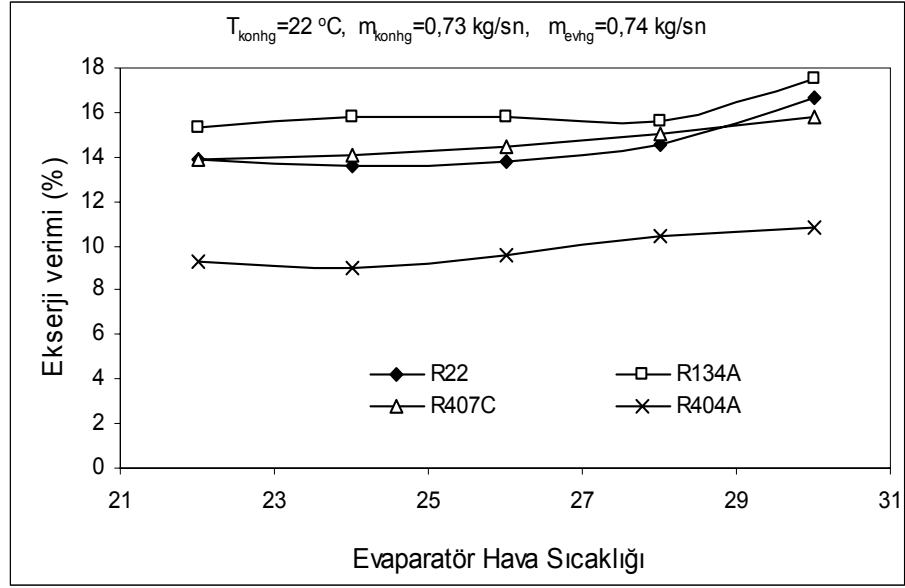
Isı pompasının hava-hava esaslı çalışması halinde yapılan tüm deneysel çalışmalar göz önüne alındığında, COP değerlerinde olduğu gibi, en yüksek ekserji verimine R134a'nın, en düşük ekserji verimine ise R404A'nın sahip olduğu görülmüştür. Bu değişimler Şekil 4.25-28'de verilmiştir. Bu şekillerden görüldüğü gibi ekserji veriminin de, COP değerleri ile benzer şekilde değiştiği görülmektedir.



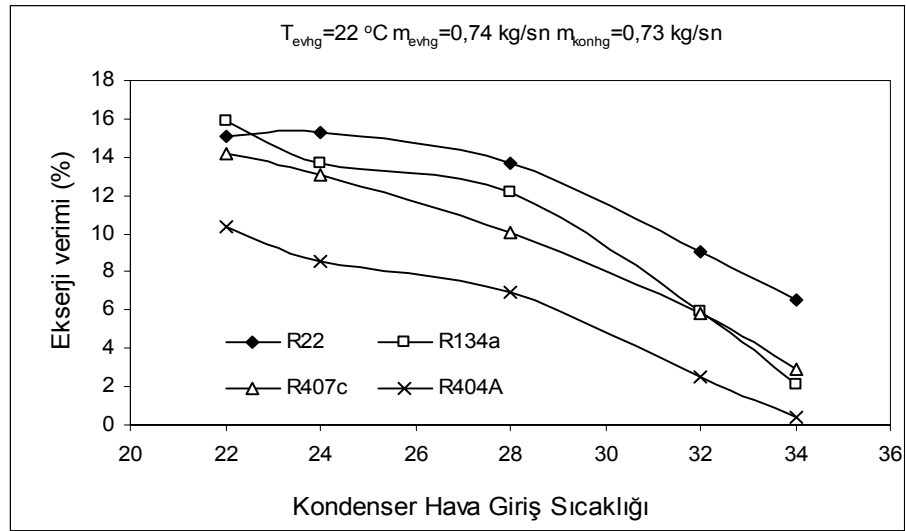
**Şekil 4.25.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için evaporatör hava debisine bağlı olarak ekserji veriminin değişimi



**Şekil 4.26.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için kondenser hava debisine bağlı olarak ekserji veriminin değişimi



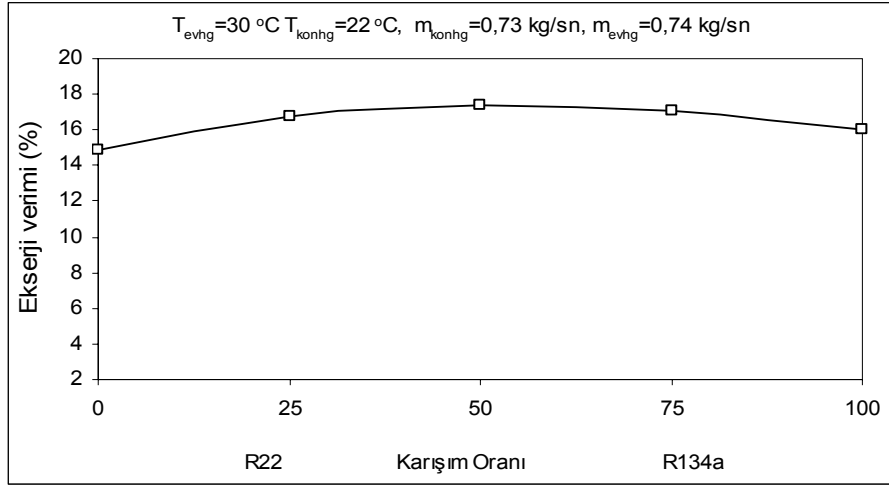
**Şekil 4.27.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için evaporatör hava giriş sıcaklığına bağlı olarak ekserji veriminin değişimi



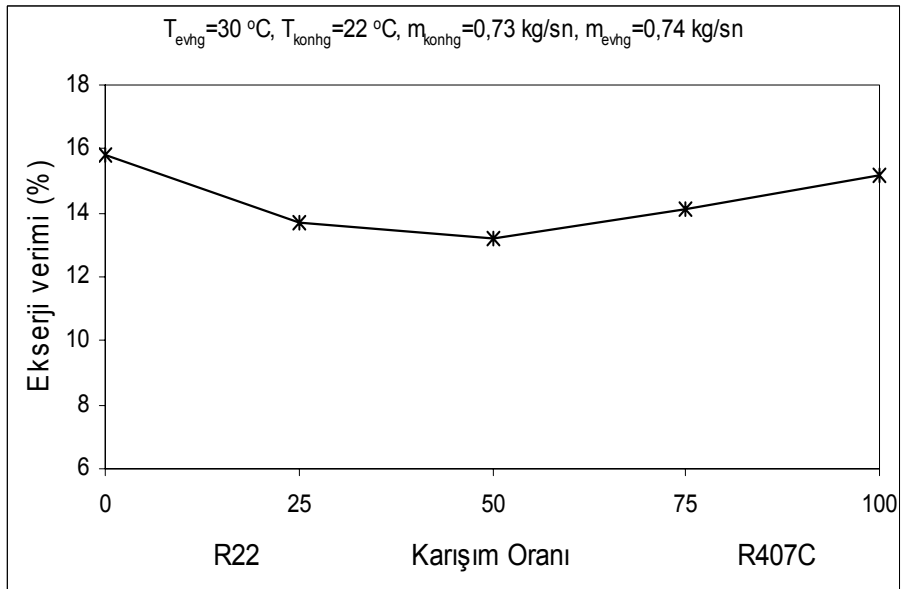
**Şekil 4.28.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için kondenser hava giriş sıcaklığına bağlı olarak ekserji veriminin değişimi

Karışım kullanılması durumunda elde edilen ekserji değerleri, Şekil 4.29-31'de verilmiştir. Şekil 4.29'a bakıldığında R22/134a karışımı için COP değişiminin aksine, en iyi ekserji veriminin %50/50 karışım olması durumunda elde edilmektedir. Ancak

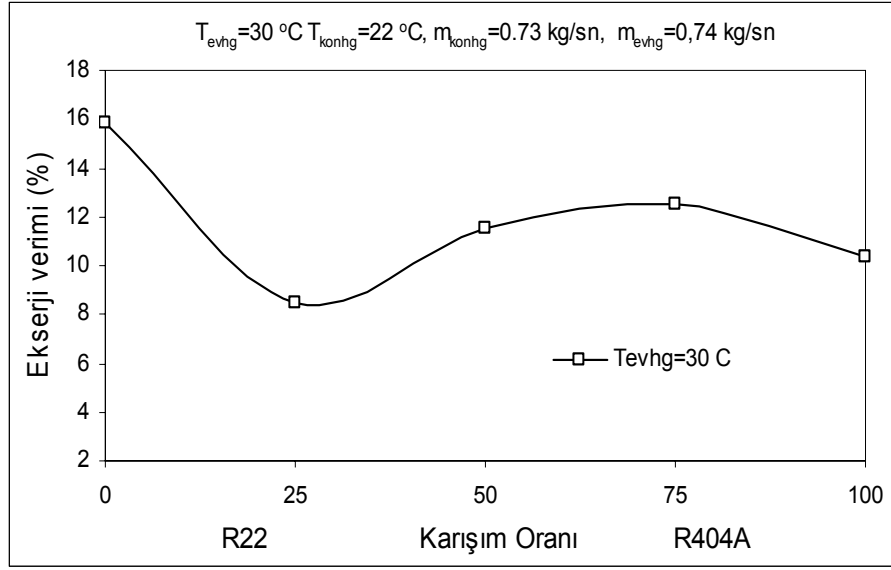
R22/407C ve R22/404A karışımlarında COP değişimleri ile benzerlik gözükmektedir. Bu sonuçlar Taguchi deney sonuçları ile de örtüşmektedir (Şekil 4.1-6).



