

ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

SOĞUTKAN KARIŞIMLARININ ISI POMPASINDA KULLANIMI

72 74 79

Şendoğan KARAGÖZ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

TC. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

ERZURUM  
2002

Her hakkı saklıdır

727479

Yrd. Doç. Dr. Mehmet YILMAZ danışmanlığında, Şendoğan KARAGÖZ tarafından hazırlanan bu çalışma 22./10./2002 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan: Prof. Dr. Ömer ÇOMAKLI

İmza :

Üye : Prof. Dr. Sinan YAPICI

İmza :

Üye : Yrd. Doç. Dr. Mehmet YILMAZ

İmza :

Üye : .....

İmza :

Üye : .....

İmza :

Yukarıdaki sonucu onaylarım

(imza)

Enstitü Müdürü

TC. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### SOĞUTKAN KARIŞIMLARININ ISI POMPASINDA KULLANIMI Şendoğan KARAGÖZ

Atatürk Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Mehmet YILMAZ

Buhar sıkıştırılmalı bir ısı pompasında saf R134a, saf R22, ve R134a/R22 soğutkan çiftinin değişik karışım oranlarında kullanılmasıyla yapılan bu çalışmanın amacı; R22 kullanılan bir sistemde ozon tüketme potansiyeli sıfır olan alternatif bir soğutkan olan R134a'nın ve R22/R134a'nın değişik karışım oranlarının kullanılmasının ısı performans üzerindeki etkisini araştırmaktır.

Bu amaçla kullanılan deney düzeneği, hava-su işletme çevrimine göre çalışan buhar sıkıştırılmalı bir ısı pompası, kondenser soğutma suyunun yeniden kullanılması için zorlanmış çekmeli soğutma kulesi, su sirkülasyon pompası, evaporatöre giren havanın sıcaklığını istenen değerde tutmak için varyakla kontrol edilen elektrikli hava ısıtıcısı, gerekli ölçüm aletleri ve yardımcı ek donanımlardan meydana gelmiştir. Deneysel çalışma dataları değerlendirilmiş ve sistemin (COP) ve ekserjetik verim ( $\eta_{ek}$ ) bakımından optimum işletme koşulları belirlenmeye çalışılmıştır. COP ve  $\eta_{ek}$  üzerine; karışım oranı, kaynak giriş sıcaklığı, kondenser soğutma suyu debisi ve soğutma kulesi hava debisinin etkileri deneysel olarak incelenmiştir.

Yapılan deneysel çalışmaların sonucunda, R134a için elde edilen COP değerinin R22 soğutkanının COP değerinden daha yüksek olduğu, ve uygun soğutkan karışımları kullanılması durumunda saf soğutkanlara göre belirli koşullarda COP ve  $\eta_{ek}$ 'nin artabileceği anlaşılmıştır. Bu sonuç, R22 kullanılan ısı pompası sistemlerinde R134a/R22 soğutkan karışımlarının, klasik soğutkanlara göre minimum seviyedeki ozon parçalama potansiyeli nedeniyle alternatif soğutkan olarak kullanılabilceğini göstermektedir.

2002, 106 sayfa

**Anahtar kelimeler:** Soğutkan Karışımları, Isı pompası, COP, R134a, R22

## ABSTRACT

Master Thesis

### UTILIZATION OF REFRIGERANT MIXTURES IN HEAT PUMPS

Şendoğan KARAGÖZ

Atatürk University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Mehmet YILMAZ

The purpose of this study carried out in a vapor compression heat pump by using pure R22, pure R134a, and various mixtures of R22/R134a is to determine the effects of using R134a, which has zero ozone depletion potential, and R22/R134a instead of R22 on thermal performance of the heat pump.

The experimental set up used for this purpose was comprised of an air-to-water vapor compression heat pump, a forced draught cooling tower for the recycling of condenser cooling water, water circulation pump, an electrical air-heater controlled by a variac in order to keep the air temperature passing into evaporator at the desired level, the necessary measurement instruments and the secondary equipments. By means of the measurements taken from the experiments, the optimal conditions have been determined on the basis of the coefficient of performance (COP) and exergetic efficiency ( $\eta_{ek}$ ). The effects of the mixture ratio, source temperature, condenser cooling water flow rate and cooling tower air flow rate on the COP and  $\eta_{ek}$  were studied experimentally.

As a result of the experiments, it was found that the values of COP for the pure R134a were higher than those for the pure R22, and the COP and  $\eta_{ek}$  could be improved in compared to the pure refrigerants by using appropriate refrigerant mixtures. This result shows that the mixtures of R22/R134a can be used as alternative refrigerant instead of R22 in heat pumps because of minimum ozone depletion potential in compared to classical refrigerants.

**2002, 106 pages**

**Keywords:** Refrigerant mixtures, Heat pump, COP, R134a, R22

## TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım esnasında her zaman güvenini ve desteğini gördüğüm danışmanım Sayın hocam Yrd. Doç. Dr. Mehmet YILMAZ'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

DeneySEL çalışmaların yapılmasında bilgisine başvurduğum Sayın hocam Prof. Dr. Ömer ÇOMAKLI'ya teşekkürleri bir borç bilirim.

Çalışma periyodu içerisinde sıkça yardımlarına başvurduğum Sayın Dr. Ömer ÖZYURT, Öğretim Görevlisi Sadık ERDOĞAN ve Yrd.Doç.Dr. Süleyman KARSLI'ya, sistemin kurulmasında büyük emeği geçen Sayın Teknisyen Ahmet CEBE'ye ve her türlü manevî desteği sağlayan arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Şendoğan KARAGÖZ  
Ağustos 2002

## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
KISALTMALAR ve SİMGELER.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xii
<b>1.GİRİŞ.....</b>	<b>1</b>
<b>2. KURAMSAL TEMELLER.....</b>	<b>24</b>
2.1. Isı Pompaları.....	24
2.1.1. Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompaları.....	25
2.1.1.1. Kompresörler.....	25
2.1.1.2. Kondenserler.....	29
2.1.1.3. Genleşme Valfi.....	29
2.1.1.4. Evaporatörler.....	31
2.2. Isı Pompalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlar.....	32
2.2.1. Soğutucu Akışkanlar.....	41
2.2.2. Soğutucu Akışkanların Zararları.....	43
2.3. Isı Pompalarının Termodinamiği.....	50
2.4. Soğutkan Karışımlarının Kullanılmasıyla Oluşan Performans İyileşmesi.....	47
2.4.1. Isı Değişimi Prosesi.....	51
2.4.2. İç Isı Değiştiricileri Kullanılarak Kapasite Artışı.....	52
2.4.3. Soğutkan Karışımının Bileşim Kontrolü.....	53
<b>3. MATERYAL ve YÖNTEM.....</b>	<b>56</b>
3.1. Deney Düzenegi.....	56
3.1.1. Isı Pompası.....	56
3.1.1.1. Kompresör.....	56
3.1.1.2. Kondenser.....	58

3.1.1.3. Genleşme Valfi.....	58
3.1.1.4. Evaporatör .....	59
3.1.1.5. Aşırı Kızdırma/Soğutma Isı Eşanjörü.....	59
3.1.1.6. Soğutma Kulesi.....	60
3.1.1.7. Orifismetre.....	60
3.1.1.8. Sirkülasyon Pompası.....	61
3.1.1.9. Hava Fanları.....	61
3.1.1.10. Elektrikli Hava Isıtıcısı.....	62
3.1.1.11. Ölçüm Cihazları.....	62
3.2. Deneysel Yöntem.....	62
3.3. Zeotropik Soğutkan Karışımlarının Termodinamik Özelliklerinin Bulunması.....	63
3.4. Zeotropik Soğutkan Karışımlarının Termodinamik Çevrimlerinin Analizi.....	65
<b>4. ARAŞTIRMA BULGULARI.....</b>	<b>70</b>
4.1. Isı Performans Katsayısı (COP).....	70
4.1.1. Karışım Oranının Isı Performans Katsayısına Etkisi.....	70
4.1.2. Kaynak Sıcaklığının Isı Performans Katsayısına Etkisi.....	73
4.1.3. Kondensör Soğutma Suyu Debinin Isı Performans Katsayısına Etkisi.....	77
4.1.4. Soğutma Kulesi Hava Debinin Isı Performans Katsayısına Etkisi..	81
4.2. Ekserjetik Verim ( $\eta_{ek}$ ).....	84
4.1.1. Karışım Oranının Ekserjetik Verime Etkisi.....	84
4.2.2. Kaynak Sıcaklığının Ekserjetik Verime Etkisi.....	87
4.1.3. Kondenser Soğutma Suyunun Debinin Ekserjetik Verime Etkisi..	90
4.1.4. Soğutma Kulesi Hava Debinin Ekserjetik Verime Etkisi.....	93
<b>5. SONUÇLAR.....</b>	<b>96</b>
5.1. Isıl Etkinlik (COP) Sonuçları.....	96
5.2. Ekserji Analizi ( $\eta_{ek}$ ) Sonuçları.....	97
5.3. Öneriler.....	98
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>99</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>106</b>

## KISALTMALAR ve SİMGELER

BEO	Birincil enerji oranı
COP	Performans katsayısı
d	Boru çapı [mm]
h	Entalpi [kJ/kg]
K	Toplam ısı geçiş katsayısı [ $W/m^2K$ ]
M	Kütle [kg]
$\dot{m}$	Kütleli debi [kg/s]
n	Devir sayısı[d/dk]
P	Basınç [Bar]
Q	Isı transfer miktarı [kW]
R	Gaz sabiti [kJ/kgK]
S	Entropi [kJ/kgK]
T	Sıcaklık [ $^{\circ}C$ ]
V	Hacim [ $m^3$ ]
W	Güç [kW]
$\dot{W}_k$	Kompresör gücü [kW]
X	Karışım oranı [%]
x	Kuruluk derecesi [%]
y	Mol kesri [%]
$\rho$	Yoğunluk [ $kg/m^3$ ]
$\eta$	Ekserjetik verim
$\beta$	Çap oranı

### İndisler

C	Carnot
E	Evaporatör
ek	Ekserjetik verim



h	Hava
hç	Hava çıkışı
hg	Hava girişi
i	Bileşen
Ip	Isı pompası
k	Kondensör
ka	Karışım
L	Lorenz
O	Çevre
s	Su
sç	Su çıkışı
sg	Su girişi
So	Soğutma cihazı
t	Isı makinası
T	Toplam

#### Üst indisler

D	Doyma
k	Kısmi

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Enerji Dönüşüm Diyagramı.....	2
Şekil 1.2. Isı Yükseltici.....	4
Şekil 1.3. NARM Kullanılan Bir Isı Pompası Düzeneği.....	13
Şekil 1.4. Klasik Isı Pompası Çevrim.....	15
Şekil 1.5. Cooper Tarafından Dizayn Edilen Sistem.....	15
Şekil 1.6. Çoklu Evaporatörlü Sistem.....	16
Şekil 1.7. Konsantrasyon Kontrollü Tek kademeli Isı Pompası Çevrimi.....	17
Şekil 1.8. İki Kademeli Distilasyon Yöntemi.....	17
Şekil 1.9. Birleşik Distilasyon Sistemi.....	19
Şekil 1.10. Seperatör İle Bölünmüş Kondensör Bulunduran Isı Pompası Sistemi..	19
Şekil 1.11. Elektrik Isıtıcısı ve Dengeleme Kolonu Bulunduran Sistem.....	20
Şekil 1.12. Kaskad Sistemi.....	20
Şekil 1.13. Tek Kademeli Distilasyonlu Kaskad Sistemi.....	21
Şekil 1.14. İki Adet AKSE Bulunduran Sistem.....	22
Şekil 1.15. Sıvı AKSE Bulunduran Sistem.....	22
Şekil 2.1. Isı Pompası Prensip Şeması.....	25
Şekil 2.2. Isı Pompası ve Isı Makinasının Termodinamik Modeli.....	43
Şekil 2.3. Isı Pompası Çalışma Prensibi ve Enerji Dönüşüm Şeması.....	43
Şekil 2.4. Ters Carnot Çevrimi P-V ve T-S Diyagramları .....	44
Şekil 2.5. Rankine Çevrimi T-s Diyagramı.....	47
Şekil 2.6. Lorenz Çevrimi T-s Diyagramı.....	48
Şekil 2.7. Carnot ve Lorenz Çevriminin Mukayesesi.....	49
Şekil 2.8. Azeotrop Bir Karışımın Sıcaklık-Konsantrasyon Diyagramı.....	50
Şekil 2.9. İkili Soğutkan Karışımı İçin Buharlaşma Esnasındaki Sıcaklık Değişimini Gösteren İki Fazlı Bölge.....	51
Şekil 2.10. a) Evaporatör ve Kondenser Uzunluğu Boyunca Sıcaklık Değişimi b) Ters-Akışlı Soğutkan Karışımı Isı Transferi İçin Sıcaklık-Entropi Diyagramı.....	52
Şekil 2.11. Karışımlara Ait T – h Diyagramı .....	53

Şekil 2.12. Kondensör ve Evaporatör Basınçlarının Sıcaklık-Konsantrasyon Diyagramı.....	54
Şekil 3.1. Deney Düzeneginin Şematik Görünüşü.....	57
Şekil 3.2. Soğutkan Karışımlara Ait İdeal Soğutma Çevriminin T-s ve T-x Diyagramları.....	66
Şekil 4.1. R134a/R22 Soğutkan Çifti İçin COP'un Karışım Oranına Bağlı Olarak Değişimi (Kondenser Su Debisi = 720 kg/h).....	72
Şekil 4.2. R134a/R22 Soğutkan Çifti İçin COP'un Karışım Oranına Bağlı Olarak Değişimi (Kondenser Su Debisi = 1800 kg/h).....	72
Şekil 4.3. R134a/R22 Soğutkan Çifti İçin COP'un Karışım Oranına Bağlı Olarak Değişimi (Kondenser Su Debisi = 2880 kg/h).....	73
Şekil 4.4. Saf R22 Soğutkanı İçin COP'un Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi .....	75
Şekil 4.5. %25R134a/%75R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi .....	75
Şekil 4.6. %50R134a/%50R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi .....	76
Şekil 4.7. %75R134a/%25R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi .....	76
Şekil 4.8. Saf R134a Soğutkanı İçin COP'un Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi .....	77
Şekil Saf R22 Soğutkanı İçin COP'un Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	79
Şekil 4.10. %25 R134a/ %75 R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	79
Şekil 4.11. %50 R134a/ %50 R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	80
Şekil 4.12. %75 R134a/ %25 R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	80
Şekil 4.13. Saf R134a Soğutkanı İçin COP'un Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	81

Şekil 4.14. Saf R22 Soğutkanı İçin COP'un Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	82
Şekil 4.15. %25 R134a/ %75 R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	82
Şekil 4.16. %50 R134a/ %50 R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	83
Şekil 4.17. %75 R134a/ %25 R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	83
Şekil 4.18. Saf R134a Soğutkanı İçin COP'un Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	84
Şekil 4.19. R134a/R22 Soğutkan Çifti için Ekserjetik Verimin Karışım Oranına Bağlı Olarak Değişimi (Kondenser Su Debisi = 720 kg/h).....	85
Şekil 4.20. R134a/R22 Soğutkan Çifti için Ekserjetik Verimin Karışım Oranına Bağlı Olarak Değişimi (Kondenser Su Debisi = 1800 kg/h).....	86
Şekil 4.21. R134a/R22 Soğutkan Çifti için Ekserjetik Verimin Karışım Oranına Bağlı Olarak Değişimi (Kondenser Su Debisi = 2880 kg/h).....	86
Şekil 4.22. Saf R22 Soğutkanı İçin Ekserjetik Verimin Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi .....	88
Şekil 4.23. %25R134a/%75R22 İçin Ekserjetik Verimin Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi .....	88
Şekil 4.24. %50R134a/%50R22 İçin Ekserjetik Verimin Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi.....	89
Şekil 4.25. %75R134a/%25R22 İçin Ekserjetik Verimin Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi .....	89
Şekil 4.26. Saf R134a Soğutkanı İçin Ekserjetik Verimin Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi.....	90
Şekil 4.27. Saf R22 Soğutkanı İçin Ekserjetik Verimin Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	91
Şekil 4.28. %25R134a/%75R22 İçin Ekserjetik Verimin Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	92

Şekil 4.29. %50R134a/%50R22 İçin Ekserjetik Verimin Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	92
Şekil 4.30. Saf R134a İçin Ekserjetik Verimin Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	93
Şekil 4.31. %25 R134a/ %75 R22 Soğutkan Karışımı İçin Ekserjetik Verimin Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	94
Şekil 4.32. %50 R134a/ %50 R22 Soğutkan Karışımı İçin Ekserjetik Verimin Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi .....	94
Şekil 4.33. %75 R134a/ %25 R22 Soğutkan Karışımı İçin Ekserjetik Verimin Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi.....	95



## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Bazı Soğutucu Akışkanlar ve Karakteristik Özellikleri.....	34
Çizelge 2.2. Bazı Saf Soğutkanların ODP değerleri.....	40
Çizelge 2.3. Uluslararası Sigorta Şirketlerince Kabul Edilen Soğutkanlara Ait Tehlike Seviyeleri.....	41
Çizelge 2.4. Bazı Soğutkan Karışımlarının ODP Değerleri.....	42
Çizelge 3.1. Kompresör Kapasite Tablosu.....	58
Çizelge 3.2. Kondenser Kapasite Tablosu.....	58
Çizelge 3.3. Genleşme Valfinin Bazı Soğutkanlara Göre Buharlaşma Sıcaklık Alanları.....	59
Çizelge 3.4. Evaporatör Kapasite Tablosu .....	59
Çizelge 3.5. Universal Elektropomp Karakteristikleri.....	61
Çizelge 3.6. Evaporatörde Kullanılan Fanların Bazı Teknik Özellikleri.....	61
Çizelge 4.1. R22 ve R134a Soğutkanlarının Karakteristik Özellikleri.....	70
Çizelge 4.1 R22 ve R134a soğutkanlarının karakteristik özellikleri .....	70
Çizelge 4.2. Konvansiyonel ısı pompası, konvansiyonel güneşli hava ısıtıcısı ve güneş-destekli ısı pompası sonuçlarının karşılaştırılması .....	71
Çizelge 4.3. Literatürde Isı Pompası İle İlgili Yapılan Bazı Çalışmalar .....	74

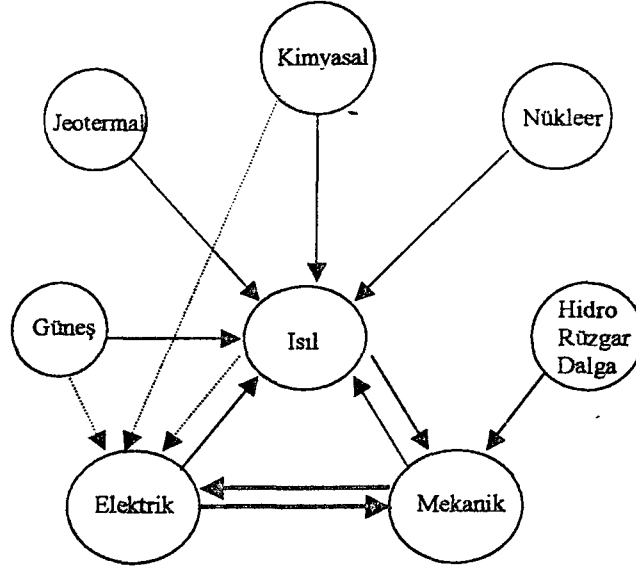
## 1. GİRİŞ

Enerji, madde ve bilgi ihtiyacı insan yaşamı ve sosyal hayatı için birbirinden ayrılmaz üç unsurdur. Enerji, çevrede değişiklik yapabilme kabiliyeti olarak tanımlanmaktadır. İnsan için müreffeh hayat şartının, hava, su, gıdadan sonraki en önemli unsuru enerjidir. Hayat kaynağımız olan enerjiyi oluşturan kaynaklar yavaş yavaş tükenme noktasına gelmektedir. Artan dünya nüfusuyla birlikte enerji sorunu da büyümektedir. Medeniyetin gelişmesi teknolojinin gelişmesine; teknolojinin gelişmesi de yeni enerji kaynaklarına olan ihtiyacı artırmıştır. Muhtelif enerji kaynakları üzerinde özellikle de yeni ve yenilenebilir (güneş enerjisi, rüzgar enerjisi, v.s) enerji kaynakları üzerinde bir çok çalışma yapılmıştır ve yapılmaktadır. Elimizdeki bu tükenmez enerji kaynaklarını en iyi şekilde değerlendirmek için çok sayıda proje üzerinde çalışılmış ve uygun teknolojiler geliştirilmiştir. Desteklenen projelerde, projenin getireceği ekonomik tasarrufun yanında çevreye zarar vermemesi de dikkat edilen hususlardandır.

Gerek devletlerin ve gerekse büyük ulusal firmaların özellikle 2000'li yıllarda ön plana çıkan enerji ve üretim politikaları kısaca şu şekilde özetlenebilir: Bir yandan enerji güvencesi sağlanacak, diğer yandan ekonomik gelişme elde edilecek ve bunun yanı sıra da çevre korunacaktır.

Enerjinin verimli ve ekonomik bakımdan etkin kullanımı, bir şekilde diğerine enerji dönüşüm yöntemlerinin incelenmesi ile başlamalıdır. Bu enerji dönüşümünün etkilenebildiği olası değişik yollar, şekil 1.1 de şematik olarak gösterilmiştir. Şekilde kesik çizgi ile gösterilen hatlar, gelişmenin bugünkü durumunda teknik ölçekte fizibil olan, ama ekonomik bakımdan değerli (rantabil) olmayan enerji dönüşüm yollarını göstermektedir (Hepbaşlı 2001).

Enerjinin sektöre göre dağılımı dikkate alındığında; %42.4'ü ısıtmada, %36.2'si sanayide, %15.4'ü ulaşımda, %2.9'u tarımda kullanılan ülkemizde, enerji açısından ilk etkilenecek olanlar konutlar ve sanayi olacaktır (Okuyan 1986).



**Şekil 1.1. Enerji Dönüşüm Diyagramı**

Ülkemiz sanayisi günümüzde, bir yandan enerjinin en büyük kullanıcısı durumuna gelmiş, öte yandan enerji potansiyeli bakımından da diğer sektörlere göre liderliğini sürdürmektedir. Bu durum sanayide yapılacak olan enerji verimliliği çalışmalarının önemini göstermektedir. Dünya Enerji Konseyi (WEC) Türk Milli Komitesi raporuna göre sanayi sektörü, ülkemiz nihai enerji tüketimi içinde yaklaşık %34 ve elektrik tüketiminde %54 paya sahiptir. Diğer taraftan 2000 yılında %37 olan enerji tüketimi payının 2010 ve 2020 yıllarında sırasıyla, %46 ve %56 olacağı tahmin edilmektedir (WEC 1997).

Dünya nüfusunun artışına paralel olarak enerji ihtiyacının hızla arttığı günümüzde, mevcut olan enerjinin daha ekonomik olarak kullanılması ve kaybolan enerjinin yeniden kazanılmasında tercih edilen en önemli sistemlerin başında buhar sıkıştırma çevrim esasına göre çalışan soğutma ya da ısı pompası sistemleri gelmektedir. Birçok alanda (gıda sanayi, kağıt endüstrisinde, konutlarda v.s.) kendine kullanılma imkanı bulmuş bu sistemler özellikle sanayide enerjinin daha verimli ve etkin kullanımında önem arz etmektedirler.

Isı pompası tesislerinin, birincil enerjiyi kullanmadaki yüksek verimi, gerektiğinde soğutma veya ısıtma amacıyla kullanılabilmesi, düşük sıcaklıktaki atık su kaynaklarını değerlendirme,



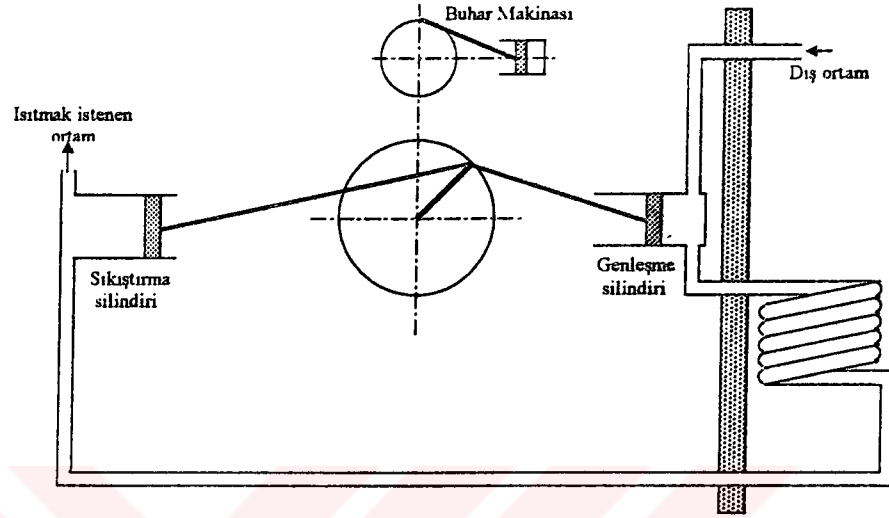
güneş enerjisinden daha çok yararlanmaya imkan sağlama özellikleri, ayrıca elektrikle çalışan ısı pompası tesislerinin de ek olarak, yakın çevrede kirlilik oluşturmama, değişken çalışma koşullarında kontrol kolaylığı, farklı ısı yükleri ve işletme koşulları için çok sayıda modelin üretilmesi gibi üstünlüklere sahip olduğu dikkate alındığında bir çok alanda kullanılmasının tercih edilmesi daha iyi anlaşılacaktır (Özçelebi 1986).

En yalın tanımıyla ısı pompası düşük sıcaklıktaki bir ortamda bulunan ekonomik değeri olmayan ısıyı, kullanılmak üzere daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama pompalayan ve bu işi yapmak için pompaladığı ısıya oranla daha az (%20–25'i kadar) mekanik iş harcayan (ki çoğu zaman kompresörü çalıştırmak için) bir sistemdir (Okuyan 1986).

Isı pompasının ilk basit ilkesi 1824 yılında Nicholas Carnot tarafından ortaya atılmış ve bu teori, 1852 yılında Lord Kelvin'in "soğutma cihazları kullanarak ısıtma yapılması" düşüncesi ile gelişmiştir. Lord Kelvin'in "ısı yükseltici" adını verdiği ve iş yapan akışkan olarak dış ortam havasının kullanıldığı cihazda, dış ortam havası bir silindire çekilir ve burada genişletilerek, hem sıcaklığının hem de basıncının düşürülmesi sağlanır (şekil 1.2). Daha sonra hava, dış ortama yerleştirilen bir ısı değiştirgecinden geçirilir. Böylece genişletilerek soğuyan havanın dış ortamdan ısı alması sağlanır. Isınan hava tekrar normal atmosfer basıncına sıkıştırılarak odaya verilir. Ancak sıkıştırıldığı için sıcaklığı normal atmosfer sıcaklığından daha yüksektir. İsviçre'de dizayn edilen bu makinanın doğrudan yanmaya göre verilen enerjinin %3'ü ile ısı ürettiği belirtilmiştir (Reay and Macmichael 1979, Thomas 1852).

Bundan sonra birçok araştırmacı konu ile ilgilenmiş ancak sistemi, konfor ısıtması için uygulanabilir hale getirmek için 80 yıl geçmiştir. 1927 yılında İskoçya'da çalışmalarına başlayan aynı zamanda ısı pompasının isim babası olan Haldene, 1930 yılında ev ısıtması için bir ısı pompası tesisatı kurmuştur. Bu ünite, sıcak su temini ve hacim ısıtması için ısı kaynağı olarak atmosferik çevre havası kullanılmıştır (Yamankaradeniz 1986).

Avrupa'da ilk ısı pompası, Zürih Belediye Sarayı'nı ısıtmak amacı ile 1938 yılında 175 kW gücünde yapılmıştır. Bu üniteye ısı kaynağı olarak nehir suyu, iş yapan akışkan olarak Freon-12 ve bir rotorlu kompresör kullanılmıştır (Egle 1978).



Şekil 1.2. Isı Yükseltici

İngiltere'de ilk ısı pompası Unite Norwich şirketinin elektrik bölümünde yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak  $SO_2$  kullanılmış ve ortalama COP (coefficient of performance) değeri 3'e ulaşmıştır. Daha sonra bir deneme ünitesi kışın ısıtma yazın klima yapacak şekilde dizayn edilmiş, ısı kaynağı olarak Thames nehri, iş yapan akışkan olarak Freon-12 kullanılmış ve ısıtma tesir katsayısı 5'e ulaşmıştır (Yamankaradeniz 1986).