Şekil 4.29. R22/134a soğutucu akışkan çifti için ekserji veriminin karışım oranına bağlı olarak değişimi



Şekil 4.30. R22/R407C soğutucu akışkan çifti için ekserji veriminin karışım oranına bağlı olarak değişimi



**Şekil 4.31.** R22/R404A soğutucu akışkan çifti için ekserji veriminin karışım oranına bağlı olarak değişimi

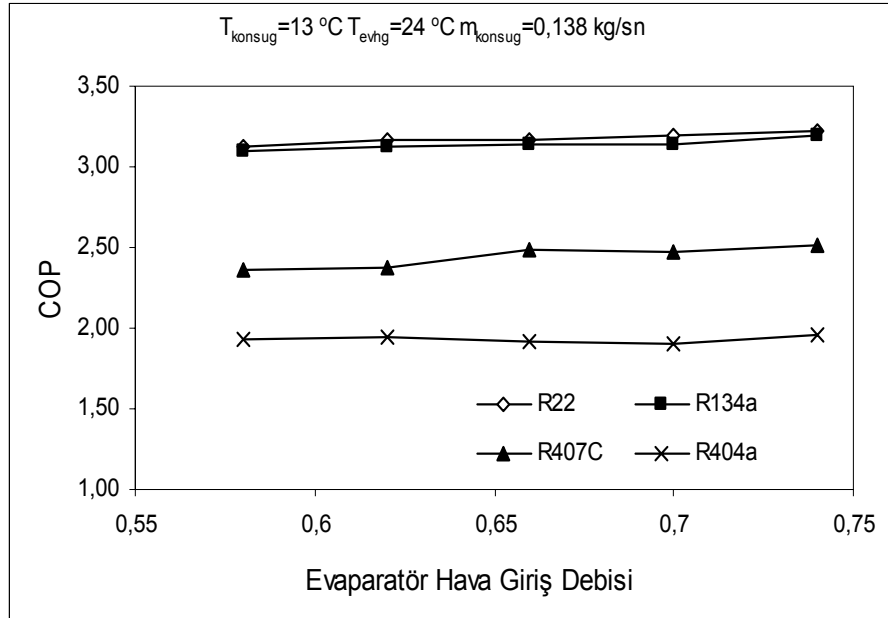
#### 4.5. Isı Pompasının Diğer Çalışma Şekillerindeki Performans Etkileri

TÜBİTAK ile birlikte Atatürk Üniversitesi Araştırma fonundan destek alınarak kurulan deney sistemi, evaporator ve kondenserde dolaşan akışkanlara göre sırasıyla hava-hava, hava-su, su-hava ve su-su esaslı çalışacak şekilde dizayn edilmiştir. Yukarıda verilen sonuçlar, hava-hava olması durumu içindir. Bundan sonra hava-su, su-hava ve su-su çalışma modları için sonuçlar verilmiştir. Bu sonuçlar hava-hava çalışma modunda verildiği kadar detaylı değildir. Hem benzer olması, hem de çok grafik olmasından dolayı birkaç grafikte yetinilmiştir.

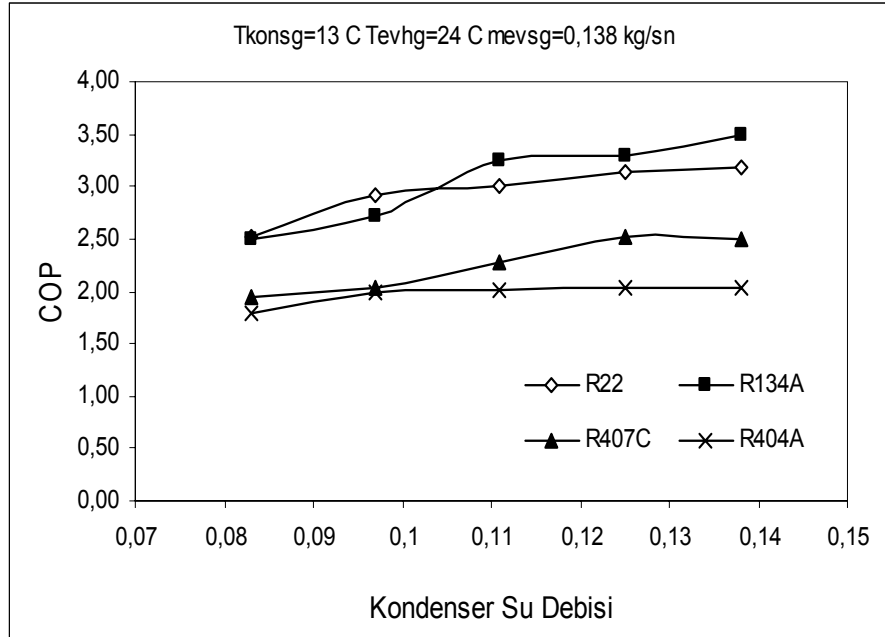
**Hava- su modu:** Evaporator ve kondenser akışkanlarının hava-su olması durumunda ısı pompasında yapılan deneyler sonucunda elde edilen COP değerleri Şekil 4.32-35’de verilmiştir. Isı pompasının hava-su esaslı çalışması halinde yapılan tüm deneysel çalışmalar göz önüne alındığında, en yüksek COP değerine R22’nin, en düşük COP değerine ise R404A’nın sahip olduğu görülmüştür.

Hava-hava modunun aksine bu modda, R134a kullanılması durumunda COP değeri, R22'nin COP değerinin altında kalmaktadır. Ayrıca şekillerden görüldüğü gibi debiler arttıkça, COP'de biraz artış gözlenmektedir.

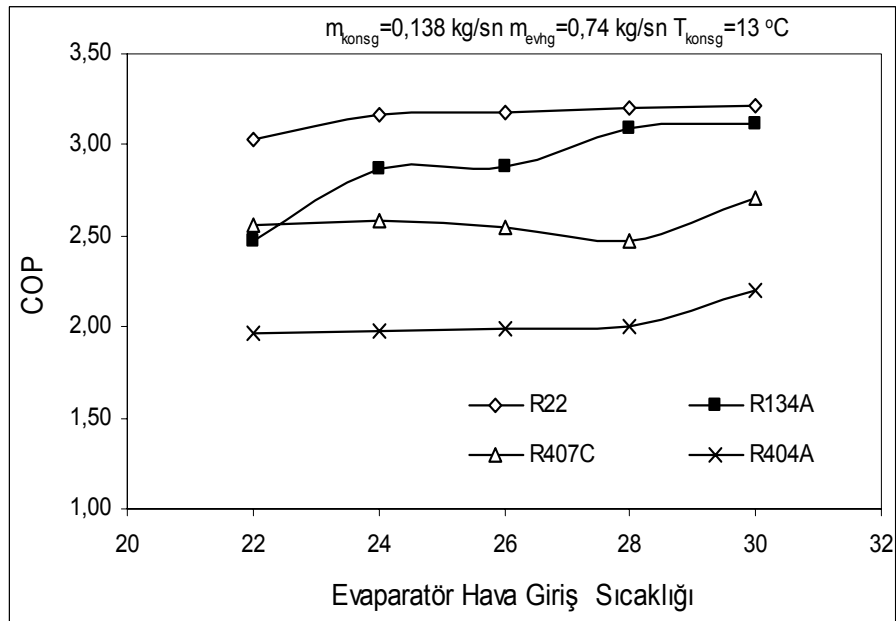
Isı pompasının hava-hava çalışması durumunda kondenser sıcaklığı arttıkça COP'de önemli düşüşler olmaktadır. Fakat burada tam tersi olmaktadır. Çalışılan sıcaklık aralığında kondenser suyu giriş sıcaklığı arttıkça COP'da iyileşme gözlemlenmektedir (Şekil 4.35).



**Şekil 4.32.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör havası debisine göre değişimi

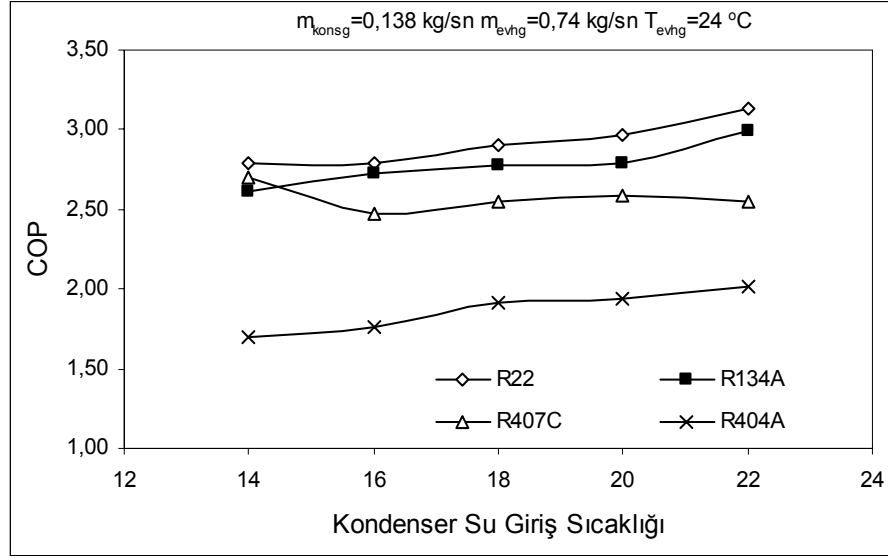


**Şekil 4.33.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının kondenser su debisine göre değişimi



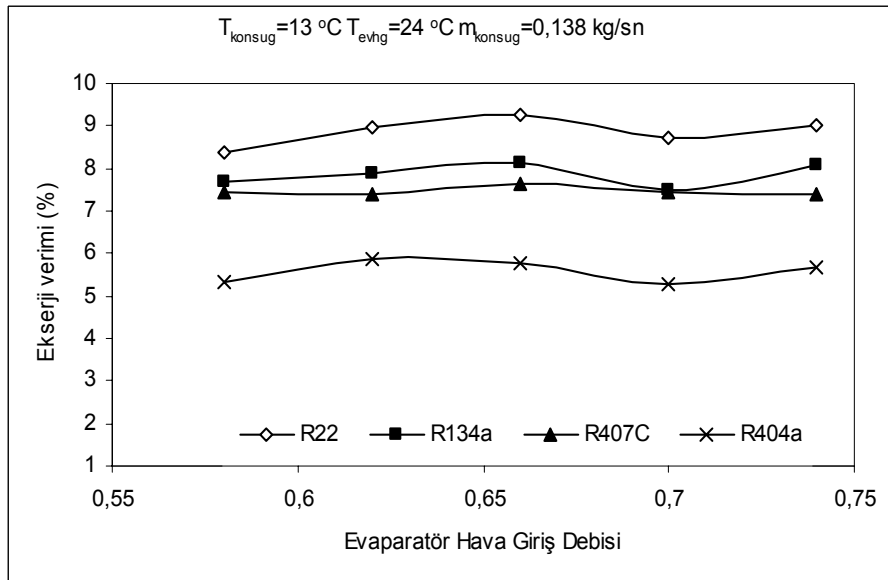
**Şekil 4.34.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör hava sıcaklığına göre değişimi