Ev ısıtması için ilk ısı pompalarından biri İngiltere'de Summer tarafından kendi evinde başarılı bir şekilde kurulmuştur. Isı, atmosferik çevre havasından çekilmiştir. İlk birkaç yıllık çalışmadan sonra 1m derinlikteki topraktan ısı çekilmeye başlanmıştır. Bu sistemin COP'u 2.8'e ulaşmıştır. Bazı ısı pompası uygulamalarında ise yiyecek kilerinden ısı çekilerek sıcak su temini gerçekleştirilmiştir. Böylece kilerdeki yiyeceklerin bozulması önlenmiş ve evin sıcak su ihtiyacı sağlanmıştır. Isı depolamak için 136 lt'lik su tankı kullanılmış ve kış aylarında 0.7 kW, daha ılık aylarda ise 1.3 kW lık ısıtma gücü elde edilmiştir. Oxford'da yapılan ısı pompasında ise ısı kaynağı olarak düşük sıcaklıktaki lağım suyu kullanılmıştır. Bu

ısı pompasının kompresörü 31 kW'lık bir dizel motoru ile tahrik edilerek, ortalama COP, 4 civarında oluşmuştur (Kemler 1950).

Amerika'da ise, Carrier firmasının 1932 yılında ilk paket tipi ısı pompasını Japonya'da bir elektrikli cihazlar fabrikası ile ortak yapmasına karşın, ikinci Dünya Savaşı nedeni ile çalışmalar kesilmiş ve ilk paket tipi ısı pompası 1952 yılında imal edilmiştir. 1952 yılında 1000 ısı pompası imal edilerek piyasaya sürülmüştür. Isı pompalarının imalatı 1954 yılında iki misline, 1957 yılında 10 misline çıkartılmıştır. 1963 yılında ise 76 000 ısı pompası ünitesi imal edilmiştir. Bu tesisatların çoğu Güney Amerika'da kurulmuştur. Bu bölgelerde kış aylarında ısıtma ihtiyacı sağlayabilecek şekilde kurulan kombine ısı pompaları klasik sistemlerle rekabet etme imkanına kavuşmuştur. Buna rağmen ısı pompaları daha soğuk bölgelerde kullanıldığında bazı problemler ortaya çıkmıştır. Bu problemler çetin kış şartları altında sistemin mukavemetindeki bazı eksiklerden kaynaklanmıştır (Ambrose and Sporn 1974).

Bu durum ısı pompaları ünitelerinde güvenilirliğin azalmasına neden olmuştur. 1960'lı yıllarda ısı pompası endüstrisindeki gerileme 1971 yılına kadar devam etmiştir. Elektrik fiyatlarındaki artışa rağmen 1960 yıllarında Amerika'da ısı pompalarından direkt elektrikle ısıtmaya doğru bir yönelme olmuştur. Bunun nedeni, çeşitli sebeplerle ısı pompasına olan güvenilirliğin azalmasından kaynaklanmaktadır. 1973 yılındaki enerji krizinden sonra ısı pompası endüstrisinde büyük bir düzelme olmuştur (Yamankaradeniz 1986).

1973 yılındaki enerji krizinden sonra ısı pompalarına ilgi artarak 1976 yılında 300 bin ünite imal edilmiştir. Amerika'da 1978 yılının sonuna kadar imal edilen ısı pompalarının toplam sayısı 2 milyon'u aşmaktadır. Amerika'da 1978'den sonra yapılan binaların %25'inin ısı pompası ile ısıtılması planlanmış ve 1980'li yıllarda 1 000 000 cihaz/yıl'lık kapasiteye ulaşılmıştır (Pietsch 1977).

Amerika Birleşik Devletleri'nde bir yıldan daha fazla süren bir çalışmada ısı pompası kullanımı ile elektrik giderlerinde her bir ay için bir önceki yıla göre % 41'lik bir azalma olduğu görülmüştür (Kesselring *et al.* 1990).

Isı pompasının dünyadaki tarihi gelişimini gördükten sonra Türkiye'de ki sınırlı sayıdaki uygulamalarına geçmeden önce ısı pompası kullanımının avantajlarından kısaca bahsetmekte yarar vardır. Elektrikli ısıtmaya nazaran 4 ile 6 misli avantajlı olmaktadır. Bir mekan ısı pompasıyla ısıtıldığında, aynı mahallin elektrikli cihazlarla ısıtıldığı zamanki enerjinin 1/4'ü ile 1/6'sı arasında enerji sarf edilmektedir. Aynı tesisatta kışın ısıtma, yazın soğutma yapılabilmesi, özellikle kışın ısıtma yazın soğutma yapılması gereken bölgelerde büyük avantajlar sağlamaktadır. Şehirlerin en büyük problemi olan çevre kirlenmesine sebep olmamaları da ısı pompalarının ayrı bir avantajıdır. Petrol rezervlerinin fazla olmadığı enerji uzmanları tarafından bildirildiği ve kömürün de çevre kirlenmesine neden olduğu düşünülürse, geriye ısıtma için önemli ölçüde elektrikli cihazlarla ısıtma kalmaktadır ki bunun yerine ısıtmayı 1/4 ile 1/6 oranda enerjiyle sağlayan ısı pompası kullanımının avantajı daha da iyi anlaşılacaktır. Gürültüsüz çalışma, yağlama, bakım ve onarım maliyetleri, emniyet, kullanım ömrü gibi önemli dizayn problemleri bakımından da ısı pompaları diğer sistemlere karşı önemli avantajlara sahiptirler (Yamankaradeniz 1986, Reay and Macmichael 1979).

Türkiye'de bu konuda sınırlı da olsa bazı çalışmalar yapılmaktadır. İstanbul'da 14 katlı 15 000 m<sup>2</sup> alana sahip Şişli Plaza için yapılan bir çalışmada iç bölgelerde ortaya çıkan ısının (ışıklandırma+insanlar) çoğu zaman toplam ısı ihtiyacının üzerinde olduğu tespit edilmiştir. Buradan hareketle, bir hidrolik ısı pompası ile, soğutma yapılması gereken iç bölgeleri soğutmak için çekilen ısı ile ısıtma ihtiyacı duyulan dış bölgelerin ısıtılması, ısıtma ve soğutmayı yapacak ayrı tesislere nazaran daha ucuza mal edileceği ve bu sistemlerin harcayacağı enerjinin % 60'ının tasarruf edilebileceği görülmüştür (Kılıç 1990).

Güney illerimizde yapılan bir çalışmada ilk kuruluş maliyeti ve yıllık enerji maliyeti açısından kat kaloriferi ile ısı pompasının karşılaştırılması yapılmıştır. İlk yatırım maliyeti açısından kat kaloriferi avantajlı olmasına rağmen yıllık enerji maliyeti açısından avantajlı olan ısı

pompasının aradaki farkı 2.5 yıl gibi kısa bir sürede kapatarak kâra geçeceği anlaşılmıştır (Yamankaradeniz 1991).

Pıhtılı vd (1993), yaptıkları bir çalışmada, bir mahallin ısıtma ve soğutma yüklerini karşılayacak, hava kaynaklı, paket tipi ısı pompasının analizini yapmıştır. Çalışmada, mahallin ısıtma ve soğutma yükleri dış çevre sıcaklığının fonksiyonu olarak hesaplanmış, sistemin ısıtma ve soğutma kapasitesi ve tüketilen güç, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarına bağlı olarak tespit edilmiştir. Ayrıca, ısıtma kapasitesi ile mahallin ısıtma yükünü, soğutma kapasitesi ile mahallin soğutma yükünü aynı grafik üzerinde gösterecek denge noktaları ve ısı pompasının uygun çalışma aralığı da tespit edilmiştir.

Yamankaradeniz ve Horuz (1998), güneş enerjisini ısı kaynağı olarak kullanan bir ısı pompası için teorik bir model geliştirmiştir. Yazarlar, İstanbul şartlarında çalışan ısı pompasının açık günler için anlık, günlük ve mevsimlik performans katsayılarını (COP) ve diğer özelliklerini, ısı pompası buharlaştırıcı sıcaklığının depo sıcaklığına bağlı olarak değişmesini de dikkate alarak bulmaya çalışan teorik analiz modelini kurmuşlardır.

Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesinde yapılan deneysel çalışmada, süt pastörizasyonunda kullanılan ısı pompası sisteminin klasik süt pastörizasyonu sistemleri olan plakalı pastörizatör ve çift cidarlı kazan sistemleri ile karşılaştırılması yapılmıştır. Her üç sistem; enerji giderleri, ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı (COP) ve birincil enerji oranı (PER) bakımından karşılaştırılmıştır. Isı pompası sisteminin plakalı pastörizer sisteminden yaklaşık 2 kat; çift-cidarlı kazandan ise 3 kat daha az enerji harcadığı ortaya konmuştur (Çomaklı *et al.* 1994, Özyurt 1997, Özyurt 2002).

Altınışık ve arkadaşları (2000) tarafından yapılan bir çalışmada, yazın soğutmada kışın ısıtmada kullanılan güneş enerjisi destekli ısı pompası incelenerek konvansiyonel güneş kolektörleriyle karşılaştırma yapılmıştır. Isı pompasının performans katsayısı 6.23, verimi % 51 ve birincil enerji oranı ise 4.87 olarak bulunmuştur.

Isı pompalarında iş yapan akışkan olarak genellikle saf soğutkanlar kullanılmaktadır. Soğutma tekniğinde kullanılmaya elverişli çok çeşitli soğutucu akışkan mevcut olup, özetle bunlar: helyum (R704) ve azot (R728) gibi elementler, amonyak (R717) ve karbondioksit (R744) gibi inorganik bileşenler, metan (R50) ve etan (R170) gibi hidrokarbonlar, diklorometan (R30) ve klorometan (R40) gibi halokarbonlar, diklorodiflorometan (R12) ve klorodiflorometan (R22) gibi florine edilmiş halokarbonlar olarak sınıflandırılır (Savaş 1994).

Bugün için ticari ve konfor amaçlı soğutma tekniği uygulamalarında bu soğutucu akışkanlardan element olan azot ile inorganik bileşen olan karbondioksit özel durumlarda kullanılmasına rağmen genellikle inorganik bileşen olan amonyak ile florine edilmiş halokarbonlardan trikloroflorometan (R11), diklorodiflorometan (R12) klorotriflorometan (R13), bromotriflorometan (R13B1), tetraflorometan (R14) ve klorodiflorometan (R22), ayrıca florine edilmiş hidrokarbon karışımlarından %48.8 R12 ve %51.2 R115 karışımı olan R502 kullanılmaktadır (Savaş 1994).

Soğutucu akışkanların buhar sıkıştırımlı sistemlerde kullanımı ile ilgili literatürde birçok çalışma bulunmaktadır. 1970'li yıllarda, klor ve brom içeren halojenli hidrokarbonların atmosferin yüksek kısımlarındaki ozonu yok ettikleri bilimsel olarak anlaşılmış ve o günden bu güne, bunların aşamalı olarak kullanımdan kaldırılması yoluna gidilmiştir (Ertaş 1994).

1987 Uluslararası Montreal Protokolü ve 1992 Londra Konferansı anlaşmaları çerçevesinde CFC ve HCFC türünden soğutkanların üretim kısıtlama programları yürürlüğe girmiştir. Buna göre anlaşmaya taraf olan ülkelerde R11, R12 gibi CFC türünden soğutkanların üretimine 1996 yılında, R22 gibi HCFC türünden soğutkanların üretimine ise 2030 yılında son verilecektir (Ertaş 1990).

Soğutucu akışkanların karışımları, istenmeyen bazı özelliklerinin düzeltilmesi açısından yeni imkanlar doğurmuştur. İki maddenin değişik oranlarda karıştırılması sayesinde muhtelif özellikleri optimal hale getirmek, istenmeyen özellikleri ise bir minimuma indirmek mümkün olmaktadır (Ertaş 1981).

Kompresyonlu soğutma makinalarında karışımların kullanılması fikri oldukça eskidir. Bu konuda bilinen ilk deneysel araştırma 1940 yılında G.Maiuri (Mauri 1939) tarafından metan-etan karışımı ile yapılmış ve başarısızlıkla sonuçlanmıştır. Daha sonra Ruhemann (Ruhemann, 1950), Haselden ve Klimek (Haselden and Klimek 1958) tarafından yapılan araştırmalar halojenli hidrokarbon türevlerinin de kapsam içine alınması ile genişlemiştir.

Soğutkan karışımlarının ilk ticari kullanım imkanı 1960'ın başında gerçekleşmiştir. O günden bu güne karışımların kullanıldığı ısı pompası sistemleri ve performans değerleri üzerinde çok sayıda çalışma mevcuttur. Asıl amaç soğutkan karışımlarının geniş amaçlı olarak endüstride kullanımını yaygınlaştırmaktır. Bu çalışmalar arasında Vineyard tarafından R13B1/R152a ile çalışan kapasite değişiminin olabilirliği ve Mulroy tarafından R22/R114 ve R13/R12 karışımları ile yapılan performans analizleri sayılabilir. Ayrıca CFC'lerin kullanıldığı sistemlerde alternatif akışkanlar bulunmasına yönelik çalışmalar da yoğunluk kazanmıştır (Kim *et al.* 1994).

Özellikle 1970'li yıllarda, florokarbonların değişik oranda karıştırıldıklarında, karışımı meydana getiren bileşenlerin kendine özgü termodinamik özellikleri olan ve nonazeotropik (zeotropik) soğutkan karışımları (NARMS non-azeotropic refrigerant mixtures) olarak adlandırılan süper soğutucular üzerinde çalışmalara başlanmıştır. Bu süper soğutucuların genel olarak alışılmış soğutuculara göre üstünlükleri üç başlık halinde özetlenebilir (Yavuz *et al.* 1990).

- a) Soğutma veya ısıtma tesir katsayılarının yüksek olması,
- b) Güvenilir ve ekonomik olmaları,
- c) Soğutma sisteminde değişiklik yapılmaksızın soğutma gücünün kontrol edilebilmesi.

Literatürde zeotropik soğutkan karışımları ile yapılan çeşitli araştırmalar bulunmaktadır. Domanski (1981) tarafından yapılan bir çalışmada, çevrim analizlerinin ve istenen soğutkan karışımlarının yapıldığı detaylı bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Isı performans

katsayısının belirlenmesi ve kompresör dizaynı için fiziksel bir model oluşturulmuş, emme gazı yoğunluğuna ısı transferinin yaptığı etki incelenmiştir (Domanski 1981).

Buhar sıkıştırılmalı bir ısı pompası sisteminde. R12/R22 ve R12/R114 soğutucu akışkan çiftlerinin değişik ağırlık oranlarında meydana getirdiği NARM'lar ile saf R12, R22 ve R114 soğutucu akışkanları deneysel olarak ayrı ayrı incelenmiştir. Deneysel sonuçlar yardımıyla saf akışkanlarla, soğutucu akışkan çiftlerinin değişik karışım oranlarında karıştırılmasıyla elde edilen NARM'lara ait performans katsayıları mukayese edilmiştir. Farklı karışım çiftleri ve bunların karışımlarının ısı pompası çevriminin performansı ve sistem elemanlarının ölçüleri üzerine etkisini incelemek için yapılan bu çalışmada su kaynaklı ısı pompasında COP'ta R22/R114 karışımında saf R22 ye göre %34, R22/R11 karışımında ise %26'lık bir iyileşme görülmüştür. Bu sonuçlar ısı değiştirici boyutlarının değiştirilebilmesi ile uygun boyutlar elde edilerek sağlanmıştır (Braven and Troxel 1982).

Güneş enerjisi gibi düşük potansiyele sahip kaynakların termal seviyelerini yükseltmek amacıyla geliştirilmiş ısı pompası modeli üzerinde R12/R22 karışımı kullanılarak bir çalışma yapılmıştır (Murthy *et al.* 1982).

Yapılan bir diğer çalışmada dış hava sıcaklığının düşmesinden dolayı hava kaynaklı ısı pompasının performansında ve ısıtma kapasitesinde azalmalar meydana geldiği için yardımcı ısı kaynağı olarak levhalı bir elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır; böylece, ısı pompasına kaynak olarak daha fazla ısı verilebildiği takdirde COP'ta iyileşmenin sağlanabileceği anlaşılmıştır (Cooper 1988).

Buhar sıkıştırılmalı bir çevrimde soğutkan karışımlarının kullanılmasıyla performansta meydana gelen değişmelerle ilgili geniş sistematik bir araştırma yapılmıştır. Bu çalışma, uygun NARM karışımlarını tespit etmek, karışım oranını kontrol ederek performansta gelişme sağlayabilecek ısı pompası çevrim modellerini tespit etmek, performans değişiminin kompresöre etkisini incelemek ve çevrimin analitik olarak değerlendirilebilmesi için izlenecek yolu belirlemek amacıyla yapılmıştır (Merriam and Little 1988).



Soğutkan karışımların özelliklerinin mukayese edildiği başka bir çalışmada ise bilgisayar programı kullanılarak sonuçlar saf R22 akışkanının özellikleri ile mukayese edilmiştir. Çalışmada, hava-su işletme çevrimine göre çalışan bir ısı pompası kullanılmıştır. Isı pompası, açık tip kompresör, yatık borulu su soğutmalı gövde tipi kondensör, hava kaynaklı bakır borulu ve alüminyum levhali bir evaporatör, genişleme valfi, aşırı kızdırma /soğutma ısı eşanjörü ile diğer yardımcı elemanlar ve ölçüm aygıtlarından meydana gelmiştir. Ayrıca, sisteme ilave olarak soğutucu akışkanları karıştırma, ayrıştırma ve depolama amaçlı bir ünite monte edilerek kapasite kontrolü sağlanmıştır (Connon 1989).

58-68 °C deki sıcak su ve bir soğutma tesisatından enerji geri kazanımında kullanılan bir ısı pompasında yapılan deneylerde R12 yerine kullanılacak NARM'ların performansı izlenmiş ve karışımlarla yapılan testler R12'ye kıyasla ısı güçte %20, COP'de %1.5, volümetrik verimde %-2, toplam ısı transfer katsayısında ise %-10'luk bir fark olduğu belirlenmiştir (Blaise *et al.* 1989).

Başka bir çalışmada R12 propan ve iki ayrı propan/izobutan karışıma ait COP'teki değişim, evaporatör sıcaklığının fonksiyonu olarak incelenmiştir. Sıcaklığın değişimine göre %56/%44 karışımına ait COP'un R12 den büyük olduğu, -12 °C üstündeki sıcaklıklarda ise en iyi COP değerinin %43/%57 karışımına ait olduğu görülmüştür. Çalışmada ayrıca uzun süreli kullanım sonunda propan/izobutan karışımının yağdan etkilenmediği anlaşılmış, ancak hidrokarbonlu soğutkanların dolun ve boşaltılması sırasında özel önlemlerin (gaz dedektörü ve iyi havalandırma gibi) alınması gerektiği tavsiye edilmiştir (Kruse and Laue 1990).

Mulroy, Kaulfeld ve McLinden bir su-su ısı pompasında saf R22 ile mukayese edildiğinde %66 R22-%34 R114 karışımı ile COP'ta %30 civarında bir artışın gerçekleştiğini saptamışlardır (Kruse and Laue 1990).

Karlı (1993), R12/R22 ve R12/R114 ikili soğutkan karışımlarının değişik ağırlık oranlarında karıştırılmasıyla elde edilen NARM'ların buhar sıkıştırılmalı ısı pompasının performansı

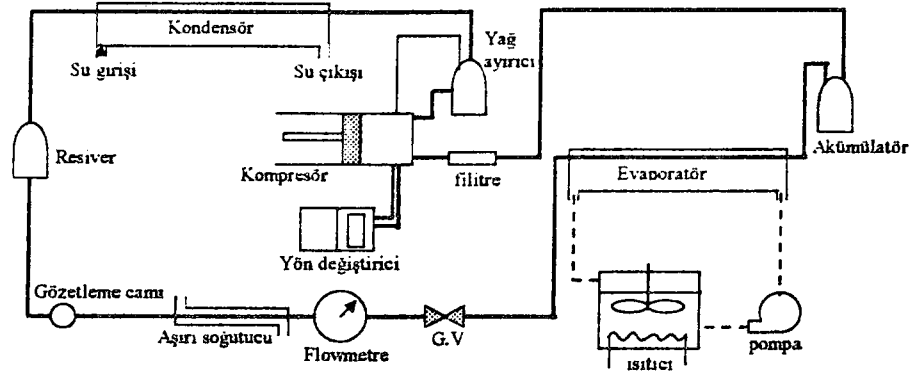
üzerindeki etkilerini deneysel olarak araştırmış ve kullanılan NARM'ların saf soğutkanlara göre daha yüksek performans sağladığını belirlemiştir.

Lorenz çevrimine uygun olarak buharlaşma ve yoğuşmanın başlangıç sıcaklıkları sabit tutulduğu zaman R22/R114 soğutkanlarından oluşan NARM'ın COP'u saf R22 den %60 daha yüksek olmakta, fakat kondensör ve evaporatörün boru uzunluklarının karışım deneylerinde saf deneye göre sırayla 2.7 ve 3.9 kat fazla alınması gerekmektedir (Miyara *et al.* 1993).

Ouazia ve Snelson (1994), buhar sıkıştırmalı çevrimlerde soğutucu akışkan ve karışımlarının kullanımını ilk olarak inceleyen bir çalışma niteliği taşıyan simülasyon programı geliştirmişlerdir. Bu çalışmada, kurulan modelle, yeni akışkanların kullanımı için kurulmuş bir su-su ısı pompası sisteminde yapılan deneylerle alternatif akışkanların performansını simüle eden bir program geliştirilmiştir. Çevrim analizi kararlı hal koşullarda yapılmış ve R134a için deney sisteminde elde edilen verilerle simülasyon sonuçları mukayese edilmiştir.

İş akışkanı olarak R22/R142b akışkan karışımını kullanmak suretiyle, ısı transfer karakteristikleri ve performansını değerlendirmek için şekil 1.3'deki ısı pompası çevriminin kullanıldığı çalışmada, evaporatördeki ısı transfer katsayısı ve sistemin toplam performansı, uygun değişkenler ve karışım oranlarına dayanılarak analiz edilmiştir. COP ve ısı transfer katsayısı azalmadan bileşim oranının değişimi ile minimum kapasiteye göre %200'lük bir kapasite değişimi gözlenmiştir. Sabit bir buharlaşma kapasitesinde, COP'un, R22'nin %60 oranında bulunduğu soğutkan karışımında maksimuma ulaştığı görülmüştür (Kim *et al.* 1994).

Başka bir çalışmada ise, iki kademeli çevrimde saf akışkan ve NARM'ların davranışlarının termodinamiksel farkları üç karışım çiftinin (R22/R152a, R22/R114 ve R22/R142b) tüm karışım oranlarında incelenmiştir. Farklı iki kademeli karışımlarla her iki sistemin kapasitesi ve COP'u tek aşamalı çevrimin performansı ile karışılaştırılmıştır. Çalışmanın sonucunda zeotropik karışımların COP'unun ve sistem kapasitesinin, tek aşamalı çevrimden ekonomizerli iki aşamalı çevrime geğerken saf akışkanlardan daha çok arttığı bulunmuştur (Högberg and Berntsson 1994).



Şekil 1.3. NARM Kullanılan Bir Isı Pompası Düzenegi (Kim et al. 1994)

Sami ve Zhou (1995), üçlü non-azeotropik soğutkan karışımlarının kullanıldığı ısı pompasının dinamik simülasyonunu yapmıştır. Matematik model; kütle, momentum ve enerji dengeleri dikkate alınarak oluşturulmuştur. Çalışmada, dinamik simülasyondan oldukça iyi sonuç elde edilmiş, çeşitli geometriler ve şartlar altında yapılan deneysel datalarla karşılaştırmada da iyi bir uyum bulunmuştur.

Modifiye edilmemiş R12 kullanılan sistemde, propan/izobutan karışımının kullanılarak sistemin performansındaki değişimin araştırıldığı bir çalışmada, aynı çalışma şartlarında sözü edilen karışımın R12'den daha iyi COP'a sahip olduğu görülmüştür (Richardson and Butterworth 1995).

Çomaklı et al. (1999), R-12, R-22 ve R-12/R-114 soğutucu akışkan çiftlerinin değişik ağırlık oranlarında karıştırılması ile elde edilen nonazeotropik karışımların, buhar sıkıştırma ısı pompasının performansı üzerindeki etkilerini incelemek üzere bir çalışma yapmıştır. Soğutkan karışımlarının saf soğutkanlara göre daha yüksek performans sağladıkları görülmüştür.

Soğutma sistemlerinde zeotropik soğutkan karışımlarının kullanılması birçok yeni olanaklar ortaya çıkarmaktadır. Bunlardan belli başlıları şunlardır: (i) değişik sıcaklıklarda soğu üretimi;

(ii) ısı değişim prosesi çevrim tersinmezliklerinin azalması; (iii) kapasite kontrolüne imkan vermesi.

Zeotropik soğutkan karışımları ile kullanım için, çeşitli araştırmacılar tarafından değişik çevrim konseptleri önerilmiştir. Bu çevrimlerin her birisi, yukarıdaki paragrafta anlatılan soğutkan karışımlarını kullanmanın potansiyel faydalarından bazısını kullanmak için geliştirilmiştir. Zeotropik soğutkan karışımları için geliştirilen çevrimlerin en yaygın olanları aşağıda sıralanmıştır (Merriam and Little 1984):

1- Klasik çevrim

2- Cooper Tarafından Dizayn Edilen Sistem

3- Tek Kademeli Distilasyon Sistemi

4- Konsantrasyon Kontrollü Tek kademeli Isı Pompası Çevrimi

5- İki Aşamalı Distilasyon Sistemi

6- Birleşik Distilasyon Sistemi

7- Seperatör İle Bölünmüş Kondensör Bulunduran Isı Pompası Sistemi

8- Schwind Tarafından Önerilen Elektrik Isıtıcısı ve Dengeleme Kolonu Bulunduran Sistem

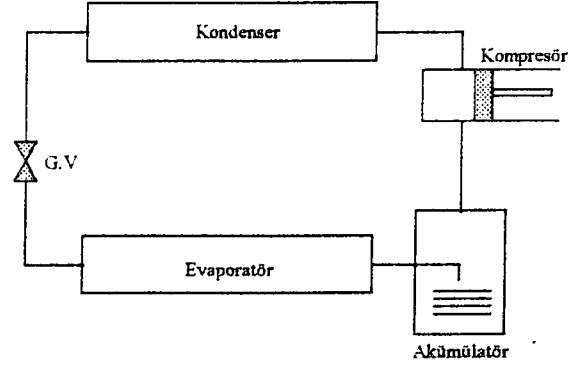
9- Kaskad Sistemi

10- Stoecker Tarafından Önerilen Kaskad Sistemi

11- İki Aşamalı AKSE Bulunduran Sistem

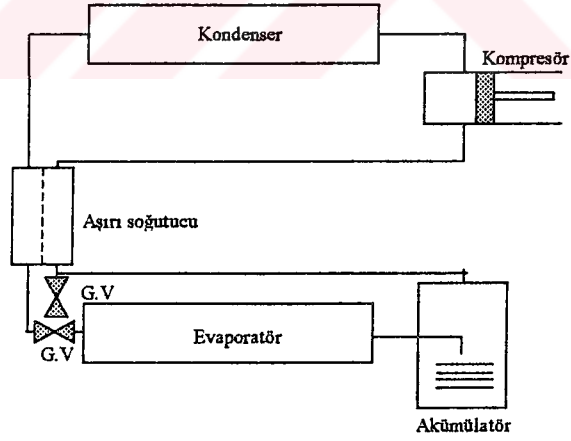
12- Sıvı AKSE Bulunduran Sistem

Klasik ısı pompası çevrimi (Şekil 1.4), yeniden dizayn edilmiş ısı değiştiricilerini kullanarak ısı transferinin artırılması potansiyelini kullanır. Genişleme elemanı olarak kılcal boru kullanılırsa, belli bir miktar kapasite değişimi kendiliğinden oluşur. Çevre sıcaklığının daha aşağı değere düşmesi durumunda, sıvının bir kısmı akümülatöre gider ve evaporatör aşırı dolma eğilimine gelir. Bu sıvı, öncelikle geç buharlaşan bileşen içerir; böylece çevrimde dolaşan akışkan çok buharlaşan bileşence zengin hale gelir. Bir süre sonra, bileşim sıfır derece aşırı kızdırılmış soğutkan akımı verecek şekilde ayarlanacak ve bu da evaporatörü, akümülatördeki sıvıyla denge haline getirecektir. Daha yüksek çevre sıcaklıklarında, sıvı kaynar ve yeniden iş yapan akışkanla birleşir. Bu basit konsept, kılcal boru ile pasif kontrole dayanır ve ayrılma için halihazırda mevcut olan akümülatörü kullanır (Dupont 1974).