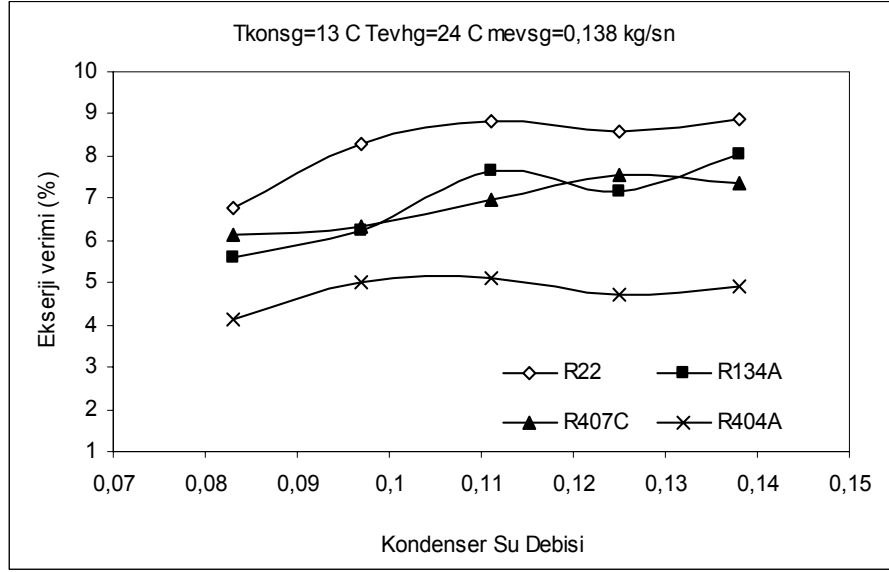


**Şekil 4.35.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının kondenser su giriş sıcaklığına göre değişimi

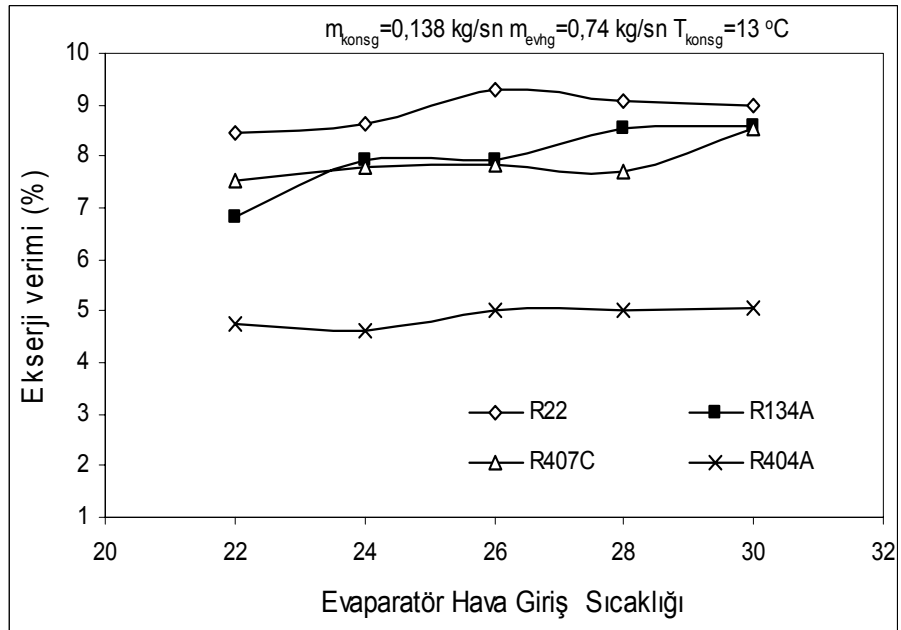
Isı pompasının hava-su modu için elde edilen ekserji değerleri Şekil 4.36-39 verilmiştir. Yukarıda COP için yazılan sonuçlar ekserji verimleri için de söylenebilir.



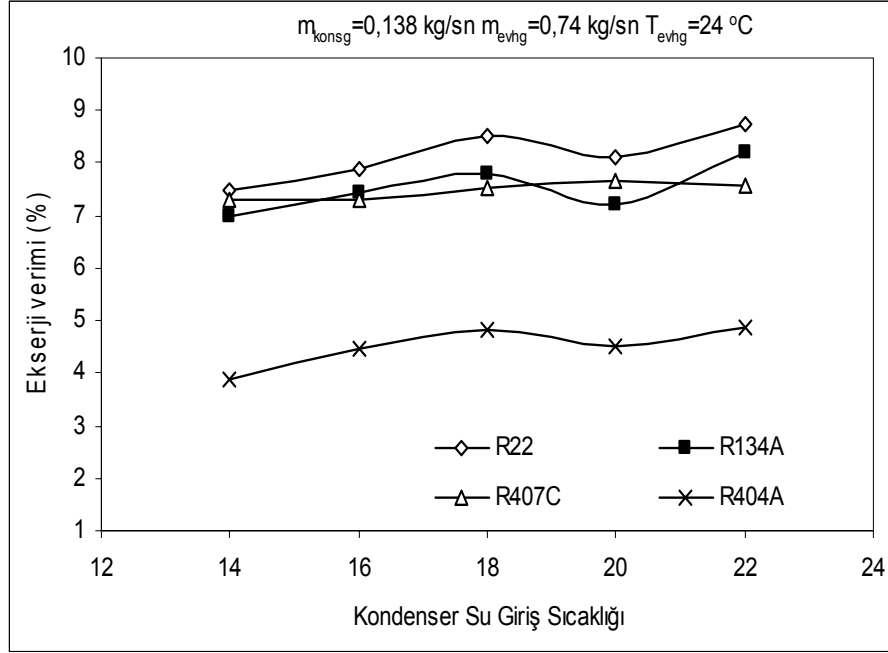
**Şekil 4.36.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji veriminin evaporatör hava debisine göre değişimi



**Şekil 4.37.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji veriminin kondenser su debisine göre değişimi

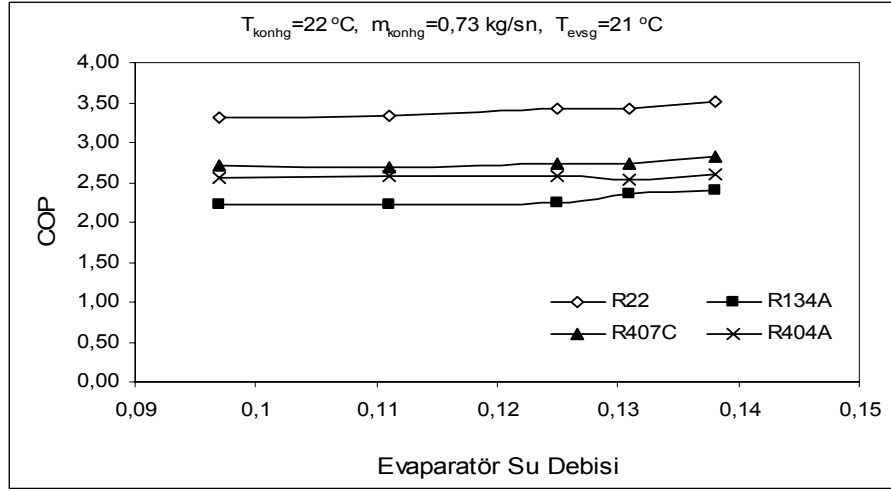


**Şekil 4.38.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji veriminin evaporatör havası sıcaklığına göre değişimi

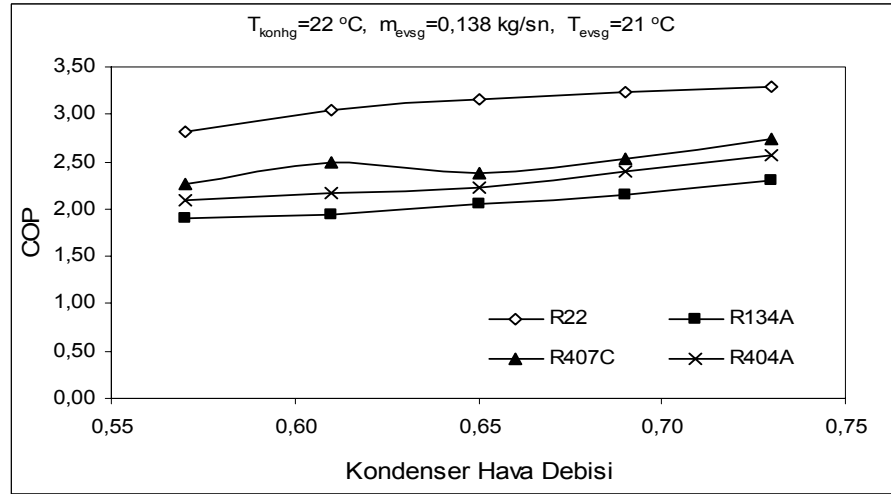


**Şekil 4.39.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji veriminin kondenser su giriş sıcaklığına göre değişimi

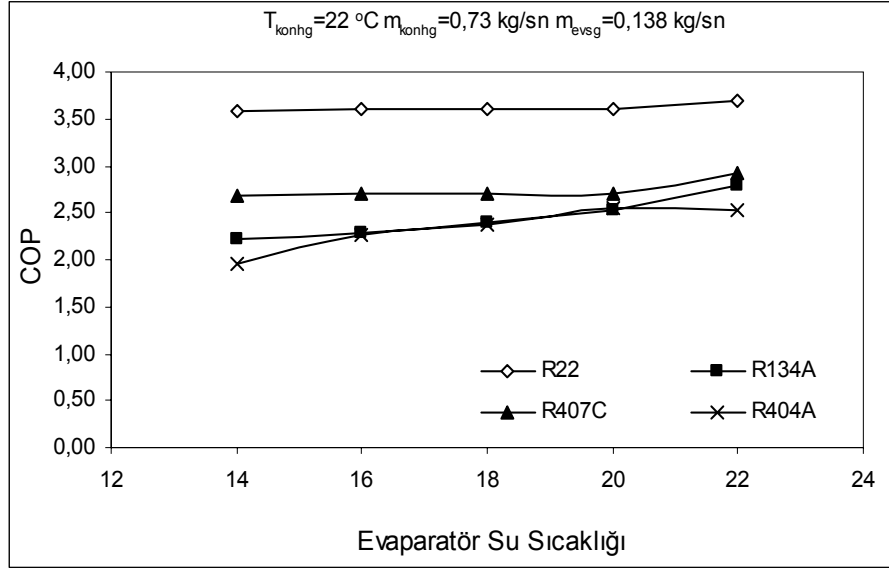
**Su- hava modu:** Evaporator ve kondenser akışkanlarının su-hava olması durumunda ısı pompasında yapılan deneyler sonucunda elde edilen COP değerleri Şekil 4.40-42’de verilmiştir. Isı pompasının su-hava esaslı çalışması halinde yapılan tüm deneysel çalışmalar göz önüne alındığında, en yüksek COP değerine R22’nin, en düşük COP değerine ise R134a’nın sahip olduğu görülmüştür. Diğer iki modun aksine bu modda, R134a kullanılması durumunda iyi bir performans elde edilememiştir.