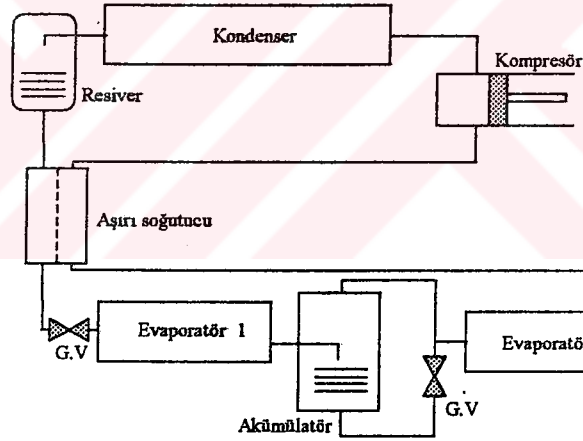
Şekil 1.4. Klasik ısı pompası çevrimi

Şekil 1.5 klasik çevrime bir AKSE (aşırı kızdırma soğutma eşanjörü) ilavesiyle elde edilmiştir. AKSE içindeki ısı değişimi, AKSE içine giren sıvının az miktardaki soğumasıyla ortaya çıkan ısının evaporatörden ayrılan aşırı kızmış buharı ısıtması ile sağlanır. R13B1/R152a karışımı kullanan bir deney düzeneği Cooper tarafından denenmiş ve düşük çevre sıcaklıklarında R22 soğutkanında bir kapasite artışı sağlanmıştır (Cooper 1988).



Şekil 1.5. Cooper Tarafından Dizayn Edilen Sistem

Şekil 1.6. alçak basınç tarafında tek-kademeli bir distilasyon sisteminin şemasını göstermektedir. Sistem, sıvının, yüksek basınç resiverinden akümülatöre akmasını kontrol için kullanılan aktif kontrol valfini içermektedir. Akümülatör boş olduğu zaman, soğutkanın tamamı iş yapan akımda bulunmaktadır; bu ise başlangıçta doldurulan bileşene eşit konsantrasyonuna sahip olan iş akışkanıdır. Eğer şarjın bir miktarı akümülatöre gönderilirse, iş akışkanı çabuk buharlaşan bileşence zenginleştirilebilir (bu ise daha yüksek kapasite sağlar). Bu, bir miktar akışkanın akümülatöre geçmesini sağlayacak şekilde, evaporatörü taşımak suretiyle gerçekleşir. Bu sıvı, buhar fazı ile dengede (veya denge haline yakın) olacağı için, geç buharlaşan bileşen oranı yüksek olacaktır. Yüksek basınç tarafı resiveri ve büyük bir akümülatörün varlığı, konsantrasyon değişiminin şekil 1.4 ve şekil 1.5 deki çevrimlerden daha yüksek olmasını sağlar. Görüldüğü gibi, bu çevrim, ayrılmış bir evaporatör ve sıvı ön soğutucu kullanımını içerir. Akümülatörde depolanan sıvının kaynama miktarındaki artış, sıvı resivere geri döndüğü zamandaki geçici periyot esnasında ikinci evaporatör ile sağlanır (Vakil 1981).

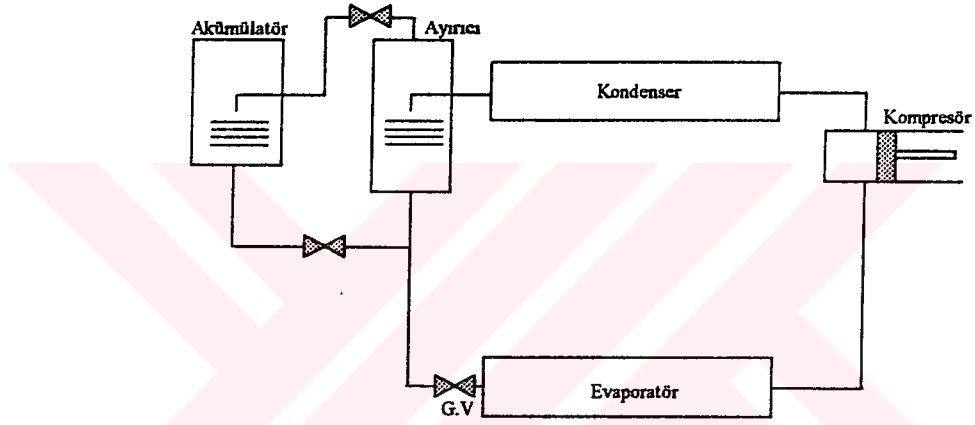


Şekil 1.6. Çoklu Evaporatörlü Sistem

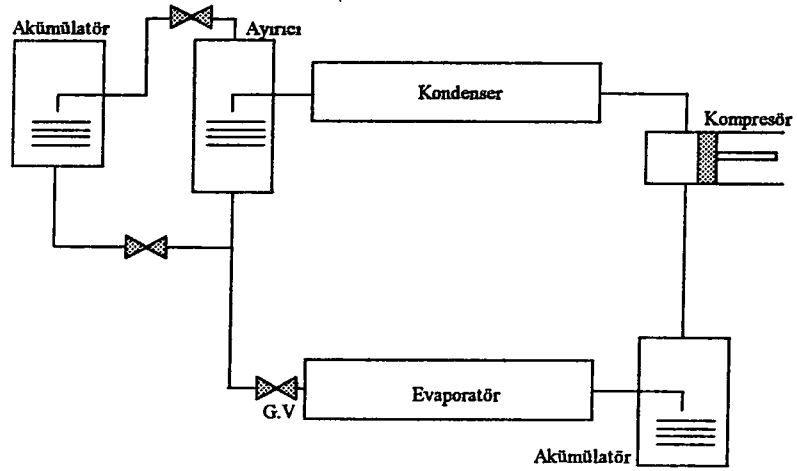
Şekil 1.7 konsantrasyon kontrolü için tek kademeli ayırma elde etmenin alternatif bir yöntemini göstermektedir. Bu yaklaşımda, buhar, eksik yoğuşma periyodu esnasında, yüksek basınç tarafındaki akümülatörde yoğuşur ve depolanır. Depolanmış sıvı (gerçek olarak ayırıcıdan transfer edilen) çok buharlaşan akışkanca zengindir. Bu nedenle, transfer, ünitenin

kapasitesini azaltmak için yapılır. Alt taraftaki valfin açılması ile depolanmış soğutkan, tekrar devreye ilave edilir ve kapasite artar. Separatör ayrıca, depolama kabı olarak iş görür (Vakil 1983).

Şekil 1.8 iki kademeli distilasyonlu bir sistemi göstermektedir (Vakil 1983). Bu sistem, şekil 1.6 ve 1.7’de gösterilen sistemlerin basit bir bileşimidir. İki akümülatörün kullanımı, şekil 1.6 ve 1.7’deki sistemler tarafından sağlanandan daha büyük bir konsantrasyon değişim yeteneği sağlar. Bu özel konfigürasyonda, separatör depolama kabı olarak iş yapmaz, çünkü iki akümülatör bu işi görür (Vakil 1983).



Şekil 1.7. Konsantrasyon Kontrollü Tek kademeli Isı Pompası Çevrimi

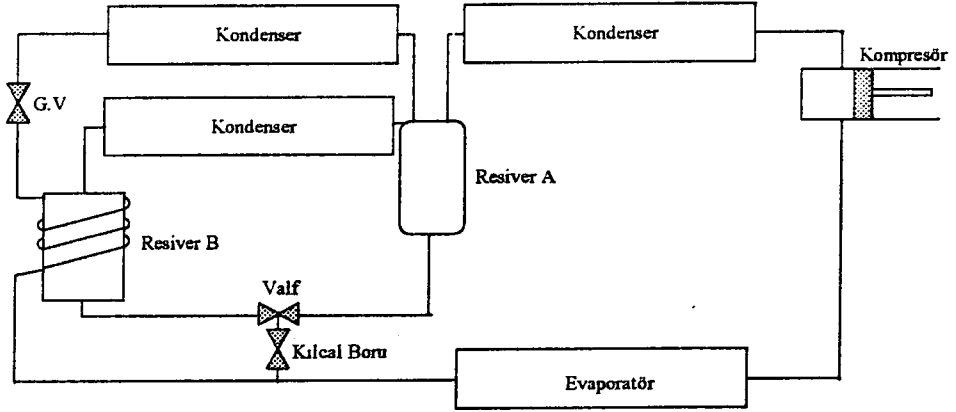


Şekil 1.8. İki Kademeli Distilasyon Sistemi

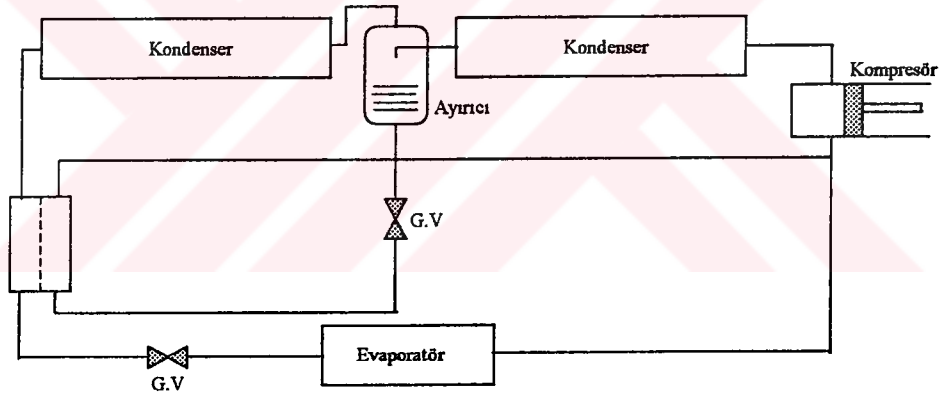
Şekil 1.9 yüksek basınç tarafında iki resiver ve bir split kondenser bulunduran birleşik bir distilasyon sistemidir. Çalışmanın bir durumunda, B resiveri bir kılcal boru vasıtasıyla düşük basınç tarafına birleştirilirken, A resiveri sistemden izole edilir. İlk kondenserden ayrılan buhar, ikinci kondenser ve B resiverinde (ikinci kondenser ve genişleme valfinden geçen düşük basınçlı soğutkan ile soğutularak) sıvılaştırılırken, geç buharlaşan (yüksek kaynama noktalı) bileşen A resiverinde toplanır; bu ise, ikinci kondenseri terk eden ve genişleme valfinden geçen alçak basınçlı soğutkan ile soğutulur. B resiverinde yoğunlaşan akışkan kılcal boru içinden geçer ve evaporatöre giderken geri kalan akışkanla birleşir. Sistem kompleks olmasına rağmen, çalışmanın bu şeklinin net etkisi, yüksek basınç tarafında geç buharlaşan bileşeni tek aşamada ayırmanın gerçekleştirilebilmesidir; böylece kapasite artar. Bileşimde bir değişim, B resiverini izole ederek ve A resiverini kılcal boru vasıtasıyla sisteme bağlayarak elde edilir. B resiveri, ilk kondenserden ayrılan çok buharlaşan fazla dolarken (bu kondenser sıvılaştırır ve depolar), A resiveri depolanan akışkanı boşaltır. Depolamanın olduğu durum nedeniyle, net etki, tek ve iki kademeli distilasyon sistemi ile elde edilenin arasında bir ayrışma derecesi elde edilmesidir. Sistemin avantajı, bileşimi çok çabuk değiştirebilme yeteneğidir; dezavantajı ise üç kondenser ve iki genişleme cihazının gerekli olmasıdır (Greswick 1984).

Şekil 1.10 bir separatörlü split kondenserli ısı pompası çevrimini göstermektedir. Bu sistem, iş akışkanının bir kısmının ayrılmasına imkan verir, bu akışkan genişletilir ve kalan diğer akışkanı aşırı soğutmak için kullanılır. Separatörde ayrılan akışkan geç buharlaşan bileşence zengindir. Bu akışkan, evaporatörü bypass ettiği için, evaporatörün yüküne doğrudan bir katkı yapmaz. Diğer taraftan evaporatöre giren sıvı, çabuk buharlaşan bileşence zengindir ve AKSE'de gerçekleştirilen aşırı soğutma sayesinde de düşük kuruluk derecesinde olacaktır. Bu nedenle, çevrim düzenlemesi, sıvı aşırı soğutmasını gerçekleştirdiği gibi az bir miktar konsantrasyon değişimini de gerçekleştirir. İlave aşırı soğutma, evaporatörün biraz daha yüksek basınçta çalışmasına imkan verir; böylece kompresör içinde akışkan debisi ve gaz yoğunluğu artar. Tipik olarak, iş akışkanının %15 – 20 gibi belli bir kısmı bypass edilir (Radermacher 1984).





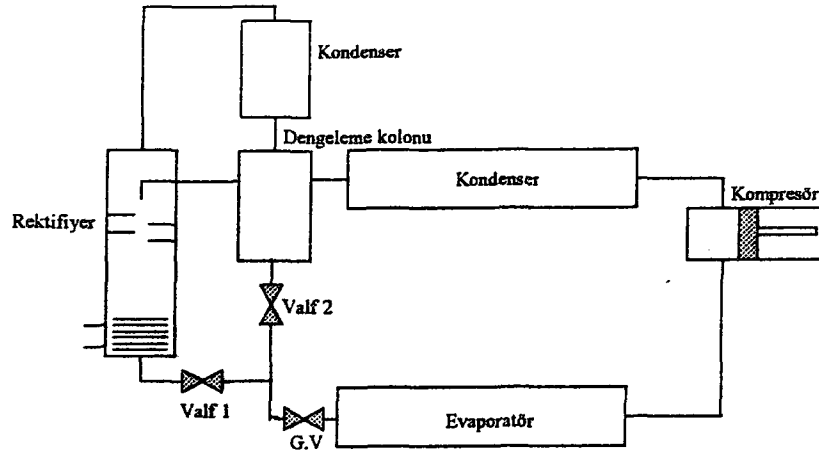
Şekil 1.9. Birleşik Distilasyon Sistemi



Şekil 1.10. Seperatör ile Bölünmüş Kondensör Bulunduran Isı Pompası Sistemi

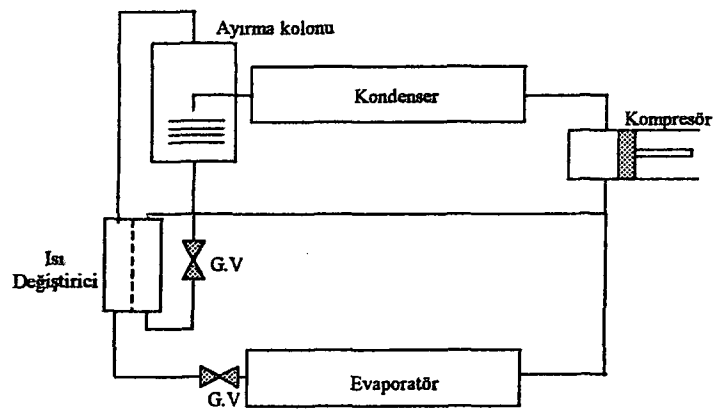
Şekil 1.11 soğutkan ayrışmasındaki son düzenlemedir. Schwind tarafından önerilen bu sistem, bir elektrikli ısıtıcı bir rektifiyer kolonunu kullanır. Kapasitenin artması için birinci valf kapatılır, ikinci valf açılır ve ısıtma elemanı devresi açılır. Karışımdaki düşük kaynama noktasına sahip bileşen buharlaşır ve üst kondenserdeki iş akışkanına karışır. Temel olarak, özel bileşenlerin herhangi bir istenen derecesi rektifiyere verilen ısının kontrolü ile

gerçekleştirilebilir. Kapasiteyi azaltmak için birinci valf açılarak yüksek kaynama noktasına sahip bileşen iş akışkanına karıştırılır (Jakobs and Kruse 1987).



Şekil 1.11. Elektrik Isıtıcısı ve Dengeleme Kolonu Bulunduran Sistem

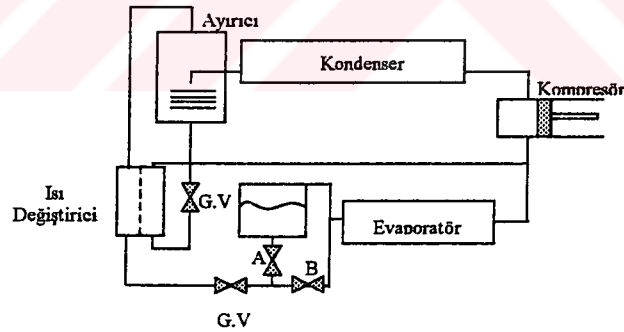
Şekil 1.12 deki kaskad sistemi, temel güçlüğün kompresör boyunca yüksek sıcaklığa çıkma olduğu düşük sıcaklıklı soğutma sistemlerinde kullanılmıştır. Bu sistemde, soğutkan, yalnız kondenserde kısmen yoğunlaştırılır. Separatörden ayrılan yüksek kaynama noktasına sahip bileşen geri döndürülür ve (son kondenser olarak da adlandırılan) ısı değiştiricide yoğunlaşmayı tamamlamak üzere kullanılır (Stoecker 1978).



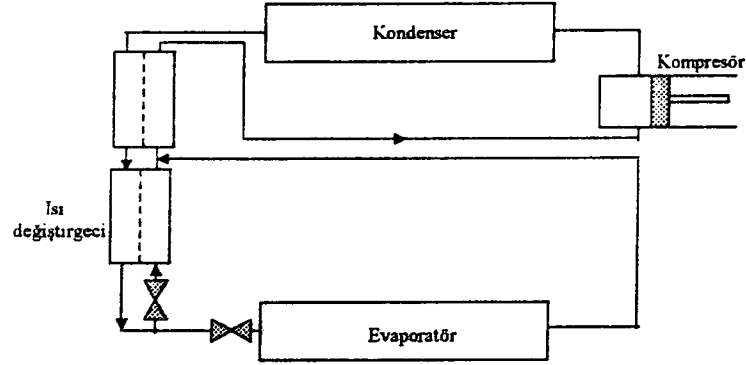
Şekil 1.12. Kaskad Sistemi

Stoecker tarafından önerilen kaskad sisteminde (şekil 1.13) genişleme elemanı ile evaporatör arasındaki düşük basınç hattına bir depolama haznesi ilave edilmiştir. Bileşim değişimi, separator ve düşük basınç deposu arasındaki akışkanın ayrılması ile gerçekleştirilir. Bu sistemde, separator, depolanan akışkanı içerebilmek için büyütülmüştür. Separatorde depolanan sıvı, geç buharlaşan bileşence zengindir; bu nedenle, kapasite, iş akışkanının yüksek buharlaşma özelliğinden dolayı artar. Kapasiteyi azaltmak için ise sıvının, A ve B valflerinin ayarlanması ile alt resiverde toplanması sağlanır. Sistem çalışmasının net etkisi, tek basamaklı ayırma oluşturmaktır (Stoecker 1978).

Şekil 1.14'de iki kademeli aşırı soğutma gösterilmiştir. Alt ısı değiştiricide, aşırı soğutulmuş sıvının bir kısmı sol taraftaki en çok kullanılan genişleme elemanında tekrar genişletilerek kullanılır. Üst değiştiricide ise sıvı aşırı soğutmanın ilk kademesi için evaporatörden ayrılan buhar kullanılır. İş yapan akışkanın tümü evaporatörden geçmez; çünkü bir kısım akışkan (kabaca %10) aşırı soğutma elde etmek için kullanılır. Sağlanan fayda, evaporatör basınç seviyesinde oluşan artış ve evaporatöre girişteki buhar kuruluk derecesinde oluşan azalmadır. (Royey 1986).

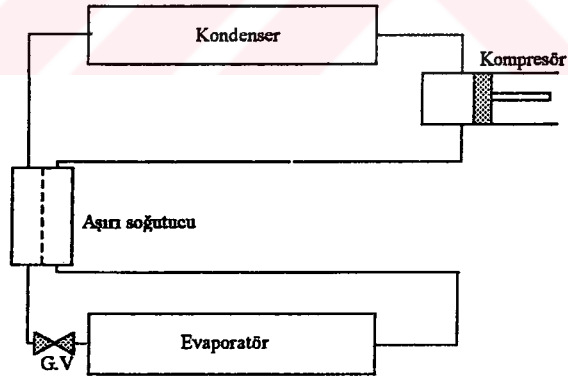


Şekil 1.13. Tek Kademeli Distilasyonlu Kaskad Sistemi



**Şekil 1.14. İki Adet AKSE Bulunduran Sistem**

Şekil 1.15 sıvı aşırı soğutma için olan son konsepttir. Burada buharlaşmanın bir kısmı evaporatörde gerçekleşir, geri kalanı ise sıvı aşırı soğutucuda tamamlanır. Bu, iki-fazlı soğutmayı kullanan tüm aşırı-soğutma konseptlerinin en basitidir. İlk bakışta, eksik buharlaşma düşük evaporatör yükü oluşturacak gibi görünmesine rağmen, evaporatöre giren soğutkanın kuruluk derecesi aşırı soğutma ile azalır. İlâveten, evaporatörün basınç seviyesi artar. Net etki, daha yüksek kapasite ve azalan tersinmezliklerdir (Vakil 1983).



**Şekil 1.15. Sıvı AKSE Bulunduran Sistem**

Bu çalışmada deneyler, R134a/R22 soğutkan çiftlerinin oluşturduğu zeotropik soğutkan karışımlarının kullanıldığı buhar sıkıştırmalı ısı pompasında COP ve ekserjetik verim üzerine

çeşitli parametrelerin etkilerini incelemek ve bu parametrelerin optimum şartlarının belirlenmesi amacıyla yapılmıştır. Daha önce yapılan çalışmalarda etkin oldukları belirtilen ve laboratuvar imkanlarımıza uygun olan karışım oranı, kaynak sıcaklığı, kondensör soğutma suyu debisi ve soğutma kulesi hava debisi parametre olarak belirlenmiştir. Değişik debilerde çalışmak için soğutma kulesinin hava fanı girişine 3 kademeli bir klape yerleştirilmiş, hava fanının çıkışında debiyi ölçmek için bir orifis metre takılmış, ve böylece 3 değişik debide çalışılmıştır.



## 2. KURAMSAL TEMELLER

Bu bölümde ısı pompalarının genel tanımı yapılmış, soğutkan karışımlarının ısı pompasında kullanımı ve ısı pompalarının termodinamiği ile ilgili bilgi verilmiştir.

### 2.1. Isı Pompaları

18. yüzyılda Sadi Carnot tarafından mekanik buhar sıkıştırma soğutma çevrimi teorisinin temel prensipleri ortaya atılmış ve 1850'de Lord Kelvin'in, soğutma cihazlarının, ısıtma amacıyla kullanılabilirliğini teklif etmesi ile ısı pompası kavramı ortaya çıkmıştır. Kelvin, iş yapan akışkan olarak havayı kullanmak suretiyle bir ısı pompası yapmıştır.

Isı pompası düşük sıcaklıktaki bir ortamda bulunan ekonomik değeri olmayan ısıyı, kullanılmak üzere daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama pompalayan ve bu işi yaparken pompaladığı 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 sıkıştırma ve termoelektrik ısı pompaları olarak sınıflandırılmaktadır. Buhar sıkıştırma ısı pompaları ise, dışarıdan kendisine iş verilen kompresörlerin tahrikinde kullanılan kuvvet makinalarına göre adlandırılabilir: (i)- elektrik ısı pompaları, (ii)- gaz ısı pompaları, ve (iii)- diesel ısı pompaları.

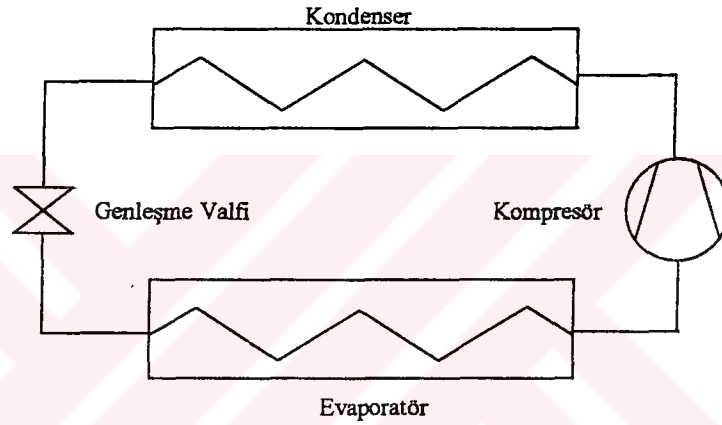
Isı pompaları, ısı kaynaklarına göre; hava, toprak, yerüstü suları, yeraltı suları, güneş enerjisi, jeotermal enerji, atık ısı kaynaklarını kullanan ısı pompaları olarak sınıflandırılır.

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

### 2.1.1. Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompaları

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

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



Şekil 2.1. Isı pompası prensip şeması

#### 2.1.1.1. Kompresörler

Kompresörler, evaporatörlerden emiş borusuna gelen düşük basınç ve düşük sıcaklıkta gaz halindeki soğutkanı emerek sıvılaştırma sıcaklığına kadar sıkıştırmak ve yüksek basınçta kızgın gaz halinde kondensere basmak amacıyla kullanılırlar (Meriç 1990).

Isı pompası tesisinin büyüklüğüne göre çeşitli kompresörler kullanılır. Bu kompresörleri beş ana grupta toplamak mümkündür (Dağsöz 1990):

- Pistonlu kompresörler

- Rotatif kompresörler
- Türbo kompresörler
- Hermetik kompresörler
- Vidalı kompresörler

**Pistonlu kompresörler:** Soğutma ve ısı pompası uygulamalarında en yaygın ve en geniş kullanılan kompresörlerdir. Tek veya çok silindirli olarak imal edilirler ve oldukça yüksek sıkıştırma oranları vardır. Yaklaşık 700 000 kcal/h kapasiteye kadar imal edilmektedirler (Meriç 1990). Pistonlu kompresörlerin çeşitli avantaj ve dezavantajları şöyle sıralanabilir (Dağsöz 1990):

Avantajları:

- Pistonlu kompresörler her çeşit motorla tahrik olabirler,
- Devir sayısı, kayış kasnak ve benzeri sistemlerle değiştirilebilir,
- Motor üzerinden kısa devre olarak devrede kilitlenme olmaz,
- Tahrik motoru arıza yapınca hemen değiştirilerek çalışma aksatılmaz,
- İmalat kaliteleri çok iyidir.

Dezavantajları:

- Hermetik kompresörlere göre daha pahalıdır.
- Soğutma devresinde motorun ısı kayıpları geri kazanılamaz. Bu durum, özellikle ısı pompaları için önemli bir faktördür.
- Sıvı darbelerine karşı diğer kompresörlere göre daha az mukavimdirler.
- Soğutucu akışkan kaçaqları meydana gelir ve bu, çok önemli bir mahzurdur.

**Rotatif kompresörler:** Pistonlu kompresörlerde olduğu gibi rotatif kompresörler de sıkıştırma makinalarıdır, fakat gidip gelme hareketi yerine dönen bir pistonu vardır. Sık görülen imalat şekilleri; dönel pistonlu, worm (kurt) pistonlu ve revolving pistonlu kompresörlerdir. Yüksek sıkıştırma oranının gerekmediği, az miktarda gaz emilmesi gereken sistemlerde kullanılırlar. Sessiz çalışmalarına ve az yer işgal etmelerine rağmen imalattaki hassas işçilik ve yağlama zorluğu ile yüksek basınçlardaki kaçaqlar dezavantajları olarak sıralanabilir (Yazar 1992).



**Türbo kompresörler:** Türbo kompresörlerin çalışma prensibi yüksek basınçlı radyal fanların aynısıdır. Pistonlu ve rotatif kompresörlerden farkı, pozitif sıkıştırma yerine santrifüj kuvvetlerden yararlanarak sıkıştırma yapmasıdır (Meriç 1990). Aerodinamik uygun tasarımı bir türbin, yüksek devirde döner. Soğutkan buharını merkezden emer ve merkezkaç kuvvet ile yüksek hıza ulaştırır. Rotor yuvasında hareket enerjisi (dinamik basınç) statik basınç enerjisine dönüşür. Bu, rotor yuvasının genişletilmiş olması ile sağlanır. Türbo kompresörler, oldukça düşük sıkıştırma oranına fakat büyük hacimsel debiye sahiptir.

**Avantajları:**

- Titreşim yoktur,
- Gaz akışı süreklidir,
- Devreye yağ kaçağı olmaz,
- %20 ile %100 arasında güç ayarı yapılabilir,
- İmalat kaliteleri iyidir.
- Komplike değildir.