**Şekil 4.40.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör su debisine göre değişimi

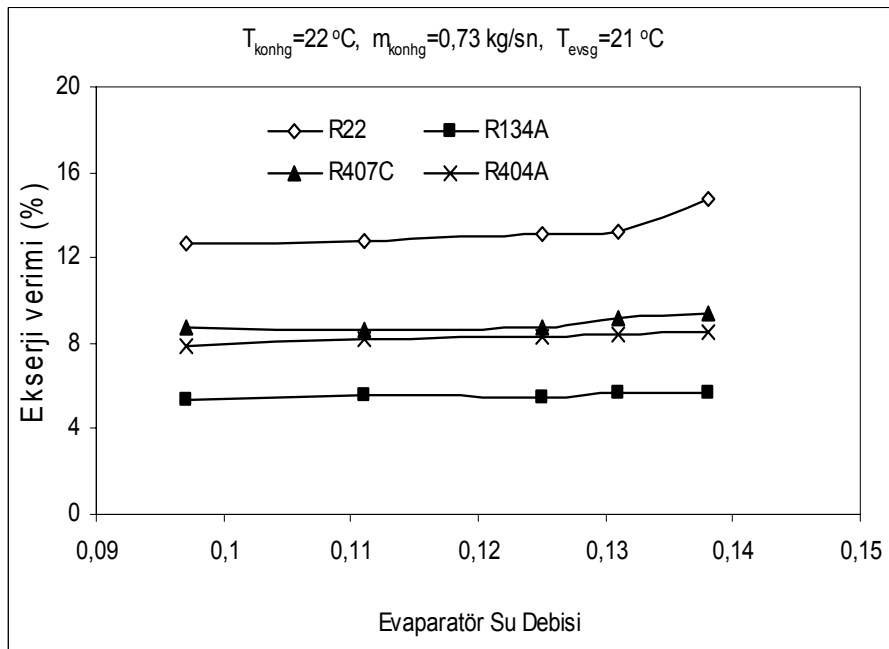


**Şekil 4.41.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının kondenser hava debisine göre değişimi

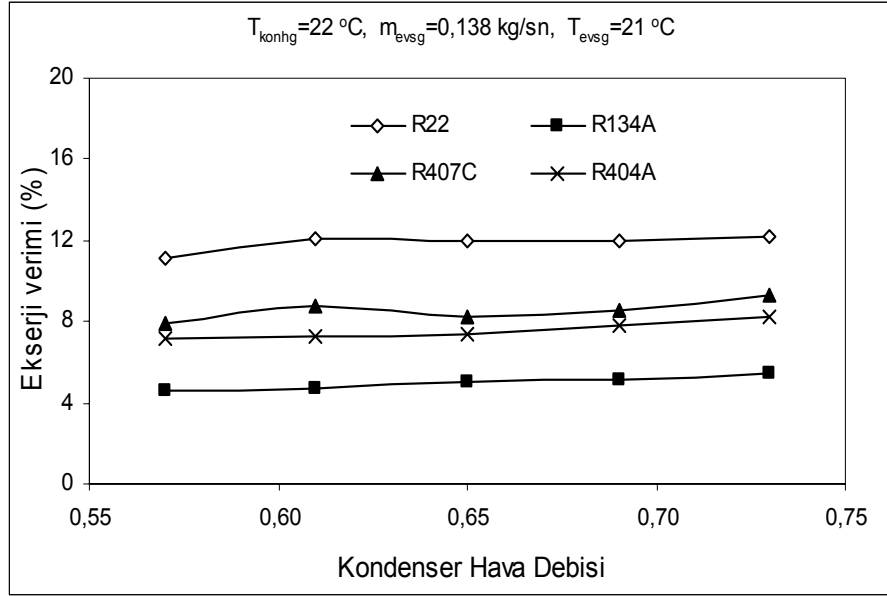


**Şekil 4.42.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör su giriş sıcaklığına göre değişimi

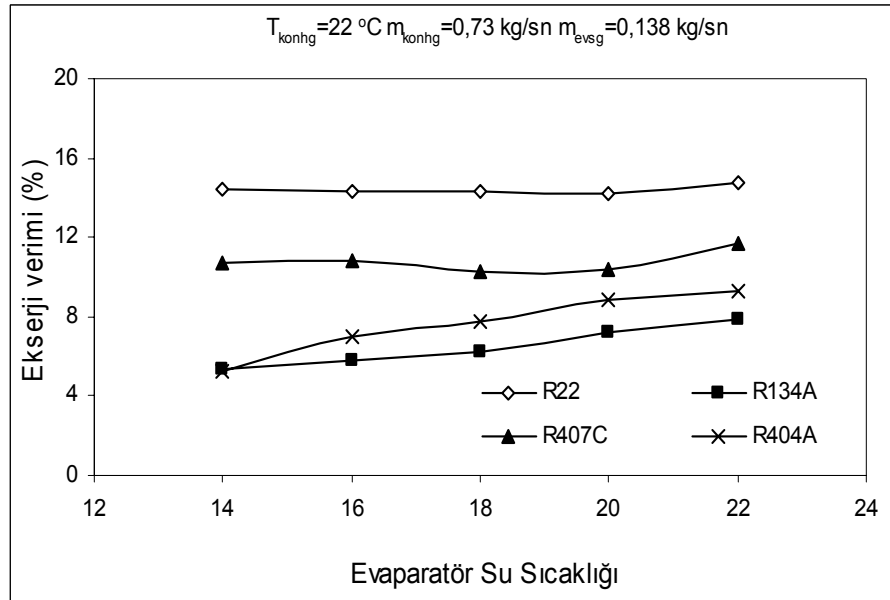
Isı pompasının su-hava modu için elde edilen ekserji değerleri Şekil 4.43-45’de verilmiştir. Yukarıda COP için yazılan sonuçlar ekserji verimleri için de söylenebilir.



**Şekil 4.43.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji veriminin evaporatör su debisine göre değişimi



Şekil 4.44. Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji veriminin kondenser hava debisine göre değişimi

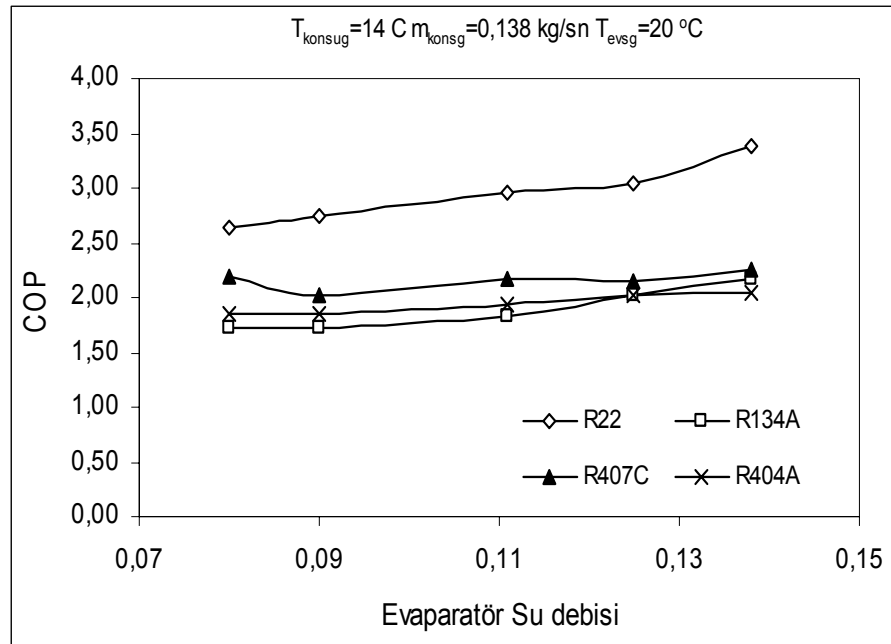


Şekil 4.45. Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji veriminin evaporatör su sıcaklığına göre değişimi

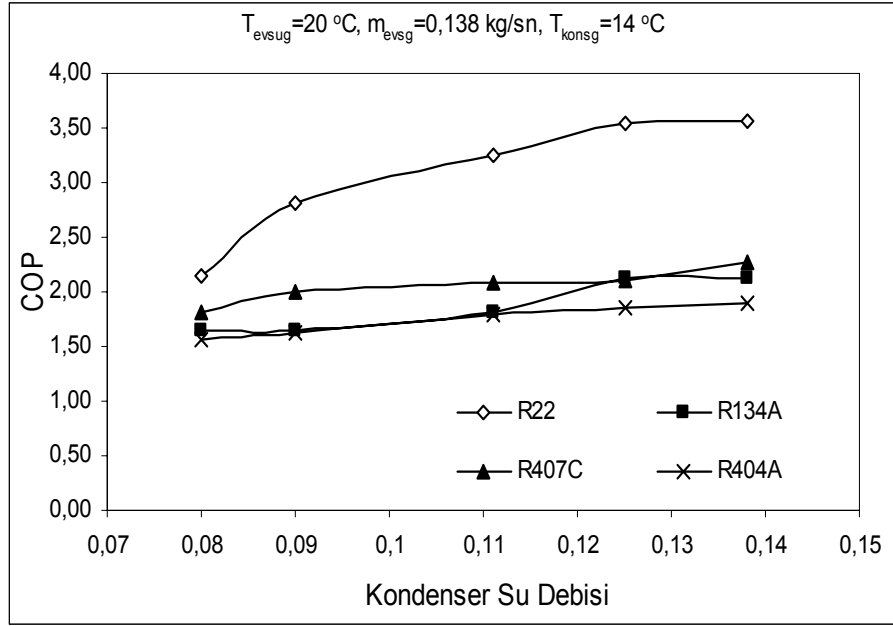
**Su- su modu:** Evaporatör ve kondenser akışkanlarının su-su olması durumunda ısı pompasında yapılan deneyler sonucunda elde edilen COP değerleri Şekil 4.46-49'da

verilmiştir. Isı pompasının su-su akışkanlı çalışması halinde yapılan tüm deneysel çalışmalar göz önüne alındığında, en yüksek COP değerine R22'nin sahip olduğu gözlemlenmektedir. Diğer üç soğutkanın (R134a, R407C, R404A) COP değerlerinin ise oldukça düşük olduğu görülmüştür. Bundan dolayı su-su akışkanlı çalışan ve R22'ye göre yapılmış ısı pompalarında R134a, R407C, R404A soğutkanlarının kullanılmasının iyi sonuç vermediği tespit edilmiştir.

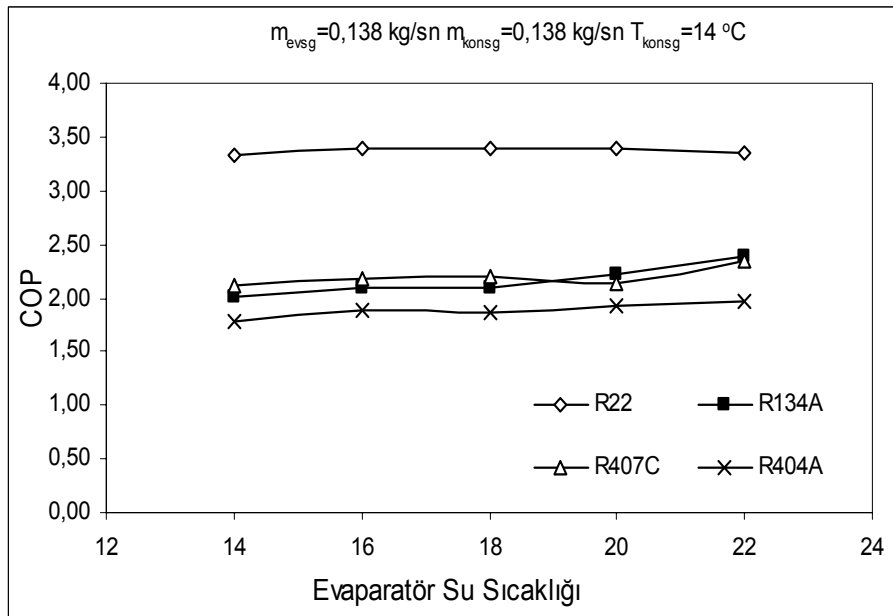
Isı pompasının su-su modu için elde edilen ekserji değerleri ise Şekil 4.50-51'de verilmiştir. Yukarıda COP için yazılan sonuçlar ekserji verimleri için de söylenebilir. Ancak Şekil 4.49 ve 4.51 incelendiğinde artan kondenser su giriş sıcaklığına bağlı olarak, COP azalırken ekserji veriminde yükselme görülmektedir.



**Şekil 4.46.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör su debisine göre değişimi

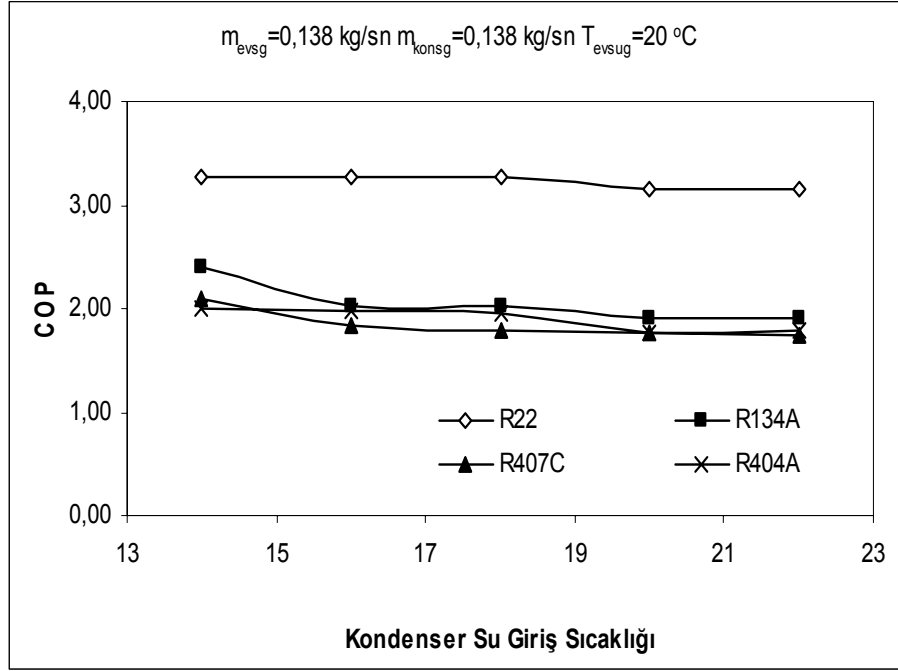


**Şekil 4.47.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının kondenser su debisine göre değişimi

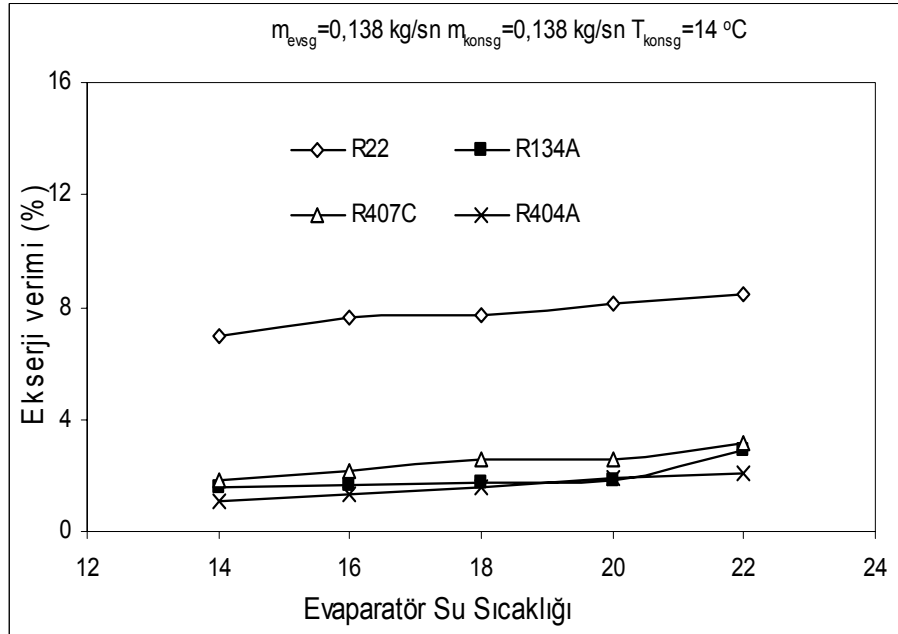


**Şekil 4.48.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının evaporatör su giriş sıcaklığına göre değişimi

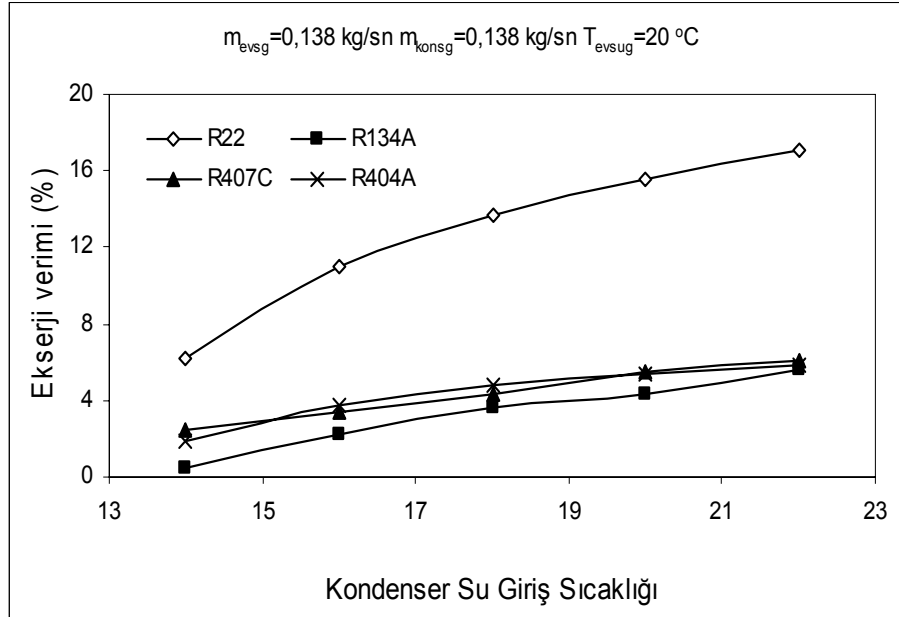




**Şekil 4.49.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için performans katsayısının kondenser su giriş sıcaklığına göre değişimi



**Şekil 4.50.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji veriminin evaporatör su giriş sıcaklığına göre değişimi



**Şekil 4.51.** Kullanılan soğutucu akışkanlar için ekserji veriminin kondenser su giriş sıcaklığına göre değişimi

#### 4.6. Hata Analiz Sonuçları

Deneyde kullanılan ölçüm cihazlarının hata değerleri Çizelge 4.7’de verilmiştir. Burada verilen değerler toplam değerlerdir. Örneğin sıcaklık ölçümünde termoçift ve çok kanallı sıcaklık ölçer kullanılmıştır. Çizelgede verilen değer her ikisini de kapsamaktadır.

Isı pompalarında COP aşağıdaki formülden hesaplandığından,

$$COP_{Ip} = \frac{Q_k}{W_K} \quad (4.1)$$

Performans katsayısı hesabında yapılan hata,

$$\frac{H_{COP}}{COP_{Ip}} = \sqrt{\left(\frac{H_q}{Q}\right)^2 + \left(\frac{H_w}{W}\right)^2} \quad (4.2)$$

**Çizelge 4.7.** Ölçüm cihazlarının hata değerleri

Ölçülen değer	Gösterim	Hata (%)
Sıcaklık	T	2.5
Basınç	P	1,6
Uzunluk	U	1
Debi (Su)	m	1.5
Debi (Soğutkan)	m	1.3
Hız	v	2.3
Volt	V	1.7
Akım	I	1.7
Güç Katsayısı	φ	1.7

Isı kapasitesi ;

$$Q = \dot{m}.c_p.\Delta T, \quad Q = f(m,c_p,T) \quad (4.3)$$

şeklinde hesaplanır. Bu hesapta oluşan hata

$$\left(\frac{H_q}{Q}\right)^2 = \left(\frac{H_m}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{H_{c_p}}{c_p}\right)^2 + \left(\frac{H_{\Delta T}}{\Delta T}\right)^2 \quad (4.4)$$

şeklinde hesaplanır. Burada özgül ısı kapasitesi ölçülmediğinden dolayı oluşan hatalar sıfır kabul edilmiştir. Havanın kütleli debisi kanalda hız ölçümü yapılarak hıza bağlı olarak hesaplanır.  $\dot{m} = v.\rho.A$  Bundan dolayı kütleli debideki hata, hızın ve uzunluğun fonksiyonudur.

$$\left(\frac{H_m}{\dot{m}}\right)^2 = \left(\frac{H_v}{v}\right)^2 + \left(\frac{H_u}{u}\right)^2 \quad (4.5)$$

Kompresör gücü;

$$W_k = I.V.Cos\varphi, \quad W = f(V,I,\varphi) \quad (4.6)$$

Şeklinde hesaplanır. Bu hesapta oluşan hata

$$\left(\frac{H_w}{W}\right)^2 = \left(\frac{H_v}{V}\right)^2 + \left(\frac{H_I}{I}\right)^2 + \left(\frac{H_\varphi}{\varphi}\right)^2 \quad (4.7)$$

şeklinde hesaplanır. Yukarıdaki formüllerden hesaplanan hatalar Çizelge 4.8'de verilmiştir. Ekserji veriminin hata değeri COP hata değeri ile aynı olmaktadır. Çünkü ekserji veriminin hesabında da aynı ölçülen değerler kullanılmaktadır.

**Çizelge 4.8.** Hata analiz sonuçları

Hesaplanan değer	Gösterim	Hata (%)
Kütlesel debi	m	2.50
Kompresör Gücü	W	2.94
Isı Kapasitesi	Q	2.86
COP	COP	3.53
Ekserji verimi	$\eta_{ek}$	3.53

## 5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

### 5.1. Sonuçlar

Bu çalışmada, hem deneysel hem de simülasyon modeli ile buhar sıkıştırırmalı ısı pompalarında soğutucu akışkan karışımlarının kullanılması durumunda ısı pompası performans katsayısı (COP) ve ekserjetik verimin ( $\eta_{ek}$ ) nasıl etkileneceği deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Teorik çalışmada hazırlanan simülasyon modeli ile elde edilen sonuçlar yapmış olduğumuz deneysel sonuçlarla da mukayese edilmiştir.

Isı pompası sistemi, evaporator ve kondenser akışkanlarına göre, hava-hava, su-su, hava-su, su-hava modlarında çalışabilecek şekilde dizayn edilmiştir.

Deneysel ve teorik çalışmada, buhar sıkıştırırmalı hava-hava kaynaklı ısı pompası üzerinde etkili olacağı düşünülen karışım oranı, evaporatör hava giriş sıcaklığı (kaynak sıcaklığı), evaporatör hava debisi, kondenser hava debisi ve kondenser hava giriş sıcaklığı, parametre olarak seçilmiş ve her bir parametrenin beş değeri taguchi deneysel yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Deneysel sonuçların, Taguchi deneysel yöntemi kullanılarak değerlendirildiği bu çalışmada, yöntemin bir ısı pompası sistemine başarıyla uygulanabileceği sonucuna varılmıştır.