**Dezavantajları:**

- Sıkıştırma oranı düşüktür,
- Çok yüksek güçler için uygun değildir,
- Motor tarafından açığa çıkarılan ısının geri kazanımı mümkün değildir (Dağsöz 1990).

**Hermetik kompresörler:** Küçük soğutma tesisleri, klima tesisleri ile soğutma vagon ve kasalarında tercih edilirler. Hermetik kompresörleri iki gruba ayırmak mümkündür:

- Tam hermetik kompresörler
- Yarı hermetik kompresörler

**Tam Hermetik Kompresörler:** Aynı zamanda kapsül kompresör olarak da bilinirler. Tahrik motoru ile birlikte kaynaklı ve sızdırmaz gövde içinde bulunurlar. Arıza halinde, genel olarak bütün cihaz değiştirilir. Bu kompresörler, büyük miktarlarda, düşük ve çok düşük kapasitelerde oldukça ucuz olarak imal edilirler.

**Avantajları:**

- Fiyatları daha düşüktür.
- Tahrik motoru ile kompresör aynı kapalı kap içinde buldukları için motorun ısı kayıpları tamamen sistem içinde kalır ve ısı pompası olarak sistemin verimi artar,
- Daha az yer kaplarlar.

Dezavantajları:

- Elektrik motorunun soğutucu akışkan devresi içinde bulunması nedeniyle sargıların kimyasal olarak etkilenmesi söz konusudur.
- Performansları düşüktür (Dağsöz 1990).

**Yarı Hermetik Kompresörler:** Bu tip kompresörde de motor ve kompresör aynı gövde içine monte edilmişlerdir. Motor da soğutucu buharı ile soğutulur. Bu tip ile tam hermetik kompresör arasındaki tek fark, gövdenin tamamen kaynaklı değil vidalı kapaklı olarak imal edilmiş olmasıdır. Bu nedenle arıza halinde yerinde açılarak tamir edilebilir. Ancak daha pahalı ve sıvı darbelerine karşı daha az mukavimdirler.

**Vidalı Kompresörler:** Vidalı kompresörler su/su ısı pompalarında tercih edilirler ve 40 000 ile 450 000 kcal/h kondenser kapasiteleri için uygundur. İki adet helikoidal vida arasında emilen gaz akışkan diğer tarafa basılır.

Avantajları:

- Verim yüksektir,
- Titreşim ve gürültü yoktur,
- Gaz akışı süreklidir,
- %15 ile %100 arasında güç ayarı yapılabilir,
- Kompresör verimi yüksektir,
- Parçalar arasında aşınma yoktur.

Dezavantajları :

- Fiyatları oldukça yüksektir,
- Enerji tüketimleri fazladır,
- Motor kayıplarının geri kazanılması mümkün değildir (Dağsöz 1990).

### 2.1.1.2. Kondenserler

Kompresörün bastığı yüksek basınç ve sıcaklıktaki gaz halindeki soğutkanı, ısı vererek, tekrar sıvı haldeki soğutkan hale çevirir. Uygulamada 3 tip kondenser vardır:

- Hava soğutmalı,
- Su soğutmalı,
- Karma.

Hava soğutmalı kondenserler ya zorlanmış ya da doğal dolaşımli olarak imal edilirler. Zorlanmış dolaşımlilarda aspiratör veya vantilatörlerden yararlanılır. Doğal dolaşımlilarda ise kondenser yüzeyi geniş tutulur. Ayrıca her iki durumda da ısı geçiş yüzeyini artırmak için borular üzerine çeşitli formlarda kanatlar kaynak edilir. Hava soğutmalı kondenserler, oldukça büyük olmaları ve yüksek hava hızları nedeni ile çoğunlukla bina dışına yerleştirilirler, ve bu kondenserler, güneş radyasyonuna maruz bırakılmamalıdır.

Su soğutmalı kondenserlerde, sıvılaştan soğutkanın ısısu tarafından alınır. 4 değişik tipte imal edilirler:

- İçten su akımlı kondenserler,
- Dıştan su akımlı kondenserler,
- Gövde tipi kondenserler.
- Karma kondenserler (Ersoydan 1983).

Su ile temasta olan kondenserler genellikle bakırdan yapılır. Bununla birlikte bakır nikel alaşımları, pirinç, bronz, veya salamura durumunda çelik de kullanılır.

### 2.1.1.3. Genleşme Valfi

Sıvı soğutkan deposundaki sıvıyı, evaporatöre azar azar gönderen genleşme valfi, sistemdeki yüksek basınç bölgesi ile alçak basınç bölgesini ayıran noktalardan birisidir. Kondenserde sıvılaştan 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 genişleme valfleri şunlardır:

- Elle çalışan genişleme valfi,
- Alçak basınçlı şamandıralı valf,
- Yüksek basınçlı şamandıralı valf,
- Otomatik genişleme valfi,
- Termostatik genişleme valfi,
- Kılcal boru

**Elle çalışan genişleme valfi:** Soğutkana dayanıklı sızdırmazlık malzemesi kullanılmış, el ile çalışan herhangi bir valf pratik olarak genişleme ünitesi olarak kullanılabilir. Bununla birlikte düşük dış toleranslı iğne valfin kullanılması tercih edilir. El ile çalışan genişleme valfleri pratik olarak sabit yüklü büyük sistemlerde tercihen kullanılırlar. Ancak yük değişimleri halinde valfin pozisyonunu düzenleyecek bir operatör gereklidir.

**Alçak basınçlı şamandıralı valf:** Şamandıra, valfin alçak basınç tarafına monte edilmiştir ve evaporatörde soğutkan seviyesini ayarlamak için kullanılırlar. Çok iyi bir kontrol sağlar ve basitliği sebebiyle pratik olarak hata yapmaz. Ek olarak da her türlü soğutkan için kullanılırlar. Bu nedenle alçak basınçlı şamandıra, ıslak sistemler için en iyi besleme ünitesi olarak kabul edilirler.

**Yüksek basınçlı şamandıralı valf:** Bu valfte, şamandıra sistemin yüksek basınç tarafına monte edilmiştir ve yüksek basınçlı sıvı ile ayarlanır. Bu valfler, soğutkan miktarının önemli rol oynadığı sistemlerde kullanılır ve evaporatöre ancak aynı zamanda kondenserde sıvılaştıran soğutkan kadar soğutkan gönderir.

**Otomatik genişleme valfi:** Otomatik genişleme valfinin görevi, evaporatör içindeki basıncı kullanarak evaporatör içinde sabit basınç sağlamaktır. Evaporatör içindeki basınç yükselir

ise evaporatöre giren sıvı soğutkan miktarını azaltmak için valf kapanır; evaporatör basıncı istenen değerden düşük ise evaporatöre giren sıvı soğutkan miktarını artırmak için valf açılır. Böylece, evaporatör içindeki basınç sabit kaldığından buharlaşma sıcaklığı da sabit kalır. Bu valfler, ani yük değişiklikleri olan sistemler için uygun değildir, ve nispeten düşük yük değişikliklerinin olabileceği sistemlerde kullanılırlar.

**Termostatik genişleme valfi:** En çok kullanılan genişleme elemanıdır ve evaporatör çıkışındaki gazın sıcaklığına bağlı olarak valf kapanır veya açılır. Bu tip valf, buharlaşma işleminin başlangıcı ve bitişi arasında ayarlanabilen bir sıcaklık farkını kontrol eder. Bu kontrol ünitesinin hissedicisi, evaporatör çıkışına monte edilmiştir. Esas olarak kontrol ünitesinin görevi, evaporatöre ancak buharlaştırabileceği kadar soğutkan göndermektir. Bu valf, genel olarak kuru evaporatörler için kullanılır.

**Kılcal boru:** Kılcal boru en basit ve en az arıza yapan genişleme ünitesidir. Bununla beraber uygulama alanı sınırlıdır. Önceden belirlenmiş net soğutkan miktarları için imal edilirler ve belirli basınç düşümü sağlarlar. Genellikle 0.4–2 mm iç çapında ve 2m'ye kadar uzunlukta spiral olarak demetlenmiş bakır borudan oluşurlar. Kılcal boruyu tıkanmaktan korumak üzere kılcal boru girişine genellikle tel filtre konulur.

#### 2.1.1.4. Evaporatörler

Genleşme valfinden basıncı düşerek geçen sıvı soğutkan, evaporatöre girer. Basıncı düşmüş olan sıvı soğutkan, evaporatör vasıtasıyla çevresindeki ısıyı kendi üzerine alarak buharlaşır. Dolayısıyla etrafının soğumasına sebep olur. Soğutulacak cisimlerin ısıları, hava veya direkt temas yoluyla evaporatör içindeki soğutkana geçerek onun buharlaşmasına sebep olur. Buharlaşan soğutkan, evaporatörden kompresör yardımıyla emilerek dolaşıma devam eder.

Sıvıların soğutulmasında kullanılan evaporatörleri,

- Borulu evaporatörler
- Boru demetli evaporatörler

- Levhali evaporatörler
- İç içe borulu evaporatörler

olmak üzere dört kısımda toplamak mümkündür. Evaporatörleri içindeki soğutucu akışkanın sıvı veya gaz halde olmasına göre kuru ve yaş evaporatörler olmak üzere sınıflandırmak da mümkündür.

Isı pompası ya da soğutma sistemlerinde bu dört ana eleman dışında kullanılan yardımcı elemanlar da vardır. Bu elemanların bazıları şunlardır: sıvı deposu, yağ ayırıcı, gözetleme camı, solenoid valf, elektrik kumanda tablosu v.s.

## 2.2. Isı Pompalarında Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

### 2.2.1. Soğutucu Akışkanlar

Bugün kullanılmakta olan ısı pompaları ya da soğutma makinalarının birçoğu, bir sıvının buharlaşması esnasında çevresinden aldığı gizli ısıdan yararlanmaktadır. Yeterli derecede düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen bir sıvı, soğutma maksadıyla kullanılabilir. En çok kullanılan soğutkan grupları şunlardır: inorganik bileşikler, hidrokarbonlar, halojenli hidrokarbonlar. Bunların yanı sıra alkol, esterler ve az önemli olan başka akışkanlar da vardır. Soğutucu akışkanlar, *tekil ürünlerden oluşan soğutucu akışkanlar* ve *tekil ürün karışımlarından oluşan soğutucu akışkanlar* olmak üzere iki temel gruba ayrılırlar.

**Tekil Ürünlerden Oluşan Soğutucu Akışkanlar:** Bunlara ilişkin gruplar kısaca şöyle özetlenebilir:

- (1) Kriyojenler: Helyum (He), Hidrojen (H<sub>2</sub>), Azot (N<sub>2</sub>) ve Oksijen (O<sub>2</sub>) gibi kaynama/buharlaşma ve yoğuşma/sıvılaşma sıcaklıkları son derece düşük olan ve normal ya da standart koşullarda gaz halinde bulunan maddeler *Kriyojenler* olarak adlandırılırlar.
- (2) İnorganik Nitelikli Soğutucu Akışkanlar: Amonyak (NH<sub>3</sub>), Karbondioksit (CO<sub>2</sub>), Kükürtdioksit (SO<sub>2</sub>) ve Su (H<sub>2</sub>O) gibi bütünleşik nitelikli olmayan bireysel özellikli maddelerdir.

(3) Organik Nitelikli Soğutucu Akışkanlar: Grup özelliğine sahip bütünleşik nitelikli ürünlerdir. Karbon ve hidrojen bileşkeleri niteliğinde bulunmaları nedeniyle *karbürler* ve *hidrokarbürler* ya da *hidrokarbonlar* genel adıyla tanımlanırlar. Bu akışkanlar, çevre sağlığı açısından üç temel gruba ayrılırlar:

(i)- *CFC Sınıfına Giren Kloroflüorokarbürler*: Bu karbürlerde karbon ve flüor elementlerinden başka yalnızca klor elementi bulunur. Molekül yapısında klor elementinin bulunması nedeniyle çevre sağlığı bakımından en fazla sakıncalı olan soğutucu akışkanlar bunlardır. En eski ve en tanınmış olanı R12 sembolüyle gösterilen  $CCl_2F_2$  kimyasal formüllü diklorodiflüorometan'dır. Ayrıca R11, R13, R114 ve R115 soğutucu akışkanları da bu gruba dahildirler.

(ii)- *HCFC Sınıfına Giren Hidrokloroflüorokarbürler*: Molekül yapısında hidrojen elementinin bulunması nedeniyle bu tip ürünler karbürler olarak değil de *hidrokarbürler* olarak adlandırılır. Bu hidrokarbürlerde hidrojen, karbon ve flüor elementinin yanı sıra klor elementi de bulunur ve bu klor elementinin varlığı nedeniyle CFC'ler kadar olmasa da bu sınıfa giren akışkanlar da çevre sağlığı bakımından sakıncalıdır. Ancak bu tip soğutucu akışkanlar henüz tümüyle yasaklanmış değildir ve bu akışkanların kullanımı uzunca bir süre devam edecek görünmektedir. Bu akışkan sınıfının en tanınmış olanı R22'dir. R21, R123, R124, R141b ve R142b soğutucu akışkanları da bu gruptandır.

(iii)- *HFC Sınıfına Giren Hidroflüorokarbürler*: Molekül yapısında karbon ve flüor elementlerinin yanı sıra hidrojen elementinin de bulunması nedeniyle hidrokarbürler sınıfına girmekle birlikte organik nitelikli bütünleşik yapılı olan bu hidrokarbürlerin kapsamında klor elementi bulunmamaktadır. Çevre sağlığına aykırı değildir. Geleceğin akışkanları olarak önerilirler. R23, R32, R125, R134a, R143a ve R152a soğutucu akışkanları bu gruba girerler.

**Tekil Ürün Karışımlarından Oluşan Soğutucu Akışkanlar:** Birden fazla sayıda tekil ürünün birbirlerine karıştırılması yoluyla oluşturulan soğutkanların başlıca iki kategoride sınıflandırılma olanağı vardır: (i)- zeotropik soğutkan karışımları, (ii)- azeotropik soğutkan karışımları.

(1) Zeotropik Soğutkan Karışımları: Bu tip karışımlarda birbirleriyle termodinamiksel denge halinde bulunan doymuş sıvı ve doymuş buhar fazlarının bileşimleri birbirlerinden farklıdır. Bundan dolayı sabit basınç etkisi altında gerçekleşen buharlaşma ve yoğunlaşma proseslerinin

sabit sıcaklık koşullarında oluşmaması söz konusudur. Zeotropik karışımlarda sabit bir kaynama/buharlaşma sıcaklığından bahsedilebilmesi mümkün değildir. Bu sıcaklık ilgili prosesler süresince sürekli olarak değişime uğrar. Zeotropik soğutkan karışımları genellikle iki veya üç bileşenli olabilir. Örneğin, R401A zeotropik soğutkanı R124, R152a ve R22 soğutkanlarının karışımlarından oluşur.

(2) 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 yoğunlaşma 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, R12 ile R152a'nın belli kütle oranında oluşan R500 verilebilir.

Saf soğutkanlar, düşük sıcaklıktaki uygulamalarda kullanılan akışkanlar olarak göz önünde bulundurulurlar. Fakat bazen yüksek sıcaklıklarla ilgili tesislerde de kullanılabilirler. Bazı soğutucu akışkanlar ve karakteristik özellikleri Çizelge 2.1'de gösterilmiştir (Devotta *et al.* 1993, Devotta *et al.* 1994, Korun 1995).

**Çizelge 2.1** Bazı soğutucu akışkanlar ve karakteristik özellikleri

Soğutkan Numarası	Kimyasal Formülü	Donma Noktası	Kaynama Noktası	Kritik Sıcaklık	Kritik Basınç
R 12	CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	-157.78	- 29.78	112.0	41.17
R 22	CHF <sub>2</sub> Cl	-160.00	- 40.80	96.0	49.70
R 114	C <sub>2</sub> F <sub>4</sub> Cl <sub>2</sub>	- 93.80	3.80	145.7	32.60
R-134a	C <sub>2</sub> F <sub>3</sub> CH <sub>2</sub>	-96.60	-26.16	101.1	40.67
R-152a	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> CH	-117.00	-25.00	113.5	44.92
R 717	NH <sub>3</sub>	- 77.80	-33.30	133.0	114.30
R 718	H <sub>2</sub> O	0.00	100.00	374.2	221.10

Isı pompalarının soğutma veya ısıtma tesislerindeki kullanımına göre bazı özelliklere sahip olmaları istenir (Aybers 1992). Soğutucu akışkanların genel özellikleri aşağıda belirtilmiştir:

- **Buharlaşma basıncı:** Sisteme hava sızmaması için atmosfer basıncından "az olmaması gerekir.

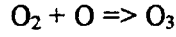
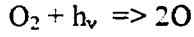


- **Buharlaşma sıcaklığı:** Ortamdan ısı olarak buharlaşabilmesi için ısı alacak ortam sıcaklığından 5-7 °C düşük olmalıdır.
- **Yoğuşma basıncı:** Kompresöre verilen işin artmaması için yüksek olmamalıdır. Aksi halde sistem elemanlarının basıncı dayanımlarını artırmak gerekir, bu da sistemin ilk kuruluş maliyetini artırır ve malzemeler kalınlaşacağından ısı geçiş kabiliyetini azaltır.
- **Yoğuşma sıcaklığı:** Yoğuşarak ortama ısı atabilmesi için ısı atılan ortam sıcaklığından 5-7 °C yüksek olmalıdır.
- **Kritik basıncı:** Güç sarfiyatının fazla olmaması için akışkan yoğuşma basıncı, kritik basınca yakın olmamalıdır.
- **Donma noktası:** Sistemde donma olmaması için, donma noktası, yoğuşma sıcaklığına yakın olmamalıdır.
- **Buharlaşma ve yoğuşma gizli ısıları:** Sabit sıcaklıkta buharlaşma ve yoğuşma sırasında ortamdan daha fazla ısı çekmesi ve ısı atması için yüksek olmalıdır.
- **Özgöl hacim:** Güç sarfiyatının fazla olmaması için gaz fazındayken düşük olmalıdır.
- **Viskozite:** Sürtünme kayıplarının az olması için gaz ve sıvı fazda viskozitesi düşük olmalıdır.
- **Korozyon etkisi:** Olmamalıdır.
- **ODP (Ozone Depletion Potential):** Minimum olmalıdır.

### 2.2.2. Soğutucu Akışkanların Zararları

Renksiz, keskin kokulu bir gaz olan ozon aynı zamanda oksijenin kimyasal bir kuzenidir. Oksijen, atmosferde; oksijen atomu (O), oksijen molekülü (O<sub>2</sub>) ve ozon (O<sub>3</sub>) olarak üç değişik biçimde bulunur ve ozon, normal oksijenden daha az kararlıdır.

Yüksek enerjiye sahip güneş ışınlarının normal oksijen moleküllerine (O<sub>2</sub>) çarpmasıyla ortaya çıkan oksijen atomlarının (O) diğer oksijen molekülleriyle (O<sub>2</sub>) birleşmesi sonucunda ozon (O<sub>3</sub>) meydana gelir:



$h\nu$  : 1300 ila 2025 Å arasındaki dalga boylarındaki bir foton.

Ozon, dünya yüzeyinden 15-45 km yukarıda stratosfer olarak bilinen yukarı atmosferin çok soğuk bir tabakasında saçılmış halde bulunur ve yaklaşık 20 km kalınlığındaki bu tabakaya ozon tabakası adı verilir. Tüm ozonun yaklaşık %90'ı en yüksek konsantrasyona yaklaşık 25 km yükseklikte ulaşır. Her 100.000 molekülde sadece bir tane olması ozonun seyrek bir gaz olduğunu açıklamaktadır. Eğer saf ozon dünya yüzeyine taşınıyorsa, hava basıncı ve sıcaklık şartlarıyla sıkıştırılan ozon yaklaşık 3 mm kalınlığında bir bant oluşturacaktı. Bu kadar az miktarda bulunmasına rağmen ozon yeryüzündeki biyolojik olaylarda başlıca rolü oynamaktadır.

Ozon tabakası dünya çevresinde eşit olarak dağılmamıştır. Dünya yüzeyi üzerinde herhangi bir yerdeki ozon miktarı; doğal olarak enlemle, mevsimlerle ve günden güne değişim gösterir. Normal şartlar altında ozon tabakası kutuplar üzerinde en kalın ve ekvator etrafında en incedir.

Stratosferdeki ozon ve oksijen, UV-B'nin çoğunu ve UV-C'nin tamamını yutarak dünya yüzeyindeki yaşamı korur. Eğer aksi söz konusu olsaydı tüm bu zararlı ışınlar dünya yüzeyine erişebileceklerdi.

Güneşten gelen UV-B ve UV-C ışınları stratosfere girdiklerinde, ozon ve oksijen molekülleriyle çarpışırlar. UV-B radyasyon sadece ozonu parçalamaya yetecek enerjiye sahipken, UV-C radyasyon ozon ve oksijen moleküllerini parçalamaya yetecek enerjiyi elinde bulundurur. Bu süreçler esnasında UV-B radyasyon salınır, çevreleyen atmosfer tarafından yutulur ve böylece dünya yüzeyine erişmesi önlenir. Bu reaksiyonlar esnasında ozon, stratosferdeki doğal bir dengenin sonucu olarak hem üretilir hem de yok edilir.

Atmosferdeki karbondioksit miktarının artışı, önemli bir problemi de beraberinde getirmektedir. Karbondioksitin görünür ışığa karşı geçirgenliği vardır, fakat kızıl-ötesi ışığı emer. Dünyanın güneşten aldığı enerji, çoğunlukla görünür ışık formundadır. Atmosferdeki karbondioksit, görünür ışığa karşı geçirgen olduğu için, enerji direkt olarak yeryüzüne ulaşır. Fakat yeryüzünden yansıyan ışık genelde kızıl-ötesi formundadır ve atmosferdeki karbondioksit tarafından emilir. Karbondioksit molekülü bu enerjiyi tutmaz ve bütün yönler olmak üzere tekrar yayar ve böylece, bir kısmını yeryüzüne geri göndermiş olur. Karbondioksitin etkisi, güneşten gelen enerjinin yeryüzüne ulaşmasını engellemek şeklinde değil, fakat bu enerjinin bir kısmının uzaya geri gitmesini önlemek şeklindedir. Bu sürece, *sera etkisi* denmektedir.

Klimalarda, buzdolaplarında, köpüklerde, yangın söndürücülerde, endüstriyel eriyiklerde ve bunlara benzer diğer ürünlerde sıkça kullanılan insan yapımı kimyasal bir aile olan kloroflorokarbon emisyonları (CFCs) toplam stratosferik ozon tükenmesinin %80'inden daha fazlasının nedenini açıklar. Halonlar, karbontetraklorid, metilkloroform, hidrokloroflorokarbonlar (HCFCs) ve metil bromür asidi tuzu da dahil olmak üzere diğer sentetik bileşenler de ozon tükenmesine yardım ederler.

Bütün bu kimyasal maddeler, geniş bir klor sınıfının ve endüstriyel halokarbonlar olarak bilinen bromür içeren bileşenlerin üyesidirler. Tüm bu endüstriyel halokarbonlar iki nedenle etkili ozon tüketicisidirler. Birincisi tepkin degillerdir ki, bunun anlamı aşağı atmosferde bozulmayarak stratosfere doğru sürüklenebilen çok kararlı kimyasal maddeler olmalarıdır. İkincisi ise, ozonu tahrip eden doğal reaksiyonlara yardım etmeleridir.

Dünya yüzeyinden atmosfere salınan pek çok kimyasal maddenin aksine endüstriyel halokarbonlar yeryüzüne yağmur ve karla birlikte geri dönmedikleri gibi diğer kimyasal maddelerle reaksiyona girmekle de tahrip edilmezler. Bunun anlamı da bu endüstriyel halokarbonların stratosfere sürüklenene kadar atmosferde 20 ila 120 yıl veya daha uzun bir süre bozulmadan kalabilmeleridir.

Bunlar stratosfere eriştiklerinde UV radyasyon bunları, klor (kloroflorokarbonlar, metilkloroform, karbontetraklorid'den) ve brom (halonlar, metil bromür tuzu'ndan) dan oluşan iki güçlü ozon tüketicisini açığa çıkarmak suretiyle parçalar. Klor ve bromun her ikisi de değiştirilmeden ve kendi kendilerini tahrip etmeksizin ozonu tahrip eden reaksiyonları canlandırır ve hızlandırır. Klor atomları ozona karşı doymak bilmez bir iştaha sahiptirler ve tek bir klor atomu 100.000 ozon molekülünü yok etme yeteneğine sahiptir. Brom da bu reaksiyonları hızlandırmaya yardım eder.

**Kloroflorokarbonlar (CFC)**, tüm ozon tüketen maddeler içerisinde en fazla kullanılandır. Zehirleyici olmamaları, yanıcı olmamaları, kararlı doğası, ısıyı emme etkinlikleri, onları 20. yüzyılda özellikle soğutucu alanında bir numaralı seçenek yaptı. Kullanım alanları; soğutucular, araba klimaları, köpük ürünleri, yalıtım maddeleri, mikroçipleri ve diğer elektronik aletleri temizlemek için çözücü, steril gaz karışımlarında bir bileşim maddesi, sprey kutularında ileri doğru itici gibi pekçok değişik ürün yelpazesini içermektedir.

**Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC)** da klor içerirler, fakat ozon tabakasına, yerlerine kullanılmak üzere geliştirildikleri kloroflorokarbonlardan daha az zarar vermektedirler. Onlar, kuvvetli ozon tüketicilerden ozona dost kimyasallara doğru uzanan zincirde geçici bir basamak sayılırlar. Genel olarak hidrokloroflorokarbonlar (HCFC), kloroflorokarbonların (CFC) ozon tüketme potansiyelinin %5'inin sadece %2'sine sahiptirler. En çok kullanılan hidrokloroflorokarbon (HCFC), tüm hidrokloroflorokarbon kullanımının %85'ini içeren HCFC-22'dir. HCFC-22 az zehirleyiciliğe ve az yanabilirliğe sahiptir ve enerji oranı yüksek bir soğutucudur. Kullanım alanları; ticari ve endüstriyel buzdolapları, klimalar, ısı pompaları, aerosol spreyler ve bazı köpük ürünleri olarak sıralanabilir. Atmosferdeki ömürleri 15 yıldır ve tüm dünyada kullanımdan kaldırılma tarihleri ise 2030 yılı olarak belirlenmiştir.

**Halonlar**, öncelikle yangın söndürmekte çok etkilidirler. Tortu bırakmazlar ve sıkça su veya diğer kimyasallarla tahrip edilebilen sanat eserleri gibi değerli şeyler veya hassas aletler için bir seçenektirler. Bütün uçaklar yangın kontrolü için halonlarla donatılırlar. Halonlar; genel

endüstri, ev ve ofis kullanımı kadar bilgisayar ve elektronik donanım malzemeleri, müzeler, gemiler ve tanklar için de yangından korunmayı sağlarlar.

Halonlar 1980'lerde çok büyük miktarlarda üretilmelerine rağmen atmosferdeki seviyeleri hızla yükselmedi. Çünkü, dünyadaki halon miktarının çoğu henüz atmosfere salıverilmedi. Şimdiye kadar üretilen halonların çoğu, tahminen %70 oranında depolanmış olarak yangın söndürme aletleri için kullanıma hazır durumda bekletilmektedir.

Halonlar insanlar için bir tehlike olmasalar bile çok yüksek bir ozon tüketme potansiyeline sahiptirler. Bunların etkili atmosferik konsantrasyonu yılda takriben %11 ila %15 arasında artmaktadır. Atmosferdeki ömürleri 100 yıldır ve tüm dünyada üretimden kaldırılma tarihleri ise 1994 olarak belirlenmiştir.

**Karbontetraklorid**, kloroflorokarbonların üretiminde kullanılan temel karışım maddesidir. Kloroflorokarbonların üretim sürecinde karbontetrakloridin hemen hemen tamamı tüketilir veya dönüştürülür ve atmosfere kaçamazlar. Küresel olarak karbontetraklorid küresel ozon tükenmesine %8'den daha az katkıda bulunmaktadır. Karbontetraklorid; endüstriyel çözücü, tarımsal dezenfektan, böcek öldürücü ilaçlar ile petrokimyasal inceleştirme de dahil pekçok diğer endüstriyel süreçlerde ve Doğu Avrupa'da hala kuru temizlemede kullanılmaktadır. Atmosferdeki ömürleri 50 yıldır ve tüm dünyada üretimden kaldırılma tarihleri 1996 olarak belirlenmiştir.