Saf soğutucu akışkan kullanılan ısı pompasının su-su, hava-su, su-hava kaynakları arasında çalışması durumunda, evaporatör ısı transfer akışkanı (hava, su) giriş sıcaklığı (kaynak sıcaklığı), evaporatör ısı transfer akışkanı (hava, su) debisi, kondensör ısı transfer akışkanı (hava, su) debisi ve kondensör ısı transfer akışkanı (hava, su) giriş sıcaklığı gibi parametrelerin sistemin COP ve ekserjetik verim ( $\eta_{ek}$ ) üzerine etkileri deneysel olarak incelenmiştir.

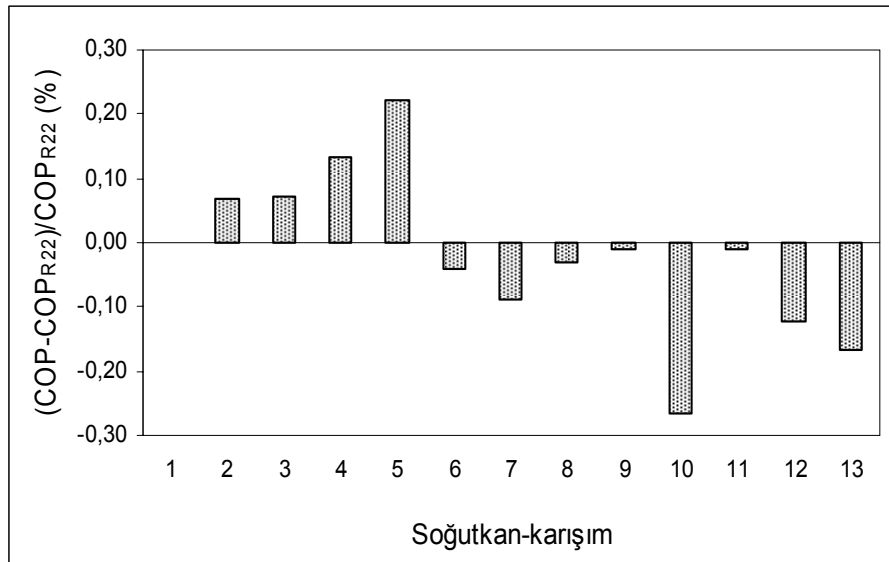
Yapılan teorik çalışma ve elde edilen sonuçların deneysel verilerle karşılaştırılmasından elde edilen bulgular şu şekilde özetlenebilir:

1. Isı pompasının hava-hava esaslı çalışması halinde yapılan tüm deneysel çalışmalar göz önüne alındığında, en yüksek COP değeri R134a'ya, en düşük COP değeri ise R404A'ya aittir. R407C'nin COP değerinin ise R22'ye çok yakın olduğu fakat bir miktar daha düşük olduğu görülmüştür. Bundan dolayı R22'ye göre kurulan ve hava-hava modunda çalışan bir ısı pompası sisteminde hiçbir değişiklik yapmadan R134a ve karışımları, R407C ve %25R22/%75 R407C karışımı ile %50 R22/%50 R404A'nın başarı ile uygulanacağı tespit edilmiştir. Çizelge 5.1 ve Şekil 5.1'de R22'ye göre COP'taki iyileşme görülmektedir.

**Çizelge 5.1.** Hava-hava kaynaklı ısı pompasında kullanılan saf ve karışım halindeki soğutucu akışkanların, COP değerlerinin R22 akışkanına göre karşılaştırılması

Soğ. No	Soğutkan	Karışım Oranı(%)	COP	$\frac{(COP - COP_{R22})}{COP_{R22}}$
1	R22	100	3,44	0,00
2	R22/134a	75/25	3,68	0,07
3	R22/134a	50/50	3,69	0,07
4	R22/134a	25/75	3,9	0,13
5	R134a	100	4,20	0,22
6	R22/407C	75/25	3,3	-0,04
7	R22/407C	50/50	3,13	-0,09
8	R22/407C	25/75	3,34	-0,03
9	R407C	100	3,4	-0,01
10	R22/404A	75/25	2,52	-0,27
11	R22/404A	50/50	3,4	-0,01
12	R22/404A	25/75	3,02	-0,12
13	R404A	100	2,87	-0,17

2. Hava-hava kaynaklı ısı pompasında, R22/R134a karışım oranı R134a'ya yaklaştıkça COP değeri arttığından, karışım olarak ele alındığında en iyi COP değeri R22/R134a (%25/%75) karışım oranında elde edilmiştir. Ayrıca maliyet açısından saf R134a yerine, R22/R134a (%25/%75) karışımının kullanılması daha doğru olacaktır. R22/R407C'nin her üç karışımının COP değerinin birbirine çok yakın olması nedeniyle, R22 ve R407C'nin saf olarak kullanılmasının daha doğru bir seçim olacağı söylenebilir. R22/R404A karışım oranları için yapılan tüm deneysel veriler dikkate alındığında, R22'nin COP değeri, R404A'dan daha iyi olduğundan, R404A'nın saf olarak kullanılması yerine, R22/R404A (%50/%50), karışımlarının tercih edilmesi daha doğru bir seçim olacaktır.



**Şekil 5.1.** Hava-hava kaynaklı ısı pompasında kullanılan saf ve karışım halindeki soğutucu akışkanların (Çizelge 5.1'deki), COP değerlerinin R22 akışkanına göre karşılaştırılması

3. Hava-hava kaynaklı ısı pompasında; deneysel ve modelleme verilerinden elde edilen sonuçlara göre, aynı çalışma şartlarında COP değerleri yüksek olandan düşük olana doğru sıralanırsa, R134a, R22/R134a (25/75), R22/R134a (50/50), R22/R134a (75/25), R22, R407C, R404A şeklinde olduğu görülür.

4. Karışım oranı, ısı pompası performans katsayısı (COP) ve ekserjetik verim ( $\eta_{ek}$ ) değerleri üzerinde en etkili parametredir. Daha iyi COP değerleri elde etmek için çevrede meydana gelecek sıcaklık değişimi ile uyumlu buharlaşma-yoğuşma profiline sahip karışım oranının araştırılması gerekir.
5. Isı pompası sisteminde kullanılan tüm soğutucu akışkanlar ve karışımlarda genel olarak kaynak sıcaklığı arttıkça COP'nin az da olsa arttığı görülmektedir.
6. Kondenser ısı transfer akışkanı giriş sıcaklığı arttıkça, kullanılan tüm soğutucu akışkanlarda COP değerinde azalma görülmüştür. Isı pompasının COP değeri, kondenser hava giriş sıcaklığından oldukça fazla etkilenmektedir.
7. Kullanılan tüm soğutucu akışkanlarda evaporatör ve kondenser hava debisi arttıkça COP'nin az da olsa arttığı görülmektedir.
8. Isı pompasının hava-hava esaslı çalışması halinde yapılan tüm deneysel çalışmalar göz önüne alındığında, soğutucu akışkanların ekserji verimi sonuçları, COP değerleriyle paralel çıkmaktadır. Yalnızca R22/134a karışımı için COP değişiminin aksine, en iyi ekserji verimi %50/50 R22/134a karışımı için elde edilmektedir. Ancak R22/407C ve R22/404A karışımlarında COP değişimleri ile benzerlik gözükmemektedir. Bu sonuçlar Taguchi deney sonuçları ile de örtüşmektedir.
9. Çalışmamızda kullanılan alternatif soğutucu akışkanların (R134a, R407C, R404A ve bunların karışımlarının) ısı pompası sisteminin hava-hava kaynaklı çalışması durumunda R22'ye iyi bir alternatif olarak önerilebilmelerine rağmen, evaporatör veya kondensere birinin veya her ikisinin su kaynaklı olması durumunda, bu soğutucu akışkanların R22 için iyi bir alternatif olamayacakları görülmüştür. Bu durum, R22'ye uyumlu su kaynaklı evaporatör ve kondensere, hava-hava kaynaklı evaporatör ve kondensere göre daha düşük ısı transfer alanına sahip olmalarından ve R22'ye alternatif



olan diğ er soğ utucu akış kanlarla çalış tıklarında bu soğ utucu akış kanların termodinamik özelliklerinin farklı olmasından kaynaklanabilmektedir.

10. Hava-hava modunun aksine hava-su modunda, R134a kullanılması durumunda COP değ eri, R22'ninkinden düşük çı kmaktadır. Bu modda debiler artıkça COP'de biraz artış göz lenmektedir. Isı pompasının hava-hava kaynaklı çalış ması durumunda kondenser sıcaklığı artıkça COP'ta önemli düş üş ler olmasına rağmen hava-su modunda tam tersi olmaktadır. Çalış tığımız sıcaklık aralığında kondenser suyu giriş sıcaklığı artıkça COP' ta iyileş me meydana gelmiştir. Bu mod için elde edilen ekserji değ erleri COP sonuçlarıyla da örtüş mektedir.

11. Evaporator ve kondenser akış kanlarının su-hava olması durumunda, en yüksek COP değ erine R22'nin, en düşük COP değ erine ise R134a'nın sahip olduğu görülmüştür. Diğ er iki modun (hava-hava, hava-su) aksine bu modda, R134a kullanılması durumunda iyi bir performans elde edilememiştir. Bu mod içinde elde edilen ekserji değ erleri COP sonuçlarıyla da örtüş mektedir.

12. Evaporator ve kondenser akış kanlarının su-su olması durumunda, en yüksek COP değ erine R22'nin sahip olduğu, diğ er üç soğ utkanın (R134a, R407C, R404A) COP değ erlerinin ise oldukça düşük olduğu görülmüştür. Bundan dolayı su-su prensibine göre çalışan ve R22'ye göre yapılmış ısı pompalarında R134a, R407C, R404A soğ utkanlarının kullanılmasının iyi sonuç vermediği tespit edilmiştir. Su-su modunda, COP için elde edilen sonuçlar ekserji verimleri için de geçerlidir.

13. Optimum çalış ma şartlarının belirlenmesi için soğ utkanlarla yapılacak deneysel çalış maların ve kurulacak ısı pompası sistemlerinin kuruluş maliyetlerinin yüksek olması dikkate alındığında, değ erlendirmelerin öncelikle bir model üzerinde yapılmasının önemi ortaya çı kmaktadır. Model kurulduğ unda, bir ısı pompası sisteminin hangi akış kan çifti ve bu akış kan çiftinin hangi karış im oranında çalışacağı, sistemin

hangi kaynak sıcaklığı arasında çalıştırılması gerektiği gibi çeşitli konularda sağlıklı sonuçlar verebileceği görülmüştür.