**Metilkloroform**, 1,1,1-triklorethan olarak da bilinen bu kimyasal, 1950'lerde zehirli karbontetrakloridin yerine geçici olarak tanıtıldı ve normal koşullar altında yanmaz oluşları ve az zehirleyicilik özellikleri ile mükemmel temizleme güçleri nedeniyle hızla yaygın olarak kullanılır hale geldiler. Çok yönlü olan bu kimyasal, endüstriyel çözücü olarak, metal ve elektronik kısımları temizlemekte dünyada geniş miktarlarda kullanılır ve çoğu metal temizleme işlemleri sırasında doğrudan atmosfere salıverilirler. Metilkloroformun

atmosferdeki ömrü 6 yıldır ve tüm dünyada üretimden kaldırılma tarihi 1996 olarak belirlenmiştir.

**Metil bromür asidi tuzu**, 1991'den bu yana önemli bir ozon tüketen madde olarak tanındı. Bugün bilim adamları insan kaynaklı bu kimyasalın, küresel ozon tüketiminin %5 ila %10'undan sorumlu olduğunu tahmin etmektedirler. Şu an dünyada ikinci en çok kullanılan böcek öldürücü ilaç olan bu kimyasal, dünyadaki çiftçiler ve ihracatçılar toprak dezenfektesinde, binalarda ve tarımsal ürünlerin ithali ve ihracıyla ilişkili bazı taşımacılık ve garanti uygulamalarında kullanılmaktadır.

Soğutkanların ozon tabakasına zararlı etkilerinin olması nedeni ile kullanılacak soğutkanların ODP (Ozone Depletion Potential) değerinin düşük olması istenir. Bazı saf soğutkanların ve soğutkan karışımlarının ODP değerleri çizelge 2.2 ve 2.4 de verilmiştir.

Soğutucu gazlar sahip oldukları özellikleri ve canlılar için taşıdıkları tehlikeler açısından uluslararası sigorta şirketlerince 8 gruba ayrılmıştır. Bu gruplar çizelge 2.3 de verilmiştir.

**Çizelge 2.2. Bazı Saf Soğutkanların ODP değerleri**

<b>HFC Grubu Soğutkanlar</b>	<b>ODP</b>	<b>CFC Grubu Soğutkanlar</b>	<b>ODP</b>	<b>HCFC Grubu Soğutkanlar</b>	<b>ODP</b>
HFC – 25	0.0	CFC - 11	1.0	HCFC - 22	0.05
HFC – 134	0.0	CFC - 12	1.0	HCFC - 123	0.02
HFC – 134a	0.0	CFC - 113	0.8	HCFC - 124	0.02
HFC – 143	0.0	CFC - 114	1.0		
HFC – 143a	0.0	CFC - 115	0.6		
HFC – 152a	0.0				
HFC – 32	0.0				
HFC – 227	0.0				

**Çizelge 2.3.** Uluslararası Sigorta Şirketlerince Kabul Edilen Soğutkanlara Ait Tehlike Seviyeleri

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

**Çizelge 2.4. Bazı Soğutkan Karışımlarının ODP Değerleri**

Soğutkan Karışımı	ODP	Açıklama
R32 / R125	0.0	Azeotrop
R32 / R134a	0.0	Zeotrop
R32 / R125 / R134a	0.0	Zeotrop
R32 / R125 / R134a / R290	0.0	Near-Azeotrop
R125 / R143a	0.0	Azeotrop
R125 / R143a / R134a	0.0	Azeotrop

### 2.3. Isı Pompalarının Termodinamiği

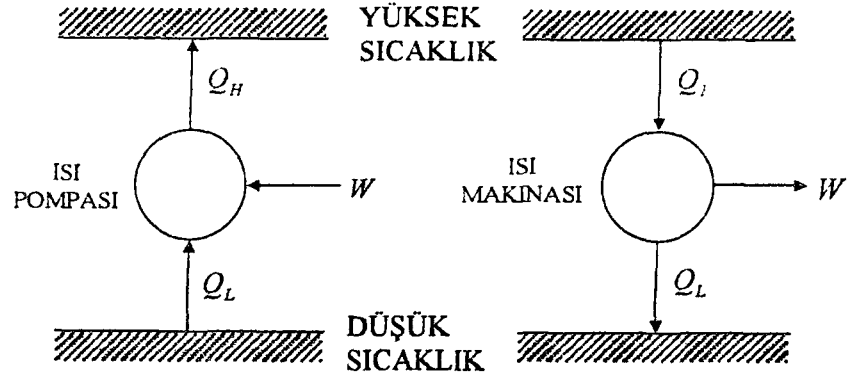
Isı pompaları, soğutma makinaları ile aynı termodinamik çevrime göre çalışırlar. Aradaki tek fark ısı pompasında amacın bir mahallin soğutulması yerine ısıtılmasıdır (Alibaş ve Gülten 1988).

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 2.2'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.

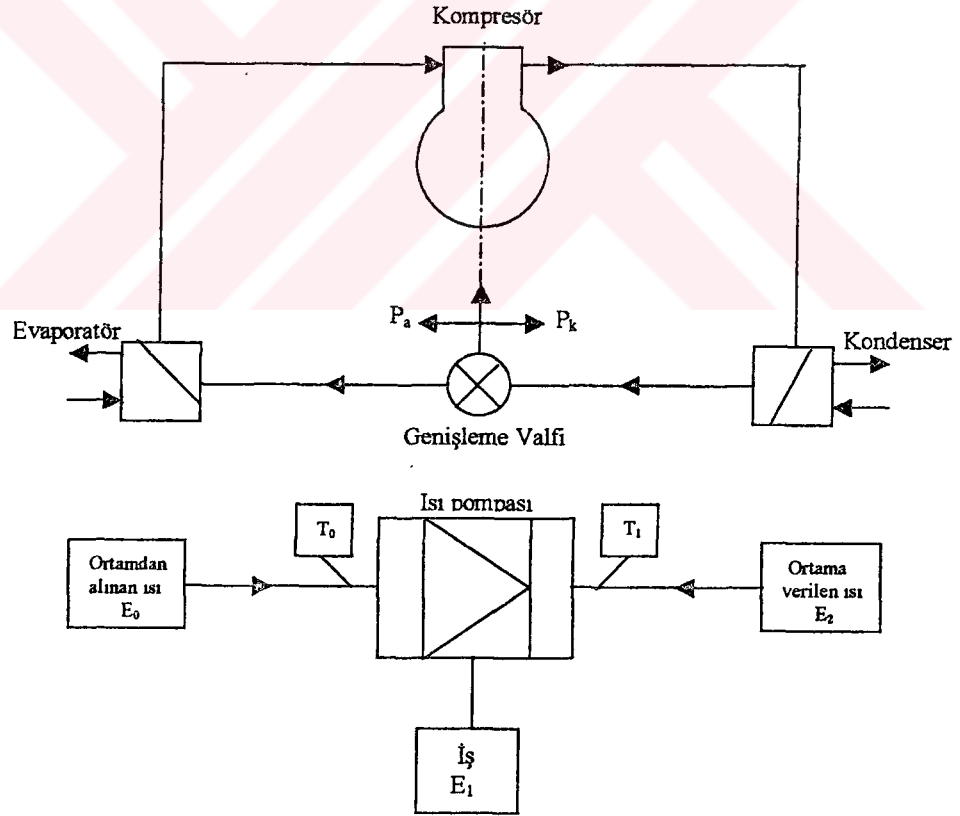
Termodinamiğin II. Kanunu, ısının hiçbir zaman soğuk kaynaktan sıcak kaynağa kendiliğinden geçemeyeceğini ifade etmektedir (Öztürk ve Kılıç 1980). Düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa ısı geçişinin olabilmesi için sisteme dışarıdan bir iş verilmesi gerekir. Bu amaçla genellikle elektrik motoru ile tahrik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





Şekil 2.2. Isı pompası ve ısı makinasının termodinamik modeli

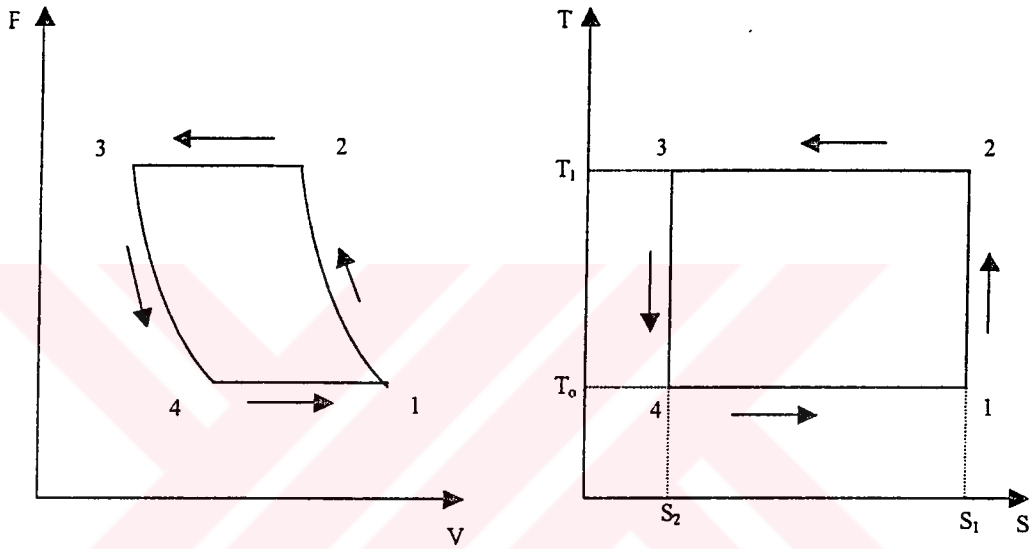
Isı pompasının çalışma prensibi ve enerji dönüşüm şeması şekil 2.3'de gösterilmiştir (Alibaş ve Gülten 1988).



Şekil 2.3. Isı Pompasının Çalışma prensibi ve Enerji Dönüşüm Şeması

02.03.2023

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 2.4 Isı pompasına ilişkin ters Carnot çevrimini göstermektedir (Alibaş ve Gülten 1990).



Şekil 2.4. Ters Carnot Çevrimi P-V ve T-S Diyagramları

Isı pompalarında performans belirleyici olarak çeşitli kriterler kullanılmaktadır. Isı makinaları için,  $W/Q_H$  ısı verim olarak adlandırılır (Şekil 2.2). Isı pompası için ise  $Q_H/W$  performans katsayısı ya da ısıtma tesir katsayısı olarak adlandırılır (COP, Coefficient of Performance) (Şekil 2.2).  $Q_L/W$  oranı ise soğutma makinalarında soğutma tesir katsayısı olarak adlandırılmakta ve  $COP_{so}$  olarak gösterilmektedir. Buna göre bu üç sisteme ait bağıntılar şu şekilde oluşur:

Isı makinasının ısı verimi:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_H} \quad (2.1)$$

Isı pompasının performans katsayısı:

$$COP_{ip} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}} \quad (2.2)$$

Soğutma cihazının performans katsayısı:

$$COP_{so} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \quad (2.3)$$

$\dot{Q}_H = \dot{W} + \dot{Q}_L$  olduğu için Isı pompasının performansı katsayısı şu şekilde yazılabilir (Moser and Schnitzer 1985):

$$COP_{ip} = COP_{so} + 1 \quad (2.4)$$

Isı pompalarının performansının değerlendirilmesi için kullanılan bir başka kriter de *Birincil Enerji Oranı (BEO)* dır. Çeşitli yakıtları ya da enerji kaynaklarını kullanarak çalışan farklı ısı pompası sistemleri ile ısı eşanjörleri ya da Rankine çevrimleri gibi diğer enerji geri kazanım sistemlerinin karşılaştırılması için *BEO* kullanılır. *BEO*, ısı pompasını çalıştıran enerjinin elde edildiği esas yakıtın (örneğin; petrol, gaz ya da kömür) dönüşüm verimi kadar ısı pompası performans katsayısını (*COP*) da kapsar. *BEO*, şu şekilde tanımlanır:

$$BEO = \frac{\text{Isı pompasından atılan faydalı ısı}}{\text{Tüketilen birincil enerji}}$$

Çoğu zaman ısı verimi  $\eta_t$  olan bir ısı makinası, bir ısı pompası kompresörünün çalıştırılması için kullanıldığından *BEO* için alternatif bir tanımlama yapmak mümkündür. Bu durumda:

$$BEO = \eta, COP \quad (2.5)$$

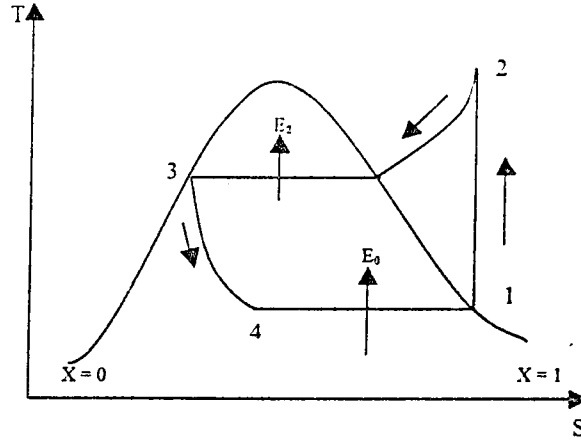
Isı pompalarının performans analizi, termodinamik çevrimlerinin iyi bilinmesiyle mümkündür. Bu çevrimler, ideal ısı pompası çevrimi olan ters Carnot çevrimi ve gerçek ısı pompası çevrimleridir.

Şekil 2.4'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:

$$COP_c = \frac{T_L}{T_H - T_L} + 1 = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (2.6)$$

Uygulamaya en yakın sonuç veren çevrim, Rankine çevrimidir. Akışkanın bir genişleme valfinden geçerek, sabit entalpide tersinmez bir genişlemeye uğraması esasına dayanan Rankine çevrimi, buhar kompresyonlu bir sistemi en iyi karakterize eden çevrimdir. Şekil 2.5'de kızgın buharlı Rankine çevrimi gösterilmiştir. Çevrim aşamaları şu şekilde gerçekleşmektedir:

- .....1 Soğutucu akışkan doymuş buhar fazında iken kompresör tarafından emilir,
- 1...2 Emilen buhar kompresör tarafından izentropik ( $s=s_{bt}$ ) olarak sıkıştırılır,
- .....2 Soğutkan gaz yoğunlaştırıcıya girer,
- 2...3 Soğutkan gaz, ısıtılacak ortama yoğunlaşma ısını vererek sıvı fazına geçer,
- 3...4 Sıvı fazındaki soğutkan, genişleme valfinde basıncı düşürüldükten sonra buharlaştırıcıya geçer.
- 4...1 Düşük basınçta buharlaşan soğutucu akışkan buharlaşma ısını ortamdaki ortamdan çeker. Daha sonra tekrar kompresöre gider ve çevrim tamamlanmış olur (Pala and Devres 1987).



**Şekil 2.5.** Rankine Çevrimi T-s Diyagramı

Rankine çevrimine ait performans katsayısı ise şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$COP_t = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.7)$$

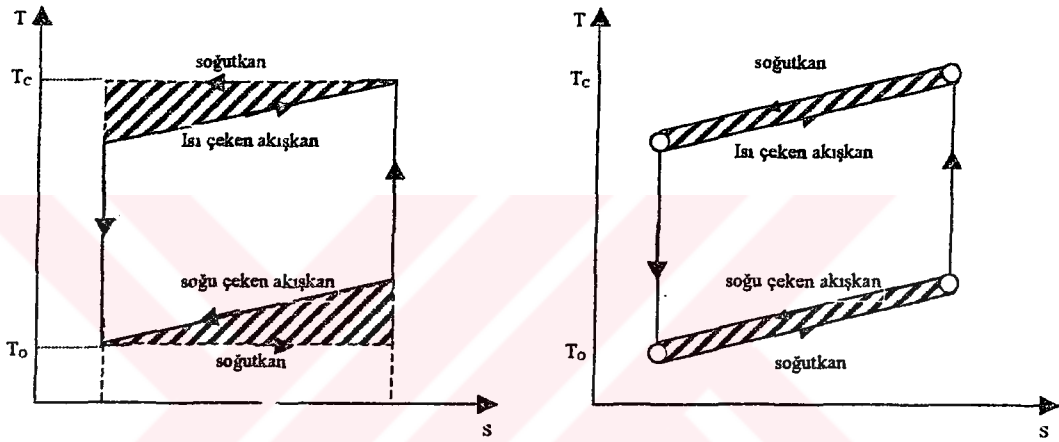
#### 2.4. Soğutkan Karışımlarının Kullanılmasıyla Oluşan Performans İyileşmesi

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 ortamdan alınan ısının tümü,

buharlaşan soğutkan 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 (şekil 2.6a). Değişen sıcaklıkta ısı veya soğu çekilmesi için ideal karşılaştırma çevrimi Lorenz çevrimidir (şekil 2.6b) (Ertaş 1981).



(a) Değişken Sıcaklıkta Isı ve Soğu Çekilmesi Durumunda Carnot Çevriminin İdeal Karşılaştırma Durumu Dışına Çıkışı

(b) Lorenz Çevriminde ideal ve gerçek durum arasındaki tersinmezlik sınırlı kalmaktadır

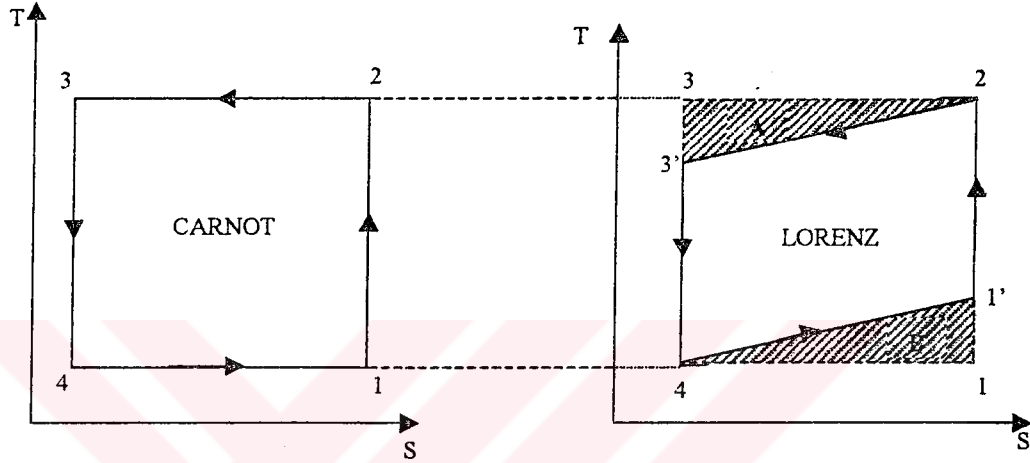
Şekil 2.6. Lorenz Çevrimi T-s Diyagramı

Ters Carnot çevrimiyle Lorenz çevriminin bir karşılaştırması yapıldığında (şekil 2.7) performans katsayıları sırasıyla şöyle tanımlanır:

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{W}_k} \quad (2.8)$$

$$COP_L = \frac{\dot{Q}_k - \dot{Q}_A}{\dot{W}_k - \dot{Q}_B - \dot{Q}_A} \quad (2.9)$$

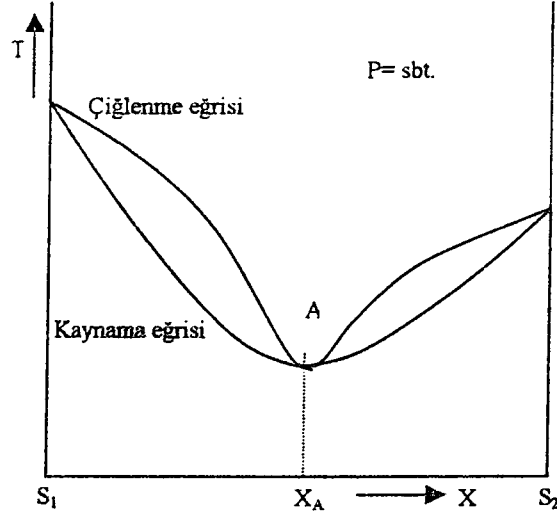
Burada  $COP_L$ 'nin  $COP_C$ 'den büyük olduğu görülmektedir. Bu ise karışımların kullanımının üstünlüğünü açıkça ortaya koymaktadır (Çomaklı *et al.* 1994).



Şekil 2.7. Carnot ve Lorenz Çevriminin Mukayesesi

İzoterm olmayan ısıtma ve soğutma değişik birkaç yolla gerçekleştirilebilir. Bu yollardan biri zeotropik soğutkan karışımlarının buhar kompresyonlu çevrimlerde kullanılmasıdır. Azeotropik karışımlar, karışımı oluşturan bileşenlerden daha düşük buharlaşma sıcaklığına sahip olduklarından düşük sıcaklıklarda tek kademede 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 2.8) (Ertuş 1981).

Zeotropik karışımların oluşturduğu potansiyel avantajlar, sabit basınçtaki buharlaşma ve yoğuşmanın, sıcaklık değişimiyle birlikte oluşması gerçeğinden kaynaklanmaktadır. Şekil 2.9 ikili zeotropik soğutkan karışımına ait kaynama ve çığlenme eğrileri ile birlikte iki fazlı bölgeyi göstermektedir (Merriam and Little 1984).



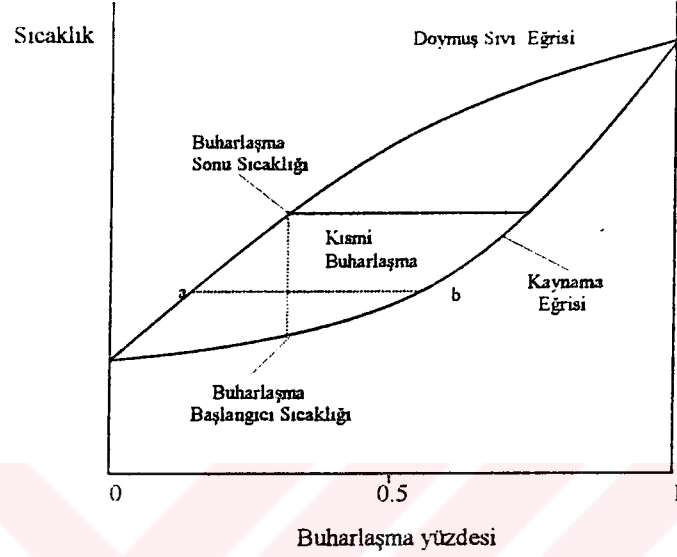
Şekil 2.8. Azeotrop Bir Karışımın Sıcaklık-Konsantrasyon Diyagramı

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 işlemini soğutkan akışı evaporatör boyunca devam ettiği sürece, sıcaklık, boru cidarında buharlaşmayı sürdürmek için gerekli olan kadar artacaktır. Sonunda, buharlaşmanın bitiminde, soğutkan, yoğuşma 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.

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.



**Şekil 2.9.** İkili Soğutkan Karışımı İçin Buharlaşma Esnasındaki Sıcaklık Değişimini Gösteren İki Fazlı Bölge

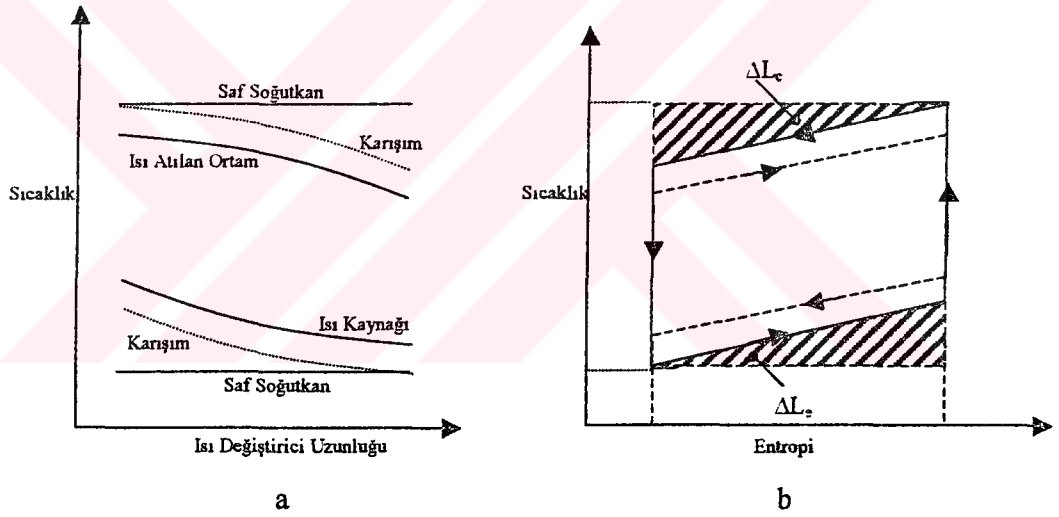
#### 2.4.1. Isı Değişimi Prosesi

Şekil 2.10.a ve b, soğutkan karışımlarının kullanılmasının, çevrim tersinmezliklerini azaltmadaki potansiyel faydalarını göstermektedir. Saf soğutkanlar ile çalışan ısı pompası çevriminde, iki fazlı bölgede, sıcaklık sabittir. Bunun sonucunda, şayet kaynak veya ısı atılan ortam sıcaklığı ısı değiştirici boyunca önemli ölçüde değişirse, ısı pompasında ısı transferi ile ilişkili tersinmezlikler büyük olur. Diğer taraftan, uygun bir karışım, soğutkan ile kaynak veya ısı atılan ortam arasında ters-akışlı ısı transferi ile kullanılırsa, ısı değiştirici boyunca (soğutkan ile kaynak veya ısı atılan ortamlar arasındaki) sıcaklık farkı azalır. Minimum tersinmezlik, sıcaklık gradyenti, kaynak ve ısı atılan ortamda oluşan sıcaklık gradyentiyle aynı olan sıcaklık gradyenti gösteren bir karışım ile meydana gelecektir (ısı transfer katsayısının

değişmediği kabulü ile). Şekil 2.10.b'de gösterilen  $\Delta L_e$  ve  $\Delta L_c$  değerleri ısı transferindeki iyileşme sonucu oluşan enerji kazanımını göstermektedir.  $\Delta L_e$  değeri, ayrıca elde edilen ilave soğutma miktarını göstermektedir. Bu nedenle, tamamen teorik bir yaklaşımla, (uygun bir şekilde seçilmiş bir soğutkan karışımı kullanmak şartı ile) kondenser ve evaporatörde meydana gelen ısı transferindeki artış, iş gücündeki azalmaya ilaveten kapasite artışını da gerçekleştirebilir. Performanstaki bu iyileşmeyi meydana getirmek için minimum gereksinimler şunlardır:

- Isı değiştiricisinde istenen sıcaklık değişimi oluşturan karışımın seçilmesi,
- zıt-akışlı ısı değişimine yaklaşabilme
- ısı transfer işleminin kendi kendine azalmasını minimize edilmesi

İki fazlı rejim boyunca soğutkandaki sıcaklık değişim miktarı, bileşenlerin normal kaynama noktalarındaki farklarla ilişkilidir (Merriam and Little 1984).



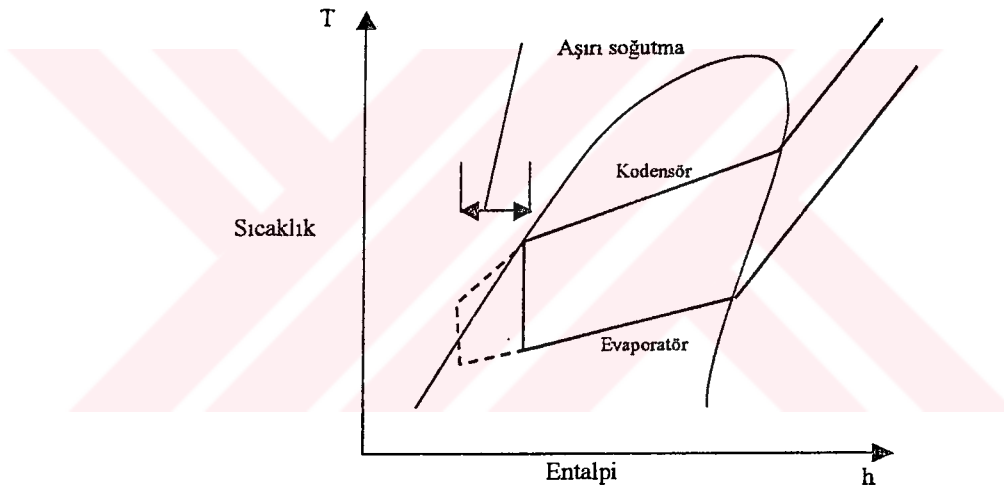
Şekil 2.10. a) Evaporatör ve Kondenser Uzunluğu Boyunca Sıcaklık Değişimi

b) Ters-Akışlı Soğutkan Karışımı Isı Transferi İçin Sıcaklık-Entropi Diyagramı

#### 2.4.2. İç Isı Değiştiricileri Kullanılarak Kapasite Artışı

Şekil 2.11 ikili soğutkan karışımları için tipik sıcaklık - entalpi diyagramını göstermektedir. Verilen herhangi bir basınç seviyesinde, evaporatördeki soğutkan sıcaklığı, soğutkan

karışımına ait çevrimdeki buharın kuruluk derecesinin fonksiyonudur (kaba olarak lineer). Ortalama evaporatör sıcaklığı, aşırı-soğutma miktarının artmasıyla azalır. Bu nedenle, saf soğutkanların kullanıldığı klasik çevrimlerin tersine aşırı-soğutma iki fonksiyonu gerçekleştirebilir: (i) evaporatör boyunca entalpi değişimini artırır, ve (ii) evaporatördeki ortalama sıcaklığı düşürür. Artan entalpi değişiminin avantajı açıktır: Aşırı-soğutmaya elde etmek için kullanılan yöntem sayesinde kütle akışı azalmasa da toplam evaporatör yükü artırılabilir (yani, kompresör emme ağzında düşük buhar yoğunluğu ile sonuçlanabilecek artan gaz aşırı kızdırması ile). Diğer taraftan azalan evaporatör sıcaklığı, aşırı soğutma olmadığında meydana gelen ortalama sıcaklığın aynısı sağlanırken, evaporatörün basınç seviyesinde artışın oluşmasına uygun bir ortam sağlar. Bu basınç artışı, buhar yoğunluğunda doğrudan bir artışla sonuçlanır; bu sayede kompresörün kütle debisi artar ve kapasite yükselir (Merriam and Little 1984).



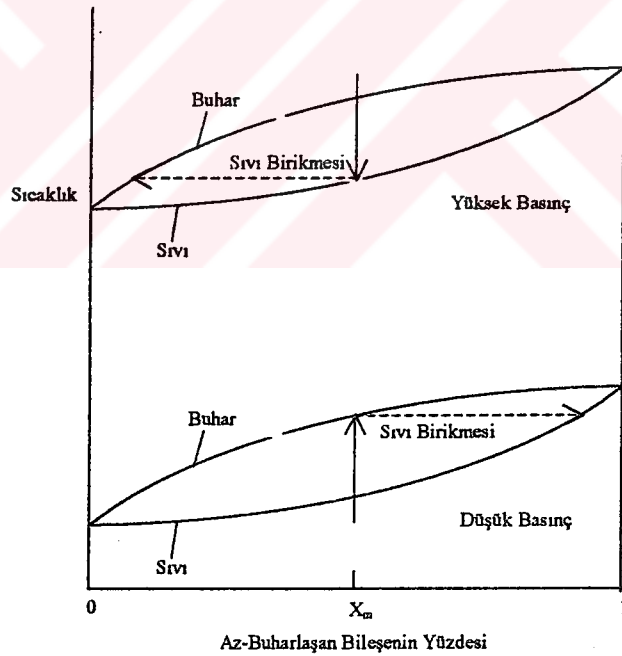
Şekil 2.11. Karışımlara Ait T-h Diyagramı

### 2.4.3. Soğutkan Karışımının Bileşim Kontrolü

Soğutkan karışımlarını kullanmanın diğer bir avantajı kapasite ayarlanmasına imkan tanınmasıdır. İşlem, sistemde dolaşan soğutkan karışımının bileşimini seçici bir şekilde belirlemenin bazı aktif veya pasif yöntemlerini kapsar. Genel olarak, iş yapan akışkandaki çabuk buharlaşabilen bileşenin (düşük kaynama noktalı) konsantrasyonu arttıkça, verilen

herhangi bir çevre sıcaklık aralığındaki kapasite artar. Böyle bir kapasite değişiminin amacı, kapasite yükü aştığı zaman çevrim kayıplarını azaltmak, ve kapasite istenenin altına düştüğü durumlarda ilave enerji girişi için olan gereksinimleri (yani düşük çevre sıcaklıklarında ısıtmayı) azaltmaktır.

Şekil 2.12 kondenser ve evaporatör şartlarına uyan tipik sıcaklık-konsantrasyon diyagramını göstermektedir. İki ısı değiştiricinin çıkışında bileşimdeki farklılıklar, sıvı ve/veya buhar fazlarını biriktirme yoluyla kullanılabilir; böylece iş akışkanın konsantrasyonunda bir değişim meydana getirilebilir. Örneğin, başlangıçta buharlaşma işlemi tamamlanmaz ise, çıkış akımındaki sıvı oranı, bileşim değişimi tam buharlaşma ile sonuçlanana kadar biriktirilebilir. Biriktirme sırasında geç-buharlaşan bileşen öncelikle depolanır; bunun sonucunda iş akışkanında çok-buharlaşan bileşenin konsantrasyonu artar. Benzer olarak, kondenser çıkışında buhar fazında kalan soğutkan biriktirilebilir; böylece iş akışkanı geç -buharlaşan bileşence zengin duruma gelir.



Şekil 2.12. Kondenser ve Evaporatör Basınçlarının Sıcaklık-Konsantrasyon Diyagramı

Soğutkan karışımının bileşenlerinin ayrışabilme kolaylığı, bileşenlerin kaynama noktaları arasındaki farka bağlıdır. Geniş kaynama-noktası farklarına sahip bileşenler, daha kolay bir şekilde ayrışabilir. Bu nedenle, soğutkanların seçimi için bir kriter, konsantrasyon değişiminin sağlanabilmesi yeteneği olabilir. Diğer bir kriter, kaynak ve ısı atılan ortam sıcaklık değişimlerinin, soğutkan karışımı seçimiyle uyuşması olabilir (Merriam and Little 1984).



### 3. MATERYAL ve YÖNTEM

#### 3.1. Deney Düzenegi

Deney düzenegi şekil 3.1’de şematik olarak gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi deney düzeneginde hava-su işletme çevrimine göre çalışan buhar sıkıştırırmalı bir ısı pompası kullanılmıştır. Deney düzenegi ile ilişkili ayrıntılı bilgiler aşağıda verilmiştir.

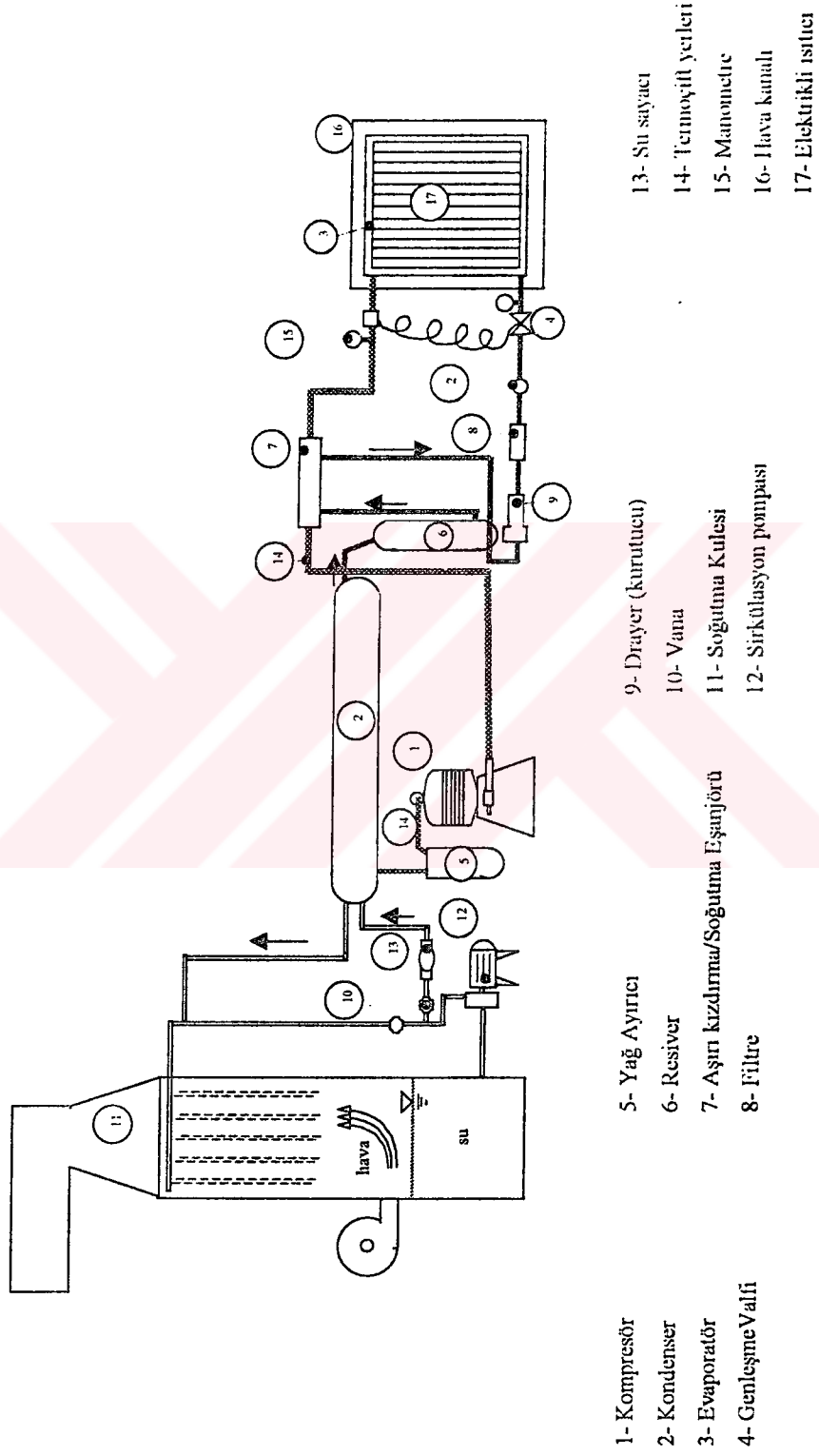
##### 3.1.1. Isı pompası

Deney düzeneginde buhar sıkıştırırmalı ısı pompası kullanılmıştır. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompası; kompresör (1), kondenser (2), evaporatör (3) ve genişleme valfi (4) olmak üzere dört temel elemandan oluşmuştur. Deney düzeneginde ısı pompasına ilaveten, soğutucu akışkanın kompresöre girişte tamamen gaz fazında, evaporatöre girişte ise daha düşük sıcaklıkta olması için iki gaz hattı arasına aşırı kızdırma/soğutma ısı eşanjörü (7), kondenser soğutma suyunu yeniden kullanmak üzere su soğutma kulesi (11), sirkülasyon pompası (12), hava fanları, elektrikli ısıtıcı (17) ve çeşitli ölçme elemanları kullanılmıştır.

Sistemimizde kullanılan her bir elemanın Bölüm 2’de tanıtılan genel sınıflandırmadaki yerleri ve özellikleri aşağıda açıklanacaktır.

##### 3.1.1.1. Kompresör

Düzenegimizde açık tip bir pistonlu kompresör kullanılmıştır (şekil 3.1). Kompresörün çevrimdeki görevi soğutkan veya soğutkan karışımının basınç ve sıcaklığını yükseltmek, aynı zamanda iş yapan akışkanın sirkülasyonunu sağlamaktır. Kullanılan kompresörün genel özellikleri çizelge 3.1’de verilmiştir.



Şekil 3.1. Deney Düzenineinin Şematik Görünüşü

**Çizelge 3.1. Kompresör Kapasite Tablosu**

Tip	Kapasite (kcal/h)	Motor (HP)	Kompresör kasnak çapı	Motor kasnak çapı	Kompresör devri (d/dk)
	R22	R22			
GIVL	3420	3.0	380 mm (2x17)	100	370
	4120	4.0		120	445
	5180	3.0		150	555
	5470	4.0		160	595

**3.1.1.2. Kondenser**

Kompresörde sıcaklığı ve basıncı yükseltilecek kızgın buhar durumuna getirilen akışkan kondenserde yoğunlaştırılır. Sistemde kullandığımız kondenser; su soğutmalı, yatık bakır borulu gövde tipi bir kondenserdir. Kullanılan kondenserdeki gaz ve su devresi tamamen kapalıdır ve dış yüzeyleri 5 cm kalınlığında folyeli izocam ile izole edilmiştir. Sistemde kullanılan kondensere ait bilgiler çizelge 3.2’de verilmiştir.

**Çizelge 3.2. Kondensör Kapasite Tablosu**

R22			Ölçüler		Bağlantılar			
Kapasite	Su debisi	Basınç kaybı	(mm)		Su		Soğutucu	
Kcal/h	mm <sup>3</sup> /h	mmSS	Uzunluk	Çap	Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış
20640	4.128	3350	1650	165	1"	1"	1"	1"

**3.1.1.3. Genleşme Valfi**

Sistemde kullanılan termostatik genişleme valfi (FME-E R22 tip), geniş bir buharlaşma sıcaklığı kontrol alanına sahip olacak tarzda dizayn edilmiştir ve birçok amaç için kolayca



kullanılabilir. Klima, soğutma ve ısıtma sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu valfin bazı özellikleri çizelge 3.3’de verilmiştir.

**Çizelge 3.3. Genleşme Valfinin Bazı Soğutkanlara Göre Buharlaşma Sıcaklık Alanları**

Tip	Soğutkan	Buharlaşma Sıcaklık Alanı
FME	R12	+10 ~ -30 °C
FME-E	R22	+10 ~ -40 °C
	R502	+10 ~ -45 °C

#### 3.1.1.4. Evaporatör

Evaporatör, sıvı soğutkanın soğutulacak ortamdaki ısı olarak buharlaştığı bir ısı eşanjörüdür. Buharlaşma için gerekli ısı çevreden alınırken ortam da soğuyacağından evaporatörler soğutucu olarak da isimlendirilirler. Sistemde bakır borulu ve alüminyumla kaynak edilmiş hava kaynaklı bir evaporatör kullanılmıştır (şekil 3.1). Bu evaporatöre ait kapasite tablosu çizelge 3.4’te verilmiştir.

**Çizelge 3.4. Evaporatör Kapasite Tablosu**

Kapasite (Kcal/h)	Ölçüler (mm)			Alan (m <sup>2</sup> )
	Yükseklik	Genişlik	Kalınlık	
17 500	590	1045	650	3398

#### 3.1.1.5. Aşırı Kızdırma/Soğutma Isı Eşanjörü

Evaporatör çıkışında aşırı kızdırma, kondansör çıkışında aşırı soğutma sağlamak amacıyla bir ısı eşanjörü kullanılabilir. Özellikle soğutkan karışımlarının kullanılması durumunda bu ısı

eşanjörünün önemi daha da artmaktadır. Zira, kompresöre giren akışkanın tamamen gaz fazında olması istenir. Evaporatörde tamamen buharlaşmayan soğutkanın aşırı kızdırılması ile kompresöre gaz fazında gönderilmesi sağlanır. Yine kondenserden çıkan soğutkanın evaporatöre daha düşük sıcaklıkta girmesi sağlanır.

Deney düzeneğinde kullanılan aşırı kızdırma/soğutma ısı eşanjörü bakır borulardan imal edilmiş çift borulu bir ısı eşanjörüdür. Bu eşanjör, Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü atölyelerinde imal edilmiştir.

#### **3.1.1.6. Soğutma Kulesi**

Kondenserden yüksek sıcaklıkta ayrılan soğutma suyunu tekrar kullanmak amacıyla bir soğutma kulesi kullanılmıştır. Bu soğutma kulesi, hava akımının bir fan yardımıyla gerçekleştirildiği “zorlanmış çekmeli soğutma kulesi”dir. Kondenserden geçerek sıcaklığı yükselen soğutma suyu, soğutma kulesinin tepesinden damlacıklar halinde düşürülür. Atmosferik çevre havası kulenin altından girerek düşen su zerreciklerinin etrafından zıt yönde geçerek kulenin tepesine yükselir. Atmosferik çevre havası ile temas halinde bulunan su damlacıklarının bir kısmı buharlaşır ve sıcaklığının düşmesine neden olur.

Soğutma kulesi için gerekli havayı sağlayan fan, boyu 21.5 cm ve genişliği 6 cm ebatlarında olan 6 adet kanat içeren santrifüj bir fandır. Fan, 5.5 BG gücündeki bir elektrik motoru ile tahrik edilerek sistem için gerekli olan havayı temin etmektedir. Fan hava girişine üç kademeli bir klape yerleştirilerek akım debisinin kontrolü sağlanmıştır.

#### **3.1.1.7. Orifis metre**

Orifis metre ASME standartlarına (ASME MFC-3M-1984) uygun olarak Makine Mühendisliği Bölümü atölyelerinde imal edilmiştir. Orifis metre, D-D/2 tip orifis metre olarak

imal edilmiş, orifis plakasında oluşan basınç düşümü ve üst basınç prizindeki statik basınç U manometresi vasıtasıyla ölçülmüştür.

### 3.1.1.8. Sirkülasyon Pompası

Sistemde kullanılan soğutma suyunu sirküle etmek için bir adet sirkülasyon pompası kullanılmıştır. Bu pompanın genel özellikleri çizelge 3.5’de verilmiştir.

**Çizelge 3.5. Universal Elektropomp Karakteristikleri**

1.5 HP	5.5 A		2850 d/dk		
Tip: 16.7341.001	220 V		50Hz		
Q (m <sup>3</sup> /h)	1.5	3.7	5	6	7
H (mss)	25	20	15	10	5

### 3.1.1.9. Hava fanları

Hava kaynaklı evaporatöre yeterli havayı temin etmek amacıyla iki adet radyal hava fanı kullanılmıştır. Hava kanalına yerleştirilen fanlarla ilgili bazı teknik özellikler çizelge 3.6’da verilmiştir.

**Çizelge 3.6. Evaporatörde Kullanılan Fanların Bazı Teknik Özellikleri**

Güç	1.5 BG (3 KW)
Gerilim	220 V
Frekans	50 Hz
Devir	1410 d/dk
Debi	4000 m <sup>3</sup> /h

### 3.1.1.10. Elektrikli Hava Isıtıcısı

Hava kaynaklı evaporatöre giren havanın sıcaklığını değiştirmek için hava kanalının girişine elektrikli bir ısıtıcı yerleştirilmiş, giren havanın sıcaklığını istenen seviyede tutmak için de ısıtıcıya verilen akım bir varyak aracılığıyla kontrol edilmiştir.

### 3.1.1.11. Ölçüm Cihazları

Ölçüm elemanları olarak; 6 noktada yerleştirilen direkt okumalı Bourdan tipi manometreler, sıcaklık ölçümü için 10 noktaya monte edilen Cr-Ni termoeleman çifti, termoelemanlardan sıcaklık değerlerini okumak için 12 kanallı sıcaklık ölçüm cihazı, ampermetre, elektronik bir kronometre ve karışımların ağırlık oranlarını düzenlemek için 20 kg kapasiteli hassas bir terazi kullanılmıştır.

Bu elemanların yanı sıra çalışma şartlarına göre ısı pompalarında kullanılması gereken, sistemin alçak ve yüksek basıncının istenen değerleri aşmaması için yüksek ve alçak basınç presostatı, zaman rölesi, sistemin çalışmadığı zamanlarda yağla soğutkanın karışmasını önlemek için, yağı, soğutkanın sıvılaşmayacağı bir sıcaklıkta tutan karter ısıtıcısı, küçük pislikleri tutmak için filtre, soğutkan devresinde bulunabilecek su damlacıklarını tutan kurutucu ve yağ ayırıcı gibi yardımcı elemanlar da kullanılmıştır.

## 3.2. Deneysel Yöntem

Deneyler, saf R134a, saf R22 ve R134a/R22 soğutkanların değişik karışım oranlarında oluşturulan zeotropik karışımların kullanıldığı buhar sıkıştırırmalı ısı pompası sisteminde yapılmıştır. Çeşitli parametrelerin ısı pompası performans katsayısı (COP) ve ekserjetik verim ( $\eta_{ek}$ ) üzerindeki etkilerini incelemek için, bu deneyler beş aşamada tamamlanmıştır:

1. Saf R134a soğutucu akışkana ait deneylerin yapılması,
2. Saf R22 soğutucu akışkanına ait deneylerin yapılması,
3. %75 R134a ile %25 R22 soğutkan karışımına ait deneylerin yapılması,

4. %50 R134a ile %50 R22 soğutkan karışımına ait deneylerin yapılması,
5. %25 R134a ile %75 R22 soğutkan karışımına ait deneylerin yapılması.

COP ve ekserjetik verim üzerine, karışım oranının, hava kaynak sıcaklığının, kondenser soğutma suyunun debisinin ve soğutma kulesi hava debisinin etkileri ayrı ayrı incelenmiştir.

Deneylere başlamadan önce, sisteme 15 bar hava basılarak kaçak kontrolü yapılmış ve yeterli bir süre sonra manometre göstergelerinde değişim olmadığı görüldüğünden kaçak olmadığı anlaşılmıştır. Daha sonra sistem vakum edilerek içinde yabancı madde ve nem kalmaması sağlanmıştır. Sistem kapasitesi 10 kg olup hassas terazi yardımıyla önceden belirlenmiş karışım oranları tartılarak sisteme verilmiştir.

Son kontroller yapıldıktan sonra, sistem kararlı rejime ulaşmaya kadar yaklaşık 30 dakika çalıştırılmıştır. Kararlı rejime ulaşan sistemimizden; kompresör giriş, kompresör çıkış, kondenser giriş, kondenser çıkış, evaporatör giriş, evaporatör çıkış sıcaklıkları ile kondensere giren ve çıkan soğutma suyunun sıcaklıkları ve son olarak evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları olmak üzere 10 ayrı noktadan Cr-Ni termoeleman çiftleri yardımıyla 12 kanallı sıcaklık ölçer cihazı kullanılarak sıcaklıklar ölçülmüştür (şekil 3.1). Kondenser ve evaporatör giriş ve çıkışında olmak üzere 4 ayrı noktadan basınç ölçülmüştür. Ayrıca kompresörün çektiği akım ve voltaj ölçülmüştür. Kondenser soğutma suyu debisi ise elektronik bir kronometre ile sirkülasyon pompası çıkış tarafındaki vananın açılıp kapatılmasıyla ölçülmüş ve kontrol altında tutulmuştur.

### 3.3. Zeotropik Soğutkan Karışımlarının Termodinamik Özelliklerinin Bulunması

Buhar sıkıştırılmalı çevrimlerde kullanılan bir bileşenli ya da belli karışım oranlarında bir bileşenli gibi davranan azeotropik soğutkanların iki bağımsız özelliğinin bilinmesi diğer termodinamik özelliklerinin bilinmesi için yeterlidir. Zeotropik soğutkan karışımlarının termodinamik özellikleri ise iki bağımsız özelliğin yanı sıra bileşenlerin kütle oranlarının da bilinmesi ile tespit edilebilir (Yavuz vd. 1990):

$$X_i = \frac{M_i}{\sum M_i} \quad (3.1)$$

Literatürde, seçilecek herhangi bir zeotropik karışımın termodinamik özelliklerinin teorik olarak bulunmasına yönelik çalışmalar mevcuttur. Hesaplamaların doğruluk derecesi seçilen akışkanların her ikisinin de polar (pozitif ve negatif yüklerinin ağırlık merkezleri birbiriyle çakışmayan moleküllerden oluşan) veya nonpolar olmasıyla doğrudan ilgilidir. İdeal zeotropik karışım, termodinamik özellikleri bileşenlerin ayrı ayrı özellikleri ile bulunabilen karışım olarak tanımlanmaktadır. İdeal karışım özelliklerinden sıcaklık ve basınçların bulunmasında iki kanun kullanılmaktadır. Bunlardan biri Rault kanunudur:

$$P_i = y_i \cdot P_i^d \quad (3.2)$$

Diğeri ise Dalton Kanunudur:

$$P_t = \sum P_i^k \quad y_i = \frac{P_i^k}{P_t} \quad \sum y_i = 1 \quad (3.3)$$

Karışımın entalpisi aşağıdaki ifadeyle bulunur:

$$h_{ka} = \sum x_i h_i \quad (3.4)$$

Karışım işlemi, tersinmez bir hal değişimi olduğundan ve bunun sonucu entropi artacağından karışım entalpisi;

$$s_{ka} = \sum x_i h_i - R_{ka} \sum y_i \ln(y_i) \quad (3.5)$$

ifadesiyle bulunur. Bu eşitlikte  $y_i < 1$  olduğundan  $-\ln(y_i)$  terimi entropiyi artıran bir faktördür. Çevrimde doymuş-buhar ve doymuş-sıvı eğrisi üzerindeki noktalarda entalpi ve entropiler, karışım oranı ve sıcaklığın fonksiyonudurlar:

$$h^d = h^d(x_i, T^d) \quad (3.6a)$$

$$s_i^d = s_i^d(x_i, T^d) \quad (3.6b)$$

Termodinamik özellikler, kızgın buhar bölgesinde, karışım oranının, karışımın denge sıcaklığının ve bileşenlerin kısmi basınçlarının fonksiyonudur. Buna göre entalpi ve entropi ifadeleri aşağıdaki gibi olur:

$$h_i = h_i(x_i, T, P_i^k) \quad (3.7a)$$

$$s_i = s_i(x_i, T, P_i^k) \quad (3.7b)$$

#### 3.4. Zeotropik Soğutkan Karışımlarının Termodinamik Çevrimlerinin Analizi

Zeotropik soğutkan karışımlarına ait bir ideal soğutma çevriminin T-s ve T-x diyagramları (şekil 3.2)'de gösterilmiştir. Bu çevrimde:

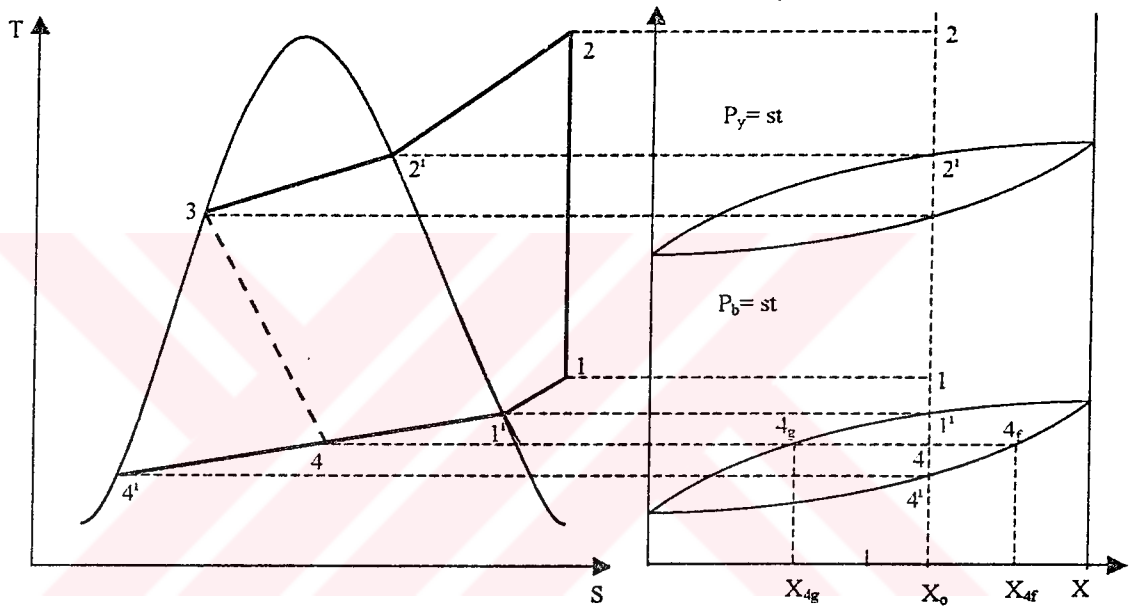
- 1-2 arası hal değişimi : İzentropik sıkıştırma,
- 2-3 arası hal değişimi : İzobarik yoğuşma,
- 3-4 arası hal değişimi : Kısılma,
- 4-1 arası hal değişimi : İzobarik buharlaşma

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

Burada, iki fazlı karışım bölgesinde kalan 4 noktasının entalpisi:

$$h_4(T_4) = FL_4 h_{4f}(T_4) + (1 - FL_4) h_{4g}(T_4) \quad (3.8)$$

şeklinde yazılabilir.



Şekil 3.2. Soğutkan Karışımlara Ait İdeal Soğutma Çevriminin T-s ve T-x Diyagramları

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

$$FL_4 = \frac{X_o - X_{4f}}{X_{4g} - X_{4f}} \quad (3.9)$$



şeklinde tanımlanır. Buradan evaporatör giriş sıcaklığındaki karışıma ait doymuş-sıvı ve doymuş-buhar entalpileri sırasıyla aşağıdaki ifadeleri kullanarak bulunur:

$$h_{4f}(T_4) = x_{4f}h_3(T_4) + (1 - x_{4f})h_b(T_4) \quad (3.10)$$

$$h_{4g}(T_4) = x_{4g}h_3(T_4) + (1 - x_{4g})h_b(T_4) \quad (3.11)$$

Çevrimde dolaşan akışkanın kütleli debisi (Yılmaz vd. 1987);

$$\dot{m} = \eta V n \rho \quad (3.12)$$

olmak üzere ideal ısı pompası çevriminde giren ve çıkan enerjiler aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Yavuz vd 1990, Miyara et al. 1993, Çomaklı vd 1994).