## 5.2. Öneriler

Elde edilen sonuçlar ışığında saf akışkanların kullanıldığı sistemlerde karışımların kullanılması durumunda bazı önlemlerin alınarak performansın arzulanan değerlerde çıkması temin edilebilir. Bu öneriler şöyle sıralanabilir;

1. Soğutkan karışımlarının özgül ısı değerleri saf soğutkanların özgül ısı değerlerinden daha büyük olduğu için yapılacak çalışmalar, performans analizleri yanında özgül ısı, yoğunluk, vizkozite ve diğer termodinamiksel özellikleri de kapsayacak şekilde yürütülmelidir.
2. Karışımlarda termal özelliklerin kötüleşmesini dengelemek için evaporatör ve kondensör boyutları değiştirilebilir şekilde dizayn edilmelidir.
3. Değişik çevre şartlarında çalışabilmek için kapasite ayarını değiştirmeye yönelik tekniklerin sisteme ilave edilmesi gerekir.
4. Nonazeotropik soğutkan karışımları kullanılan sistemlerde performansı etkileyebilecek diğer parametrelerin belirlenmesi ve etkilerinin ortaya çıkarılması gerekir.
5. Mevcut kompresörlerin saf soğutkanlara göre dizayn edilmiş olduğu göz önüne alınarak, karışım kullanılan sistemlerde kompresörlerin nonazeotropik soğutkan karışımlarının kullanılabilmesi tarzda yeniden dizayn edilmesi gerekir.
6. Karışımların kullanıldığı sistemlerde kompresöre gelen akışkan, bileşenlerin farklı buharlaşma sıcaklıkları sebebiyle çoğu zaman iki fazlı olmaktadır ve bu da

kompresör ömrünü azaltmaktadır. Bunun önlenmesi için tam buharlaşmayı sağlayabilmek amacıyla çok evaporatörlü veya iki-kademeli modeller geliştirilmelidir. Yine kondensörde tam yoğuşmayı sağlamak için sıvı aşırı-soğutucular (liquid-subcooler) kullanılmalıdır.

7. Çevre bilincinin geliştiği günümüzde; karışımların sistemlerin performansını artırabilmesi yanında, çevreye daha az zararlı olmaları beklenir. Bu amaçla her karışım çiftinin değişik oranlarındaki ODP değerleri belirlenmelidir.

8. Soğutucu akışkan karışımlarından R22/R134a karışımlarının termodinamik özellik tabloları, NIST programı kullanılarak elde edilmiş ve simulasyon modeli kurulmuştur. Fakat aynı NIST programıyla, R22/R407C ve R22/R404A (R407C ve R404A'nın karışım olmasından dolayı) karışımlarının termodinamik özellik tablolarını elde etmek mümkün olmadığından, söz konusu karışımların modellenmesi yapılmamıştır. Her ne kadar bu karışımlar için her bir noktanın termodinamik özelliklerinin elle hesaplanması mümkün olsa da, uzun zaman alacağından denenmemiştir. Bu konudaki çalışmalar ileride devam edecektir.

9. Klasik sistemlerin tamamen devre dışı bırakılmadan bu tür yeni alternatif soğutkanlarla işletilebilmesi için sistemde bulunan genişleme vanası, kompresör ve benzeri ekipmanlara da düşük maliyetli modifikasyonlar yapılmalıdır.

**KAYNAKLAR**

- Abou-Ziyan, H. Z., Ahmed, M. F., Metwally, M. N., Abd El-Hameed, H. M., 1996. Solar assisted R22 ve R134a heat pump systems for low temperature applications. Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 787-792.
- Akpınar, E., 2005. Deneysel Çalışmalardaki hata analizine bir örnek: Kurutma deneylerindeki hata analizi. Mühendis ve Makine, 46 (540), 41-48.
- Alarko Carrier Teknik Bülten, 2005. Sayı 3.
- Alibaş, K. ve Gülten, Z., 1988. Isı pompalarının termodinamiği, yapısı ve enerji tasarrufu yönünden önemi. Mühendis ve Makine Dergisi, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayını, 29 (341), 24-30.
- Alibaş, K. ve Gülten, Z., 1990. Düşük ve yüksek sıcaklıklı ısı kaynaklarından ısı pompasıyla çekilebilecek ısı miktarlarının belirlenmesi. Birinci Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Sempozyumu, İstanbul. 89-99.
- Anonim, 1980. Int. Inst. Refrig, Mixtures of Refrigerant Fluids; Properties and Applications. Session in Conf. Mans., Belgium 10-12.
- Anonim, [www.ttg.org.tr](http://www.ttg.org.tr)
- Anonim, Application Guide, 2002. Refrigerants, AG 31-007, McQuay International.
- Aprea, C. and Greco, A., 1998. An experimental evaluation of greenhouse effect in R22 substitution. Energy Conversion Management, 877-87.
- Aprea, C., Mastrullo. R., and Renno, C., 2004. An analysis of the performances of a vapour compression plant working both as a water chiller and heat pump using R22 and R417A. Applied Thermal Engineering, 24, 487-499.
- Arcaklıoğlu, E., Çavuşoğlu, A., ve Erişen, A., 2006. Thermodynamic analysis of refrigerant mixtures for possible replacements for CFCs by an algorithm compiling property data. Applied Thermal Engineering, 26 (4), 430-439.
- ASDQMS-ANOVA-TM. [www.spcanywhere.com/anovatm.html](http://www.spcanywhere.com/anovatm.html) (28.02.2009)
- ASHRAE, 1989. Fundamental Handbook, 16, 1-10.
- Ataer, E. Ö., Özalp, M., Bıyıkoğlu A., 2001. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemleri için soğutucu akışkan seçimi. V.Ulusal Tesisat mühendisliği Kongresi ve Sergisi.
- Bensafi, A., Haselden, G. G., 1994. Wide-boiling refrigerant mixtures for energy saving. Int. J. Refrig., 17, 469-74
- Beşer, E., 1997. Soğutucu maddelerle ilgili dünyada ve Türkiye'deki gelişmeler, Kongre/Teskon 97, İzmir.
- Bilgen, E., Takahashi H., 2002. Exergy analysis and experimental study of heat pump systems. Exergy Int. J., 2, 259-265.
- Blaise, J. C., Dutto, T., and Ambrosino, J. L., 1989. First industrial application of nonazeotropic mixture. Int. J. Refrig., 12, 255-258.
- Braven, K. R. D., and Troxel, S. O., 1990. Method for predicting the performance of nonazeotropic mixtures in heat pumps. ASHRAE, 3336, 305-311.
- Cabello, R., Tornello, E., and Navarro-Esbri, J., 2004. Experimental evaluation of a vapour compression plant performance using R134a, R407c and R22 as working fluids. Applied Thermal Engineering, 24, 1905-1917.
- Chaichana, C., Aye, L., and Charters, W. W. S., 2003. Natural working fluids for solar-boostered heat pumps. International Journal of Refrigeration, 26 (6), 637-643.

- Chang, Y. S., Kim M. S. and Ro, S. T., 2000. Performance and heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in a heat pump system. *Int. J. Refrig.*, 23, 232- 42.
- Chang, Y. S., Kim, M. S., Ro S. T., 1996. Performance and heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in a heat pump system. *Natural Working Fluids Conf. IIR. Aarhus*.
- Çomaklı, Ö., Bilen, K. ve Karşlı, S., 1994. Buhar kompresyonlu ısı pompalarında nonazeotropik soğutkan karışımlarının kullanılmasıyla performans katsayısında meydana gelen değişimin deneysel olarak hesaplanması. 3. Soğutma ve İklimlendirme Kongresi, Adana, 171-182.
- Çomaklı, Ö., Çelik C. ve Erdoğan, S., 1999. Determination of optimum working conditions in heat pumps using nonazeotropic refrigerant mixture. *Energy Conversion-Management*, 40, 193-203.
- Çulfaz, M., 1981. Isı pompalarına giriş. *Popüler*, 21, 36-38.
- Dağsöz, A., 1990, Soğutma tekniği, ısı pompaları, ısı boruları. *Meta Yayıncılık*, 61, İstanbul.
- Dheeraj, G., Venkatarathnam, G., Oellrich, L. R., Srinivasa Murthy, S., 2001. Experimentals on a heat pump-chiller with some HFC refrigerants. *Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, 1, 477-482.
- Ertaş, E., 1981. Soğutma ve ısı pompası sistemlerinde soğutkan karışımı kullanımı. 3. Ulusal Isı Kongresi, Denizli, 201-212.
- Gabrieli, C., Vamling, L., 2001. Drop in replacement of R22 in heat pumps used for district heating-influence of equipment and property limitations. *Int. J. Refrig.*, 24, 660-75.
- Gaswami, D. Y., Marthur, G. D , Gupta, S. and Kuo, W., 1996. Performance evaluation of a heat pump system with near azeotropic refrigerant mixtures of R-32,R-125 and R134a. *American society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division*, 36, 69-74
- Gopalnarayanan, S., Radermacher, R., 1997. Heat pump assisted dryer using refrigerant mixtures - batch mode drying. *ASHRAE Transactions*, 103, 1, 888-895.
- Gopalnarayanan, S. ve Gustavo D. R. 1999. " Hava Koşullandırma ve Isı Pompası Uygulamalarında R22 alternatiflerinin Toplam Eşdeğer Isıtma Etkisi" *ASHRAE Yayınları (1999 Kış Toplantısı Chicago)*.
- Gorozabel, Chata, F. B., Chaturvedi, S. K. and Almogbel, A., 2005. Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants. *Energy Conversion and Management*, 46 (15-16), 2614-2624.
- Greco, A., 1997. R407c as an alternative to R22 in vapour compression plant: An experimental study. *Int. Journal of Energy Research*, 21 , 1087-1098.
- Güngör, A., Kurtuluş, E. ve Akdemir, Ö., 2001. V.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 153-181, İzmir.
- Halimic, E., Ross, D. and Agnew, B., 2003. A comparison of the operating performance of alternative refrigerants, *Applied Thermal Engineering*, 23, 1441-1451.
- Hammad, M. A., 1999. The use of hydrocarbon mixtures as refrigerants in domestic refrigerators. *Applied Thermal Engineering*, 19, 1181-1189.
- Herbas, T. B., Berlinck, E. C., Uriu, C. A. T., Marques, R. P. and Paris, J. A. R., 1993. Steady-state simulation of vapor-compression heat pumps. *Int. J. Energy Research*, 17, 801-806