Kompresör gücü;

$$\dot{W}_k = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.13)$$

Kondenser kapasitesi;

$$\dot{Q}_k = \dot{m}(h_3 - h_2) = K_k \Delta T_k \quad (3.14)$$

veya;

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_s c p_s (T_{sç} - T_{sg}) \quad (3.15)$$

Evaporatör kapasitesi;

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_1 - h_4) = K_E \Delta T_E \quad (3.16)$$

veya;

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_h c_{p_h} (T_{hg} - T_{hc}) \quad (3.17)$$

Yukarıdaki ifadelerden COP;

$$COP = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{W}_K} \quad (3.18)$$

olarak hesaplanır.

Termodinamiğin 1. Kanunu mevcut enerjinin diğer bir enerji şekline dönüştürülebileceğini ve bir sistemden diğer bir sisteme transfer edilebileceğini bu sırada enerji toplamının sabit kalacağını ifade etmektedir (Büyüktür 1992, Yıldız ve Biçer 1994). Termodinamiğin 1. Kanunu sistemin iyilik derecesi hakkında bilgi verme açısından yeterli olmadığından dolayı sistemlerin Termodinamiğin 2. Kanunu açısından da değerlendirilmesi gerekir. Termodinamiğin 2. Kanunu, ısı enerjisinin tamamen işe çevrilemeyeceğini ve süreçlerin tersinmez olduğunu açıklamaktadır (Yıldız ve Biçer 1994). Bu bakımdan süreçlerin termodinamik analizi yapılırken tersinmezliklerin de dikkate alınarak ekserji analizi yapılmalıdır (Öztürk ve Yavuz 1994). Ekserjetik verim ifadesi genel olarak (Göktun et al. 1994).

$$\eta_{ek} = \frac{\text{Ekserji çıkışı}}{\text{Ekserji girişi}} \quad (3.19)$$

şeklinde ifade edilir.

Isı pompaları için (Ayhan 1990) ise:

$$\eta_{ek} = \frac{\dot{Q}_k - T_j \dot{m}_s c p_s \ln \frac{T_{sg}}{T_{sg}}}{\dot{Q}_E + \dot{W}_k - T_0 \dot{m}_n c p_n \ln \frac{T_{sg}}{T_{ng}}} \quad (3.20)$$

şeklinde yazılır.



#### 4. ARAŞTIRMA BULGULARI

Bu çalışmada, saf R22, saf R134a soğutkanları ile R22/R134a soğutucu akışkan çiftinin değişik oranlarda karıştırılması ile elde edilen zeotropik karışımların buhar sıkıştırma ısı pompasının performansı üzerindeki etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Saf R22 ve R134a soğutkanlarının termodinamik özellikleri çizelge 4.1’de gösterilmiştir. Deneylerde karışım oranı, kaynak sıcaklığı, kondenser soğutma suyu debisi ile soğutma kulesi hava debisi değişken parametre olarak seçilmiş ve bu parametrelerin ısı pompasının performans katsayısı (COP) ve ekserjetik verimi ( $\eta_{ek}$ ) üzerindeki etkileri incelenmiştir.

**Çizelge 4.1** R22 ve R134a soğutkanlarının karakteristik özellikleri

Soğutkan	Özellikler					
	Kimyasal Formülü	Donma Noktası	Kaynama Noktası	Kritik Sıcaklık	Kritik Basınç	Doyma basıncı, 16°C
R 22	CHF <sub>2</sub> Cl	-160.00	- 40.80	96.0	49.70	0.81277
R-134a	C <sub>2</sub> F <sub>3</sub> CH <sub>2</sub>	-96.60	-26.16	101.1	40.67	0.50413

#### 4.1. Isı Performans Katsayısı (COP)

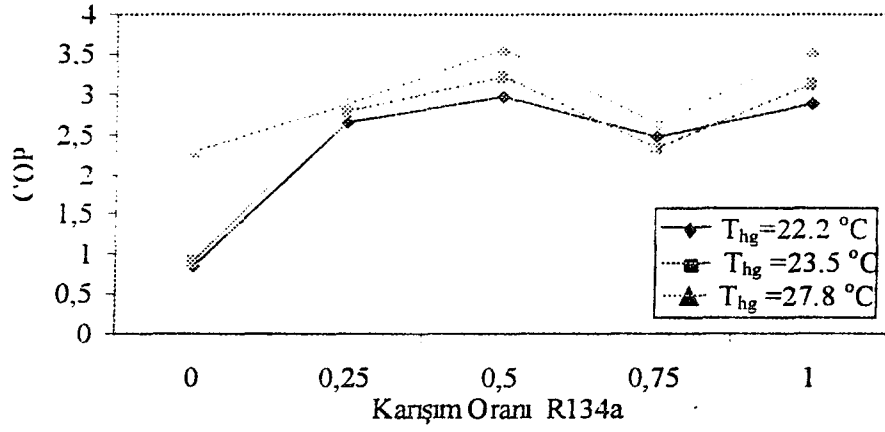
##### 4.1.1. Karışım Oranının Isı Performans Katsayısına Etkisi

Karışım oranı ile COP arasındaki ilişki Şekil 4.1-4.3’de sırasıyla 720 kg/h, 1800 kg/h ve 2880 kg/h kondenser soğutma suyu debi değerleri için gösterilmiştir. Şekillerden karışım oranının COP üzerinde çok etkin olduğu anlaşılmaktadır. Her üç kondenser suyu debisi için de, R134a’nın %50 oranındaki karışım değerine kadar COP artmakta, %50 R134a/%50 R22 karışımında COP en yüksek değere ulaşmaktadır. Maksimum noktadan sonra, %75 R134a/%25 R22 karışım oranı değerine kadar COP hafif bir şekilde azalmakta ve bu oranda

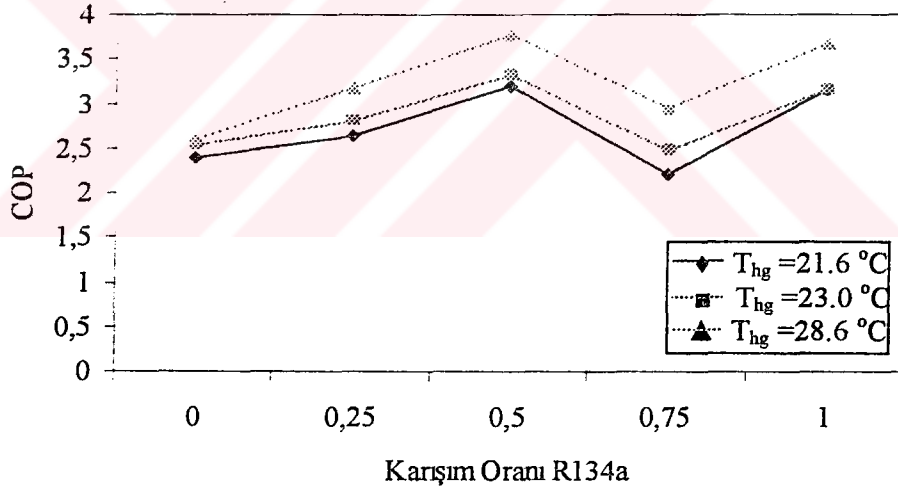
bir minimum değere sahip olmaktadır. Daha sonra saf R134a değerine kadar COP tekrar artmaktadır. Saf R134a soğutkanı için bulunan COP değerleri saf R22 soğutkanı için olan COP değerlerinden daha yüksektir. Grafiklerde evaporatör hava kaynak sıcaklığı da değişken parametre olarak seçilmiş, kaynak sıcaklığının artmasıyla COP değerlerinin arttığı gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar, literatürdeki sonuçlarla karşılaştırıldığında uyum içerisinde olduğu görülmektedir. Örneğin, Nakatani et al. (1989) %50R22/%50R134a karışımına ait COP değerini 2.13 saf R22 soğutkanına ait COP değerini ise 2.03 olarak bulmuştur. Abou-Ziyan et al. (1997) konvansiyonel ısı pompası, konvansiyonel güneşli hava ısıtıcısı ve güneş-destekli ısı pompası için simülasyon sonuçlarını sunmuşlardır. Her 3 modda da R22 ve R134a soğutkanının ısı performans katsayısını karşılaştırmışlar tümünde de R134a için elde edilen COP değerlerinin R22 soğutkanı için elde edilen COP değerlerinden daha yüksek olduğunu bulmuşlardır (çizelge 4.2).

**Çizelge 4.2.** Konvansiyonel ısı pompası, konvansiyonel güneşli hava ısıtıcısı ve güneş-destekli ısı pompası sonuçlarının karşılaştırılması (Abou-Ziyan et al. 1997)

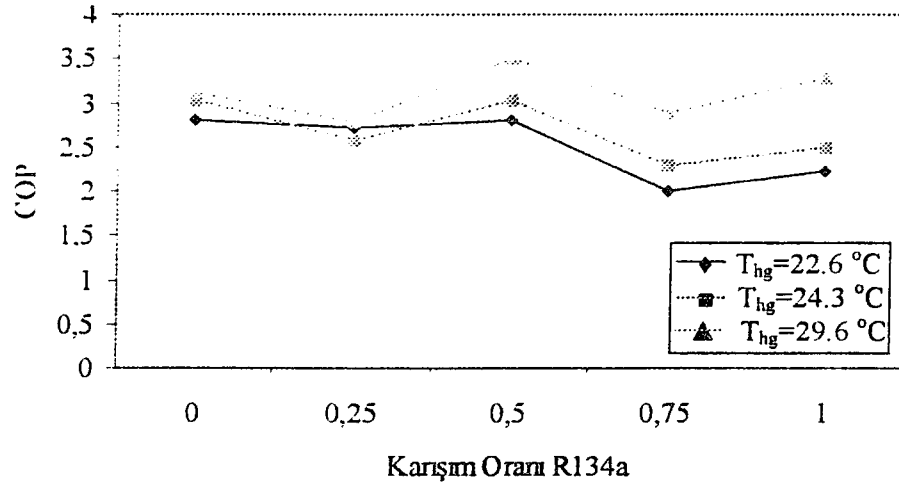
Değişken	R22			R134a		
	Mod 1	Mod 2	Mod 3	Mod 1	Mod 2	Mod 3
$\dot{Q}_{kon}$	6.3	9	6.5	4	7.5	6
$\dot{W}_c$	1.3	1.43	1.36	0.91	1	0.96
Sıkıştırma Oranı	4.3	3	4.14	4.4	2.57	3.14
COP	4.67	6.29	4.78	5	7.5	6.25



Şekil 4.1. R134a/R22 Soğutkan Çifti İçin COP'un Karışım Oranına Bağlı Olarak Değişimi  
(Kondenser Su Debisi = 720 kg/h)



Şekil 4.2. R134a/R22 Soğutkan Çifti İçin COP'un Karışım Oranına Bağlı Olarak Değişimi  
(Kondenser Su Debisi = 1800 kg/h)



**Şekil 4.3.** R134a/R22 Soğutkan Çifti İçin COP'un Karışım Oranına Bağlı Olarak Değişimi (Kondenser Su Debisi = 2880 kg/h)

#### 4.1.2. Kaynak Sıcaklığının Isı Performans Katsayısına Etkisi

Kaynak sıcaklığının COP üzerindeki etkisi Şekil 4.4-4.8'de değişik karışım oranları için gösterilmiştir. Şekil 4.4'de saf R22, şekil 4.5'de %25 R134a/ %75 R22 soğutkan karışımı, şekil 4.6'da %50 R134a/ %50 R22 soğutkan karışımı, şekil 4.7'de %75 R134a/ %25 R22 soğutkan karışımı, şekil 4.8'de ise saf R134a soğutkanı için olan değişimler gösterilmiştir. Tüm şekillerden kaynak sıcaklığı arttıkça COP'un arttığı gözlemlenmektedir. Başka bir deyişle, saf soğutkanlar (R22 ve R134a) ve R22/R134a soğutkan çiftinin değişik karışım oranlarında kaynak sıcaklığının artışı her zaman COP'ta iyileşme meydana getirmiştir.

Benzer sonuçlar literatürde yapılan diğer araştırmalarda da gözlemlenmiştir. Reay ve MacMichael (1988) tarafından da belirtildiği gibi evaporatör kaynak sıcaklığı COP üzerinde önemli etkinliğe sahiptir. Çoğu ticari olarak kullanılan ısıtma amaçlı ısı pompaları dış çevre havasını ısı kaynağı olarak kullanırlar. Çevre havası uygun bir ısı kaynağı olmasına rağmen, bir takım dezavantajlara da sahiptir. Çevre havasının sıcaklığı oldukça değişebildiği için

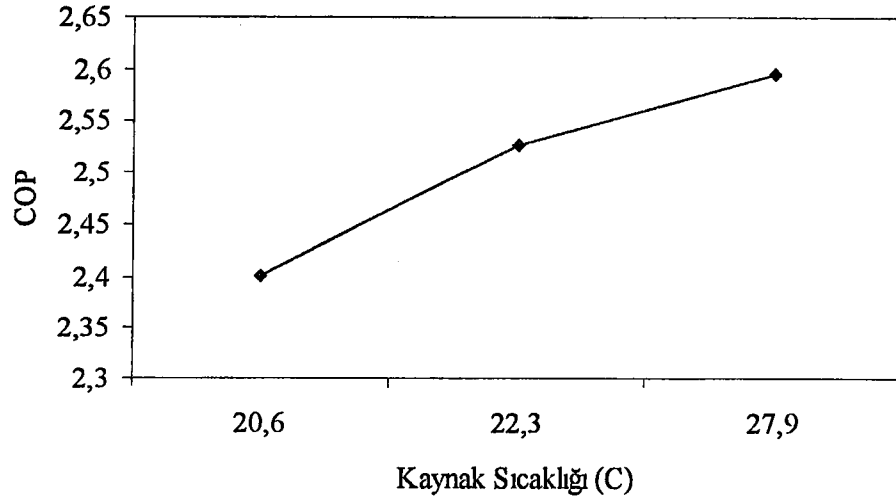
kullanıldığı bölgeye bağlı olarak ısı pompasının optimizasyon dikkatli yapılması gerekmektedir.

Isı pompasının performansı ve özellikle COP'u evaporatör ve kondenser arasındaki sıcaklık farkına bağlı olarak değişir. Bu sıcaklık farkı büyüdükçe COP azalır. Buharlaşma sıcaklığı da ısı çekilen kaynak sıcaklığına bağlı olduğundan, kaynak sıcaklığının artması COP'u artıracak, kaynak sıcaklığının azalması ise COP'u azaltacaktır. Bu sonuç genelleştirilebilir, yani ısı kaynağı olarak sadece havayı kullanan sistemler için geçerli değildir. Isı kaynağı; hava, su, toprak, jeotermal enerji veya güneş enerjisi olsun genel olarak evaporatör kaynak sıcaklığı arttıkça COP artar. Çizelge 4.3'de gösterilen ısı pompası ile ilgili çalışmaların tümünde evaporatör kaynak sıcaklığı arttıkça ısı performans katsayılarının arttığı gözlemlenmiştir.

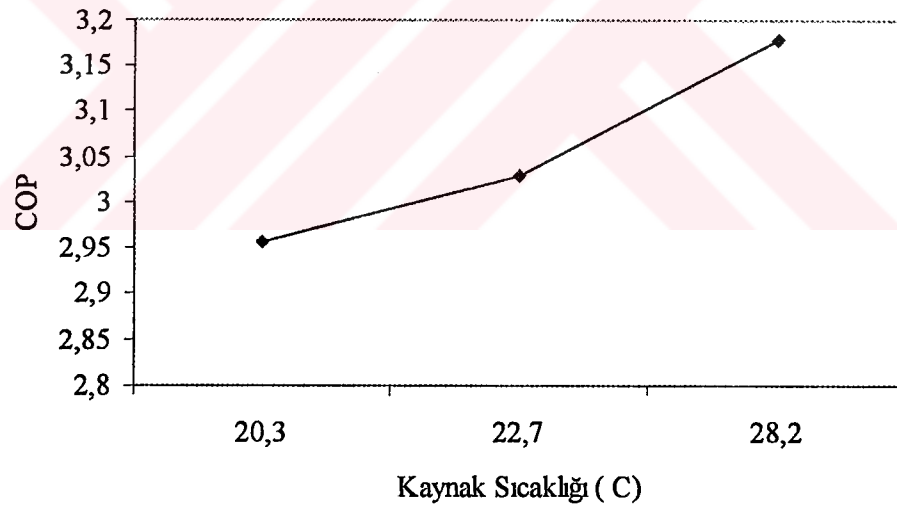
**Çizelge 4.3.** Literatürde Isı Pompası ile İlgili Yapılan Bazı Çalışmalar

Araştırmacı	Isı Pompasının Tipi	Soğutkan ve/veya Soğutkan Karışımı	Evaporatör Kaynak Sıcaklığı, °C
Heap (1975)	Hava kaynaklı ısı pompası	-	(-4) - (18)
Jardine ve Kudarich (1976)	Güneş destekli ısı pompası	-	(5) - (45)
Yamankaradeniz (1983)	Güneş destekli ısı pompası	R12	(-15) - (25)
Merriam ve Little (1988)	Konvansiyonel hava kaynaklı ısı pompası	R13B1-R152a R22-R114 SF6-R12	(-17) - (9)
Cooper (1988)	Hava-hava ısı pompası	R13B1-R152a R22	(-17.8) - (8.3)
Bu çalışma (2002)	Hava-hava ısı pompası	R22, R134a, R22/R134a	20 - 30

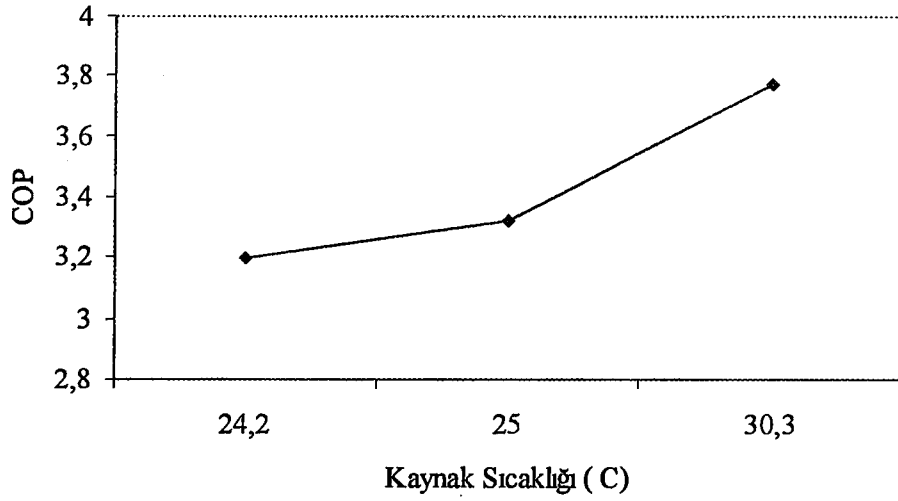




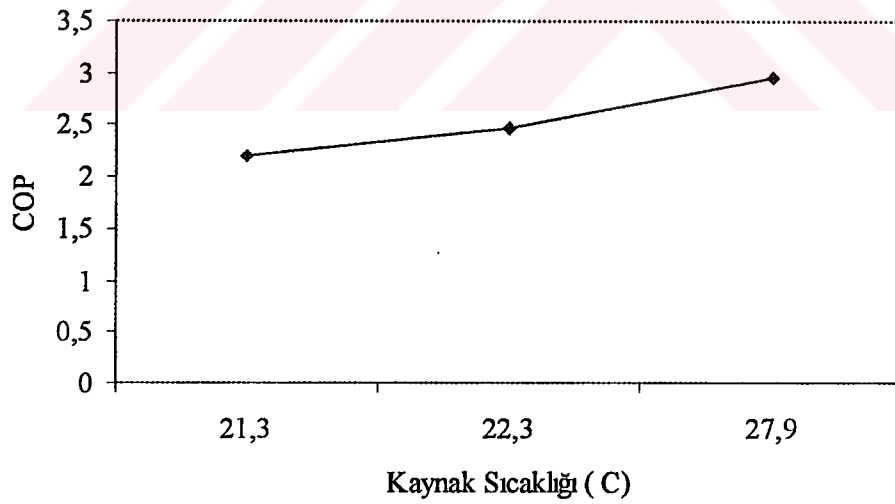
Şekil 4.4. Saf R22 Soğutkanı İçin COP'un Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi



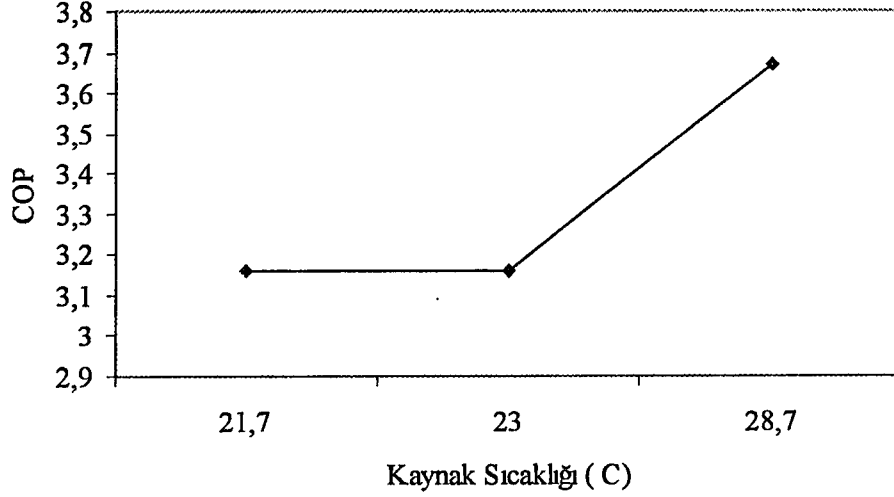
Şekil 4.5. %25R134a/%75R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi



Şekil 4.6. %50R134a/%50R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi



Şekil 4.7. %75R134a/%25R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi



**Şekil 4.8.** Saf R134a Soğutkanı İçin COP'un Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi

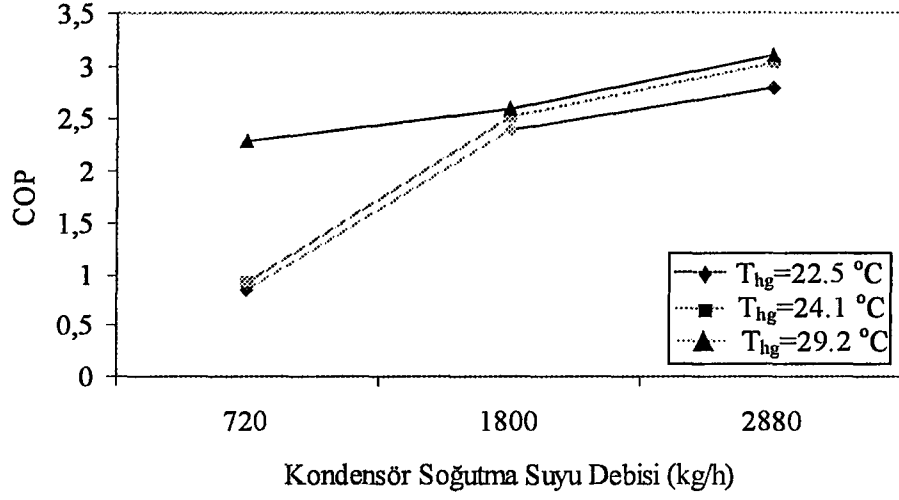
#### 4.1.3. Kondensör Soğutma Suyu Debisinin Isı Performans Katsayısına Etkisi

Kondensör soğutma suyunun debisinin COP üzerindeki etkisi şekil 4.9-4.13'de gösterilmiştir. Şekil 4.9 saf R22 soğutkanı, şekil 4.10 %25 R134a/ %75 R22 soğutkan karışımı, şekil 4.11 %50 R134a/ %50 R22 soğutkan karışımı, şekil 4.12 %75 R134a/ %25 R22 soğutkan karışımı, şekil 4.13 ise saf R134a soğutkanı için olan değişimleri göstermektedir. Her bir şekilde evaporatör hava kaynak sıcaklığı ayrıca parametre olarak seçilmiştir. Şekillerden çıkarılabilecek ortak sonuç, 1800 kg/h kondenser soğutma suyu debisine kadar genellikle COP'un arttığıdır. 1800 kg/h değerinden sonra ise COP'ta azalma gözlemlenmiştir.

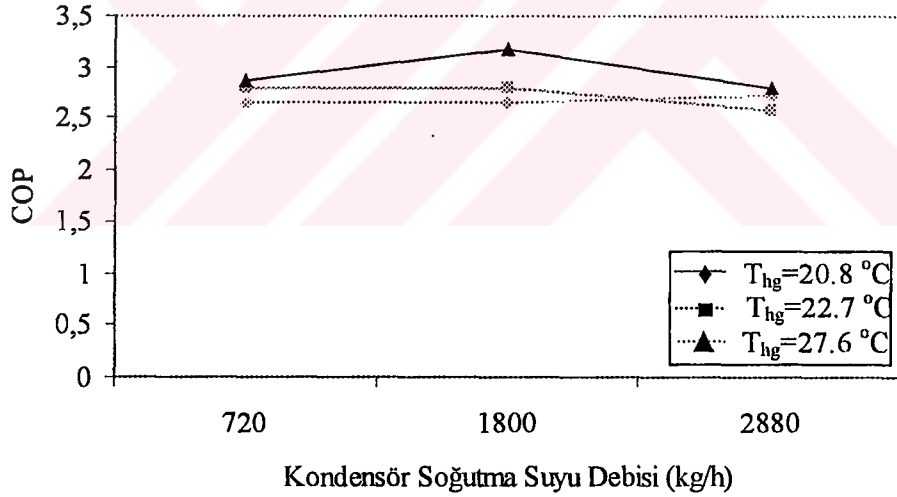
Şekil 4.10'da görüldüğü gibi %25-%75 R134a/R22 soğutkan karışımı için maksimum COP, 27.63 °C'lik ortalama evaporatör hava kaynak giriş sıcaklığı ve 1800 kg/h'lik kondenser soğutma suyu debi değeri için 3.179 olarak elde edilmiştir. Şekil 4.11'de görüldüğü gibi %50-%50 R134a/R22 soğutkan karışımı için maksimum COP, 30.57 °C'lik ortalama evaporatör hava kaynak giriş sıcaklığı ve 1800 kg/h'lik kondenser soğutma suyu debi değeri için 3.770

olarak elde edilmiştir. Şekil 4.12’de %75-%25 R134a/R22 soğutkan karışımı için maksimum COP, 27.87 °C’lik ortalama evaporatör hava kaynak giriş sıcaklığı ve 1800 kg/h’lik kondenser soğutma suyu debi değeri için 2.951 olarak elde edilmiştir. Şekil 4.13’de de saf (%100) R134a soğutkanı için maksimum COP, 28.13 °C’lik ortalama evaporatör hava kaynak giriş sıcaklığı ve 1800 kg/h’lik kondenser soğutma suyu debi değeri için 3.668 olarak elde edilmiştir.