- Holman, J.P., 1994. *Experimental Methods for Engineers*. McGraw-Hill Book Company, 37-52.
- Högberg, M., and Berntsson, T., 1994. Nonazeotropic mixtures as working fluids in two-stage economizer heat pumps, *Int. J. Refrig.*, 17 (6), 417-429.
- Högberg, M., 1993. Calculation methods for comparing the performance of pure and mixed working fluids in heat pump applications. *Int J Refrig.*, 16, 403-413
- Hwang, Y., Judge, J. F., Radermacher, R., 1995. Evaluation of R-22 alternatives for heat pumps. American society of mechanical engineers, Advanced Energy Systems Division AES, 34, 11-17.
- James, M. C., Glenn C. H., 2001. Refrigerant Data Summary. *Engineered Systems*, 18(11), 74-88.
- Jung, D., Kim, H. and Kim, O., 1999. A study on the performance of multi-stage heat pumps using mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 22, 402-413.
- Jung, D., Song, Y. and Park, B., 2000. Performance des melanges de frigorigenes utilises pour remplacer le HCFC22. *International Journal of Refrigeration*, 23, 466-474.
- Kaçkar, R. N., 1985. Off-line quality control parameter design and Taguchi methods. *Journal of Quality Technology*, 17 (4), 176-188.
- Karagöz, S., 2002. Soğutkan karışımlarının ısı pompasında kullanımı. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniv. Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Karagöz, S., Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., and Özyurt, Ö., 2004. R134a and various mixtures of R22/R134a as an alternative to R22 in vapour compression heat pumps. *Energy Conversion and Management*, 45, 181-196.
- Keogh, A., 2005. Soğutucu akışkan seçimi ve su soğutma grubu tasarımı, Paket tip su soğutma gruplarında R410A kullanımı, Alarko Teknik Bülten, 4.
- Kim, M., 2002. Performance evaluation of R-22 alternative mixtures in a breadboard heat pump with pure cross-flow condenser and counter-flow evaporator. *Energy*, 27, 167-181.
- Kruise, H. and Laue, A. D., 1990. Application of new fluid mixtures in heat pumps for energy savings, I.I.R./I.I.F. Commission E2, Stockholm(Sweden), 5767.
- Kul, I., Beyerlein, A. L. and DesMarteau, D. D., 2004. Vapor-liquid equilibria and densities of ternary mixtures of fluorinated ethers with hydrocarbons as R22 alternatives. *Fluid Phase Equilibria*, 231-237.
- Leidenberg, L., Meyer JP., 1998. Potential of the zeotropic mixture R-22/R-142b in high temperature heat pump water heaters with capacity modulation. *ASHRAE Trans*, 418-29.
- Li, T. X., Guo, K. H., and Wang, R. Z., 2002. High temperature hot water heat pump with non-azeotropic refrigerant mixture HCFC-22/HCFC141b. *Energy Conversion and Management*, 43, 2033-2040.
- Liu, N., Lin, S., Han, L. and Zhu, M., 2005. Moderately high temperature water source heat-pumps using a near-azeotropic refrigerant mixture. *Applied Energy*, 80, 4, 435-447.
- Merriam, R. L. and Little, A. D., 1984. Design concepts for air-to-air heat pumps using nonazeotropic refrigerant mixtures. *ASME*, 8, 15-24.
- Minsung, K., Kim, S. M. and Kim, Y., 2004. Experimental study on the performance of a heat pump system with refrigerant mixtures composition change. *Energy*, 29 (7), 1053-1068.

- Miyara, G., Koyama, S. ve Fujii, T., 1993. Performance evaluation of a heat pump cycle using NARMs by a simulation with equations of heat transfer and pressure drop. *International Journal Refrigeration*, 16 (3), 161-168.
- Mongey, B., Hewitt, N. J., McMullan, J. T., 1996, R407c as an alternative to R22 in refrigeration systems. *Int. Journal of Energy Research*, 20, 245-254.
- Moser, F. and Schritzer, H., 1985. *Heat pump in industry*. Elsevier Science Publishers, 79.
- Onat, A., İmal, M. ve İnan A. T., 2004. Soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerine etkilerinin araştırılması ve alternatif soğutucu akışkanlar, *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi*, 7 (1), 32-38.
- Özdemir, N., 2004. Isı pompasının optimum performansının Taguchi Yöntemiyle belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniv. Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum.
- Özkol, N., 1999. Uygulamalı Soğutma Tekniği, TMMOB Makine Mühendisleri Odası, 115, 112-145.
- Öztürk, G. ve Kılıç, G., 1980. *Termodinamik Problemleri*. Kipaş Yayıncılık, İstanbul, 110.
- Pala, M. ve Devres, Y. O., 1987. Isı pompaları: Kuramı, çeşitleri ve uygulama alanları. *Mühendis ve Makine Dergisi*, 28 (326), 7-15.
- Payne, W. V., Domanski, P. A., Muller J., 1999. A study of a water-to-water heat pump using hydrocarbon and hydrocarbon zeotropic mixtures. United states department of Commerce, Technology Administration, National Institute of Standards and Technology.
- Phadke, M. S., 1989. *Quality engineering using robust design*. Prentice-Hall Englewood Cliffs.
- Purkayastha, B., Bansal P. K., 1998. An experimental study on HC290 and a commercial liquefied petroleum gas(LPG) mix as suitable replacements for HCFC22. *Int. J. Refrig.*, 21 (1), 3-17.
- Rachidi, T., Bernatchou, A., Charia M., Loutfi, H., 1997. New fluids as substitute refrigerants for R12. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 46, 333-347.
- Rajapaksha, L., Suen, K. O., 2003. Influence of reversing methods on the performance of a reversible water-to-water heat pump, *Applied Thermal Engineering*, 23 (1), 49-64.
- Rakshesh, B., Venkatarathnam, G., and Murthy S. S., 2003. Performance comparison of HFC227 and CFC114 in copression heat pumps. *Applied Thermal Engineering*, 23, 1559-1566.
- Refrigerant Report 9, Refrigerant, Bitzer International, [www.bitzer.de](http://www.bitzer.de), [bitzer@bitzer.de](mailto:bitzer@bitzer.de) (28.02.2009).
- Sami, S. M., Song B., Poirier B., 1997. Energy efficiency analysis of a new ternary HFC alternative, *Int J Energy Res*, 21, 1071-9.
- Sami, S., Poirier, B., 1997. Experimental study of heat transfer characteristics of new alternatives to R-502, *ASHRAE Transactions*, 103 (2), 797-804.
- Smit, F. J., Meyer J. P., 1997. Analytical comparison between the performance of a hot water heat pump with a non-azeotropic refrigerant mixture and a pure refrigerant. *American Society of Mechanical Engineers*, 8.
- Spatz, M. W., Zheng, J., 1993. R-22 alternative refrigerants: Performance in unitary equipment. *ASHRAE Transactions*, 99 (2), 779-785.

- Spatz, M. W., and Motta, S., 2004. An evaluation of options for replacing HCFC-22 in medium temperature refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*, 27 (5), 475-483.
- Stegou-Sagia, A., Papadaki, A., Loakim, V., 2006. R-410A and R-404A real gas thermodynamic relations and their application for predicting exergy efficiency in vapor compression heat pumps. *Forsch Ingenieurwes*, 70, 253–261.
- Stegou-Sagia, A., Papadaki, A., 2006. Exergy modeling of vapor compression heat pump using refrigerating mixture. *Int. J. Exergy*, 3 (3), 305-322.
- Stoecker, W.F., 1984. The simulation and performance of a system using on R12/R114 Refrigerant mixture. Oak Ridge Nat. Lab. Res. Rept., ORNC/SUB/81-7762/3 and 01.
- Sukumar, D., 1995. Alternative heat pump working fluids to CFC's. *Heat Recovery Systems- CHP*, 15 (3), 273-279.
- Summer, A. J., 1976. *Domestik heat pumps*. Prism Press, Unwin Brothers Ltd., Surrey.
- Szargat, J., Morris, D.R., Stewart, F.R., 1988, *Exergy analysis of termal, chemical and metallurgy processes*. Hemisphere, New York.
- Taguchi, G., 1987. *System of experimental design*. Unipub, 2, 1189.
- Takamatsu, H., Koyama, S., Ikegami, Y., Kamogawa, T., Yara, T., Fujii, T., 1991. Heat pump system with R22/R114 mixtures as working fluid, *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu. B. Hen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 57 (537), 1851-1857.
- Thevenot, R., 1979. *A History of Refrigeration Throughout the World*. International Institute of Refrigeration (IIR), Paris, France.
- Wall, G., 1998. *Exergetics*. Mölndall, 24.
- Wang, R. X., Xie, G. Z., and Wu, Y. Z., 2003. Air source heat pump with the substitute refrigerants working under the condition of low temperatures. *Proceedings of the 2003 International Conference on Cryogenics and Refrigeration*, 699-702.
- Wang, S., Lun, L., Xie, Y., and Fan, Z., 2005. Substitute R22 with mixed refrigerant of R290 and R152A, *Tranranqi Gongye/Natural Gas Industry*, 25 (7), 115-118.
- Wellsandt, S., Vamling L., 2001. Application of new refrigerant mixtures in large scale heat pump evaporator, *Chalmer Heat and Power Tecnology*.
- Winandy, E. L, Saavedra, O. and Lebrun, J., 2002. Experimental analysis and simplified modeling of a hermetic scroll refrigeration compressor. *Applied Thermal Engineering*, 22, 107-120.
- Wu, H., Shu, P., Zhao, Y., and Xing, Z., 2004. Experimental study on performance enhancement of heat pump with screw compressor. *American Society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division*, 44, 453-459.
- Wu, X., Li, M., 1996. Investigation of the performance behavior of an air –conditioner using non-azeotropic refrigerant mixtures. *Proceedings of the International Conference on Energy and Environment ICEE, Energy and Environment*, 310-314.
- Xuan, Y., Chen, G. and Chen, B., 2004. Experimental study on a new alternative refrigerant to HCFC-22. *Kung Cheng Je Wu Li Hsueh Pao/Journal of Engineering Thermophysics*, 25, 201-204.
- Yamankaradeniz, R., 1983. Güneş enerjisi kaynaklı ısı pompasının teorik ve deneysel olarak incelenmesi. Doktora tezi, İ.T.Ü. Makine Fakültesi.



- Yamankaradeniz, R., Horuz, İ. ve Coşkun, S., 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları, Vipaş Yayıncılık, Bursa, 183-233.
- Yılmaz, M., 2003. Performance analysis of a vapor compression heat pump using zeotropic refrigerant mixtures. *Energy Conversion and Management*, 44, 267-282.
- Zhao, C., Zhao, L., Ding G.L. and Zhang, C. L., 2002. Experimental research on geothermal heat pump system with non-azeotropic working fluids. *Applied Thermal Engineering*, 22 (15), 1749-1761.
- Zhao, L., 2004. Comparison of performance between non-azeotropic mixtures working fluid and R22. *Huagong Xuebao/Journal of Chemical Industry and Engineering*, 55, 1237-1242.
- Zhao, L., 2004. Experimental evaluation of a non-azeotropic working fluid for geothermal heat pump system. *Energy Conversion and Management*, 45 (9-10), 1369-1378.
- Zhao, Y., Guansan T., Yi, Z. and Guozheng Z., 2002. Performance and dynamics flamability of R32/R134a mixtures in water-to-water heat pumps. *Energy*, 27 (2), 127-134.

## ÖZGEÇMİŞ

1974 yılında Pasinler’de doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Pasinler’de tamamladı. Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nden 1995 yılında mezun oldu. 1996 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda başladığı Yüksek Lisans öğrenimini 1999 yılında tamamladı.

Şu anda Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde doktora yapmakta ve bir kamu kuruluşunda Yüksek Mühendis olarak çalışmaktadır.