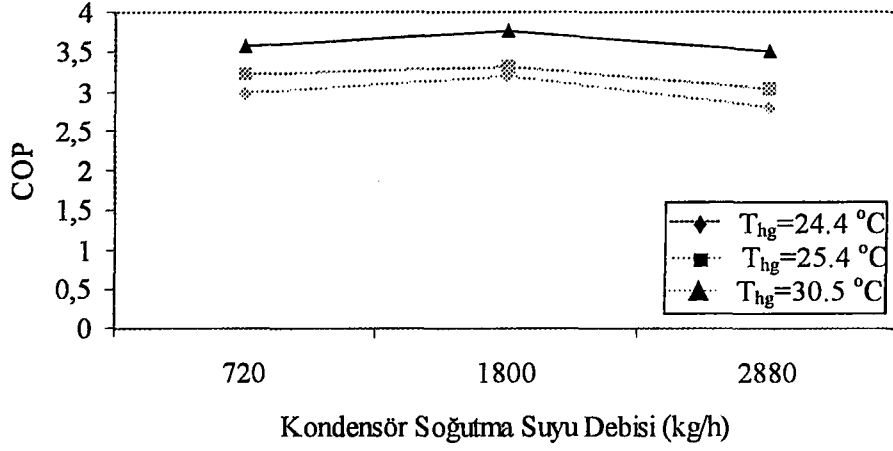
Chang *et al.*(2000), ısı pompalarında HCFC soğutkanlarının ısı transfer ve performans karakteristikleri adlı çalışmasında saf R22, R1270, R290, R600a, R600 soğutkanları ile bunların değişik kütle oranlarında karıştırılmaları ile elde edilen altı değişik soğutkan karışımlarını kullanmışlardır. Çalışmalarında kondenser kaynak akışkanı kütle akışı ile ortalama ısı transfer katsayısı arasındaki değişimleri irdelenmiştir. Bütün soğutkan kompozisyonları için artan kütle akışı ile ortalama ısı transfer katsayısı artmaktadır. Aynı çalışmada karışımların ısı transfer katsayılarındaki azalmanın saf soğutkanlarınkinden daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Bu azalmanın yoğunlaşma süreci süresince buhar sıvı ara yüzeyine yakın yerlerde oluşan karışım konsantrasyon değişimlerinin sebep olduğu kütle transfer direnci ile lineer olmayan fiziksel özelliklere bağlı olarak değiştiği belirlenmiştir. Aynı çalışmada en düşük ortalama ısı transfer katsayısı, %50-%50 R290/600a soğutkan karışımı için elde edilmiştir ve %40-%60 R290/600 karışımı için minimuma yakın değer elde edilmiştir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar yapmış olduğumuz çalışmayı destekler niteliktedir.



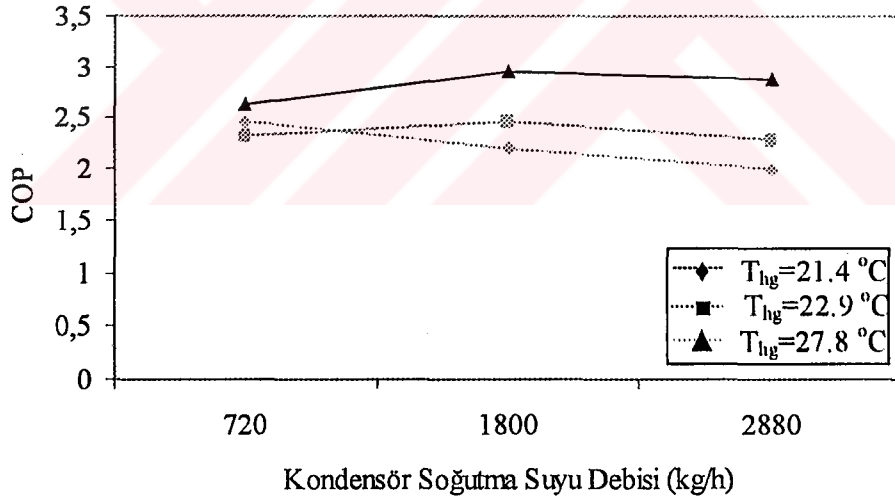
Şekil 4.9. Saf R22 Soğutkanı İçin COP'un Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi



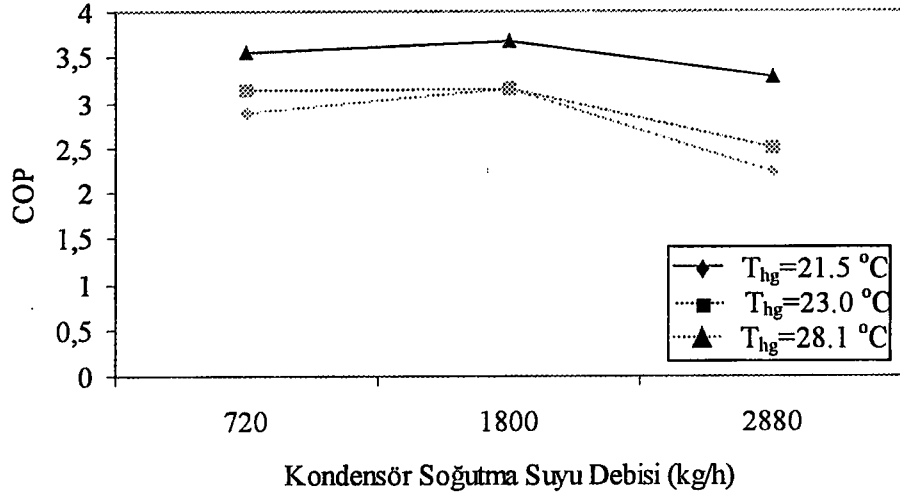
Şekil 4.10. %25 R134a/ %75 R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi



Şekil 4.11. %50 R134a/ %50 R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi



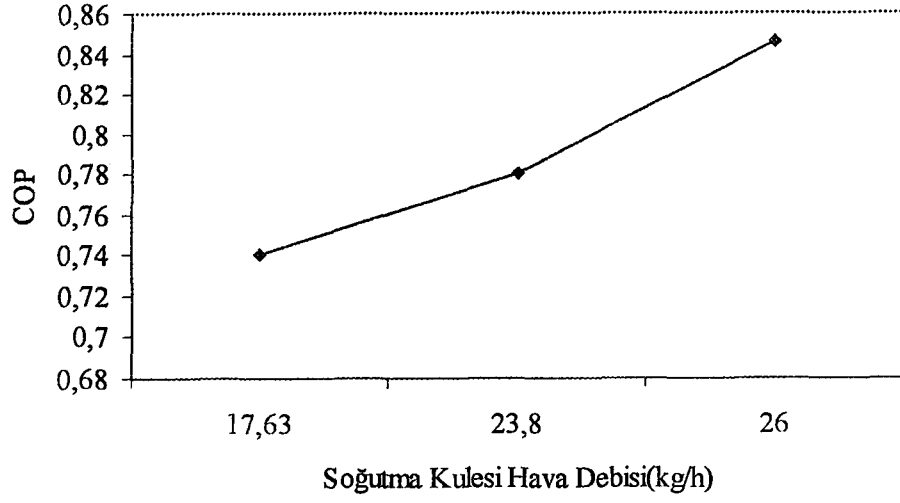
Şekil 4.12. %75 R134a/ %25 R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi



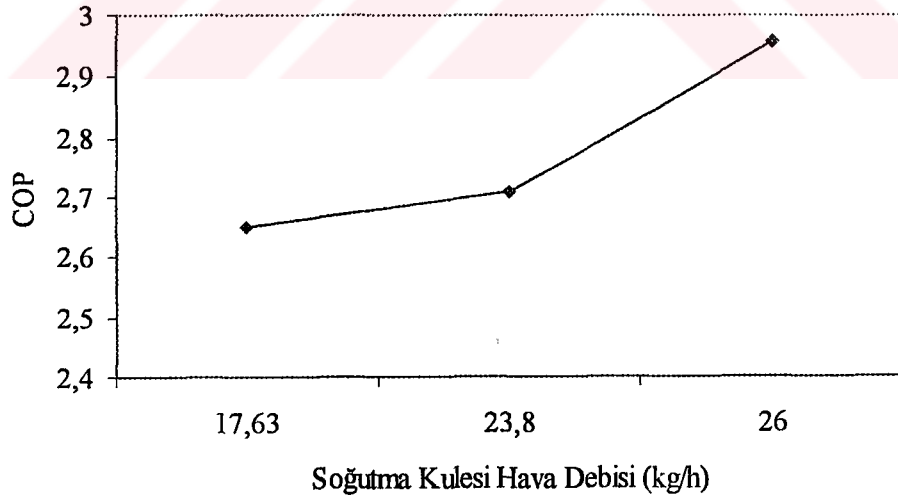
**Şekil 4.13.** Saf R134a Soğutkanı İçin COP'un Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi

#### 4.1.4. Soğutma Kulesi Hava Debisinin Isı Performans Katsayısına Etkisi

Şekil 4.14 saf R22 soğutkanı, şekil 4.15 %25-%75 R134a/ R22 soğutkan karışımı, şekil 4.16 %50 R134a/ %50 R22 soğutkan karışımı, şekil 4.17 %75-%25 R134a/ R22 soğutkan karışımı, şekil 4.18 saf R134a soğutkanı için soğutma kulesi hava debisinin ısı pompasının performans katsayısı (COP) üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Görüldüğü gibi saf soğutkanlar ve değişik karışım oranlarına sahip soğutkan çiftlerinin tümünde soğutma kulesi hava debisi arttıkça COP'ta artış oluşmaktadır.

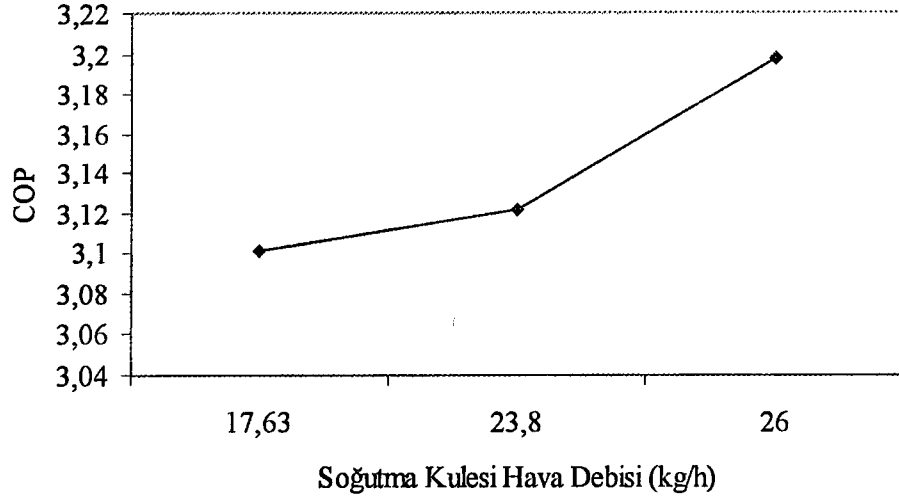


Şekil 4.14. Saf R22 Soğutkanı İçin COP'un Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi

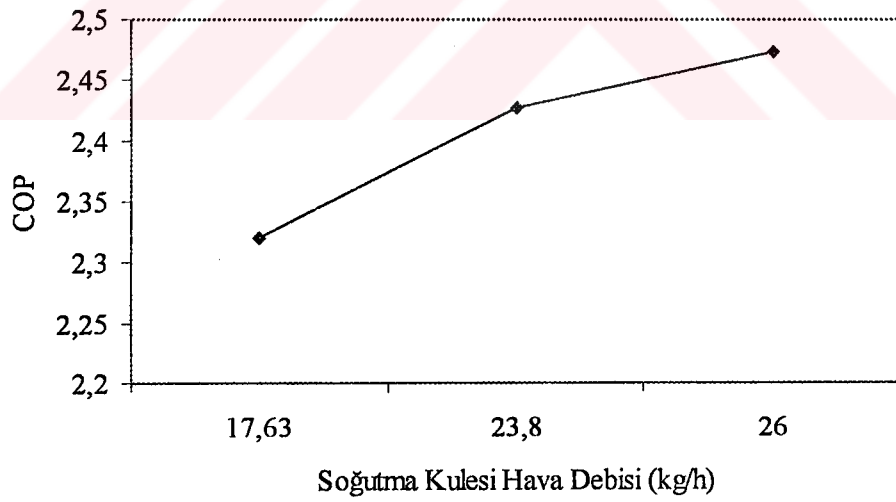


Şekil 4.15. %25 R134a/ %75 R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi

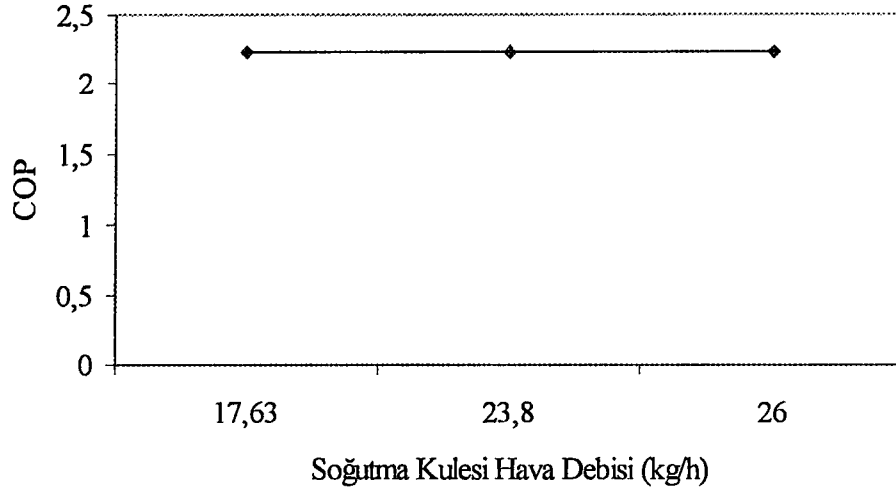




**Şekil 4.16.** %50 R134a/ %50 R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi



**Şekil 4.17.** %75 R134a/ %25 R22 Soğutkan Karışımı İçin COP'un Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi



**Şekil 4.18.** Saf R134a Soğutkanı İçin COP'un Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi

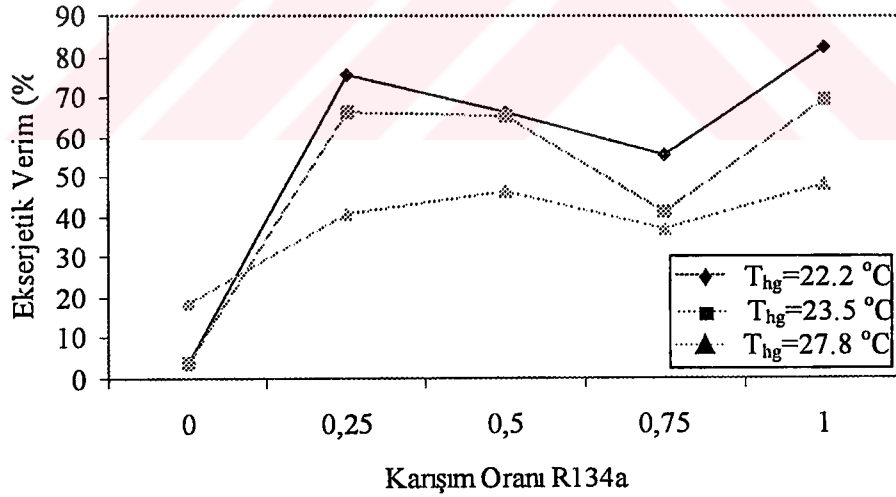
#### 4.2. Ekserjetik Verim ( $\eta_{ek}$ )

Tanımlanan bir işin yürütülmesinde enerji kullanılabilirliğinin araştırılması için kullanılan yöntemlerden birisi de ekserjetik verimin hesaplanmasıdır. Aşağıda karışım oranının, evaporatör hava kaynak sıcaklığının, kondenser soğutma suyu debisinin ve soğutma kulesi hava debisinin ısı pompası ekserjetik verimi üzerine olan etkileri incelenmiştir.

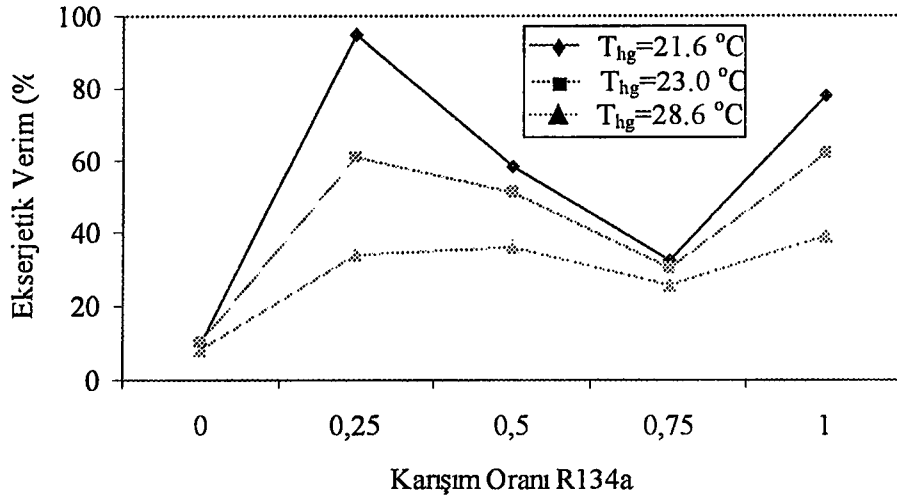
##### 4.1.1. Karışım Oranının Ekserjetik Verime Etkisi

Şekil 4.19'da kondenser kaynak suyu debisi 720 kg/h için karışım oranı ile  $\eta_{ek}$  arasındaki ilişki, şekil 4.20'de kondenser kaynak suyu debisi 1800 kg/h için karışım oranı ile  $\eta_{ek}$  arasındaki ilişki, şekil 4.21'de ise kondenser soğutma suyu debisi 2880 kg/h için karışım oranı ile  $\eta_{ek}$  arasındaki ilişki gösterilmiştir. Her üç şekle dikkat edilirse, maksimum ekserjetik verim %25 R134a/%75 R22 soğutkan karışımı için elde edilmiştir.

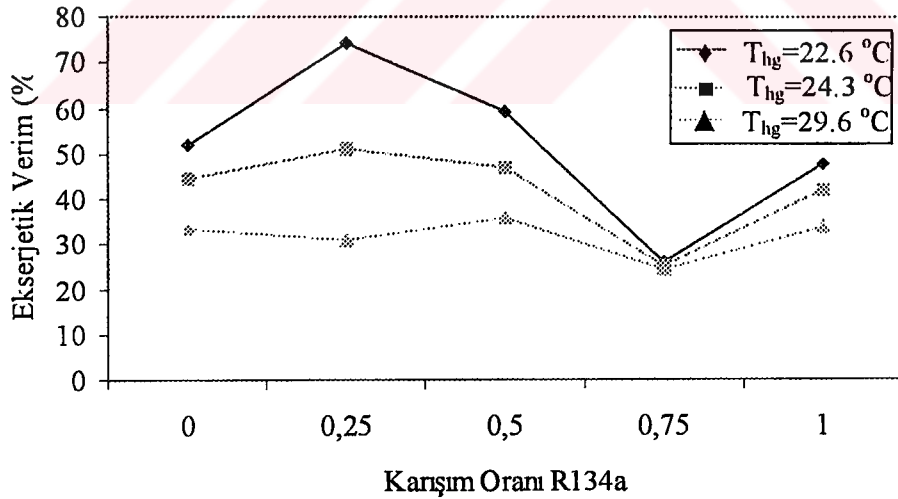
Den Braven and Troxel (1990), ısı pompalarında zeotropik karışımlarının kullanıldığı sistemlerin ısı performans analizi için yaptıkları çalışmada sistem performansı ile toplam sistem tersinmezlikleri arasındaki değişimi incelemişlerdir. Bu çalışmada iş yapan akışkan olarak zeotropik R22/R114 ve R22/R11 karışımları kullanılmıştır. Elde ettikleri sonuçlara göre daha büyük COP değerlerine karşılık daha düşük toplam sistem tersinmezliği elde edilmiştir. Aynı zamanda elde edilen bu düşük tersinmezlik değerleri daha düşük basınç oranlarına karşılık gelmektedir. Bu da göstermektedir ki en büyük tersinmezlik kaybı kompresörde yani sıkıştırma sürecinde gerçekleşmektedir. Aynı çalışmada her bir soğutkan karışım konfigürasyonu için elde edilen tersinmezliklerin saf soğutkanlar kullanılarak elde edilen tersinmezlik değerlerinin altına düştüğü belirlenmiştir. Bunun yanı sıra bazı karışım kompozisyonları için elde edilen kondenser tersinmezliklerinin saf soğutkanlar için elde edilen değerlerden daha büyük olduğu tespit edilmiştir. Yaptığımız çalışmada da aynı paralelde sonuçlar sağlanmıştır. Bizim çalışmamızda da saf soğutkan ve soğutkan karışımları için elde edilen sonuçlara göre, artan COP değerlerine karşılık ekserjetik verimin azaldığı saptanmıştır.



**Şekil 4.19.** R134a/R22 Soğutkan Çifti için Ekserjetik Verimin Karışım Oranına Bağlı Olarak Değişimi (Kondenser Su Debisi = 720 kg/h)



Şekil 4.20. R134a/R22 Soğutkan Çifti için Ekserjetik Verimin Karışım Oranına Bağlı Olarak Değişimi (Kondenser Su Debisi = 1800 kg/h)



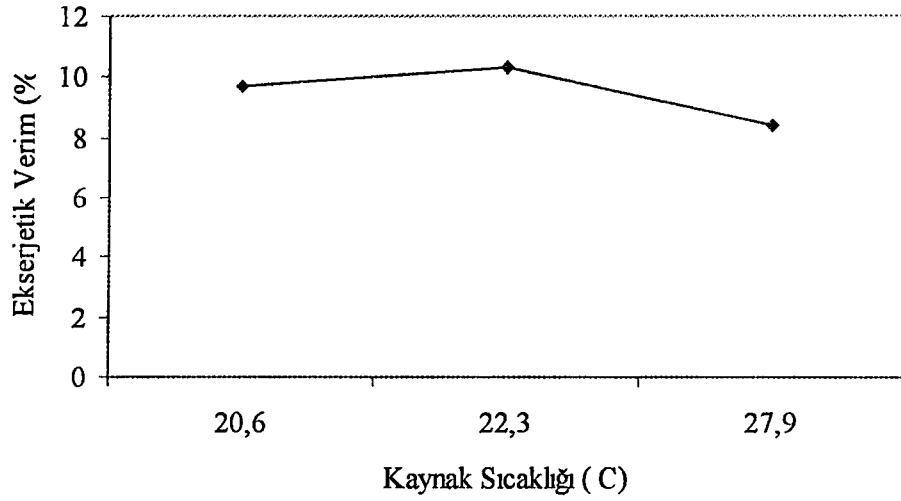
Şekil 4.21. R134a/R22 Soğutkan Çifti için Ekserjetik Verimin Karışım Oranına Bağlı Olarak Değişimi (Kondenser Su Debisi = 2880 kg/h)

#### 4.2.2. Kaynak Sıcaklığının Ekserjetik Verime Etkisi

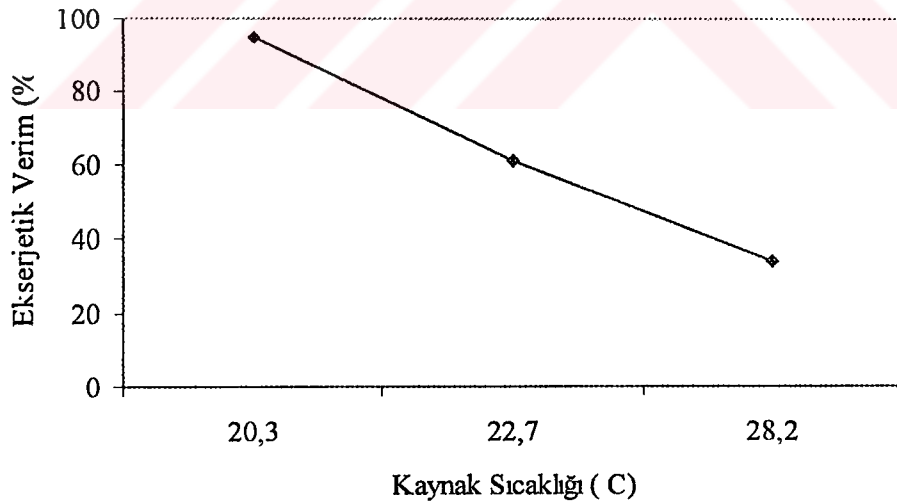
Kaynak sıcaklığının ekserjetik verim üzerindeki etkisi şekil 4.22-26'da değişik karışım oranları için gösterilmiştir. Şekil 4.22'de saf R22, şekil 4.23'de %25-%75 R134a/R22 soğutkan karışımı, şekil 4.24'de %50-%50 R134a/ R22 soğutkan karışımı, şekil 4.25'de %75-%25 R134a/R22 soğutkan karışımı, şekil 4.26'da ise saf R134a soğutkanı için olan değişimler gösterilmiştir. Tüm şekillerden kaynak sıcaklığı arttıkça ekserjetik verimin azaldığı gözlemlenmektedir. Başka bir deyişle, saf soğutkanlar (R22 ve R134a) ve R22/R134a soğutkan çiftinin değişik karışım oranları için evaporatör hava kaynak sıcaklığının artışı ile ekserjetik verimin azaldığı anlaşılmaktadır.

Denklem 3.20'den görüldüğü gibi ekserjetik verimde kondenserde atılan ısı miktarı kompresörün çektiği iş miktarı ve evaporatörde alınan ısı miktarı önemli parametrelerdir. Evaporatör hava kaynak sıcaklığının artırıldığı her bir deneysel çalışma adımında elde edilen sonuçlara göre, kondenserden soğutma suyuna terk edilen ısı miktarının artan kaynak sıcaklığı ile çok az değiştiği gözlemlenmiştir. Kaynak sıcaklığının artmasıyla, kompresör işi azalmasına rağmen evaporatörde çekilen ısı miktarı artmaktadır. Kompresör işi azalsa da denklemin payda kısmında bulunan  $Q_E$  daha fazla artacağından, kaynak sıcaklığı arttıkça ekserjetik verimin azalacağı görülmektedir.

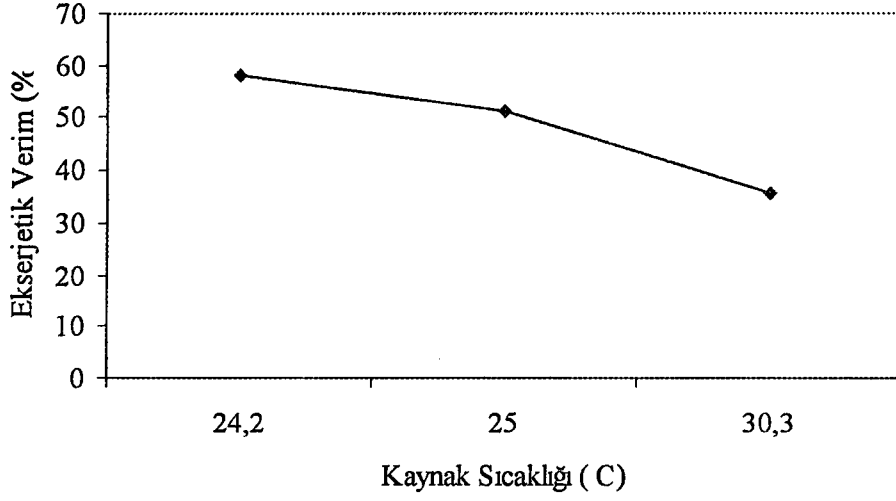
Benzer sonuçlar literatürde yapılan diğer araştırmalarda da gözlemlenmiştir. Ceruantes *et al.* (2002), güneş enerjisi destekli ısı pompası sisteminde yapılan deneysel çalışmada ekserji analizi yapmışlardır. Soğutucu akışkan olarak R22 kullanılan çalışmada sıcaklığa bağlı olarak tersinmezliklerin değiştiği bulunmuştur. Bu sonuca göre ekserji verimi sıcaklık arttıkça azalmaktadır. Burada elde edilen sonuç bizim çalışmamızda elde edilen sonuçlarla uygunluk göstermektedir.



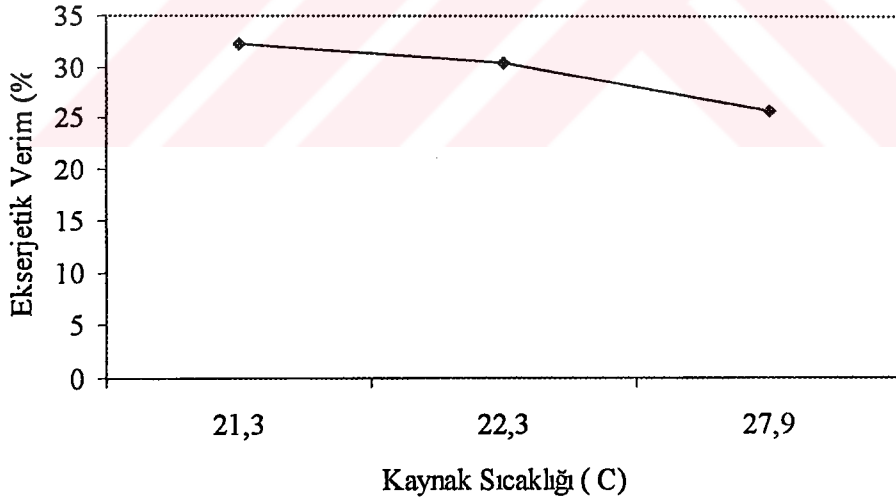
Şekil 4.22. Saf R22 Soğutkanı İçin Ekserjetik Verimin Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi



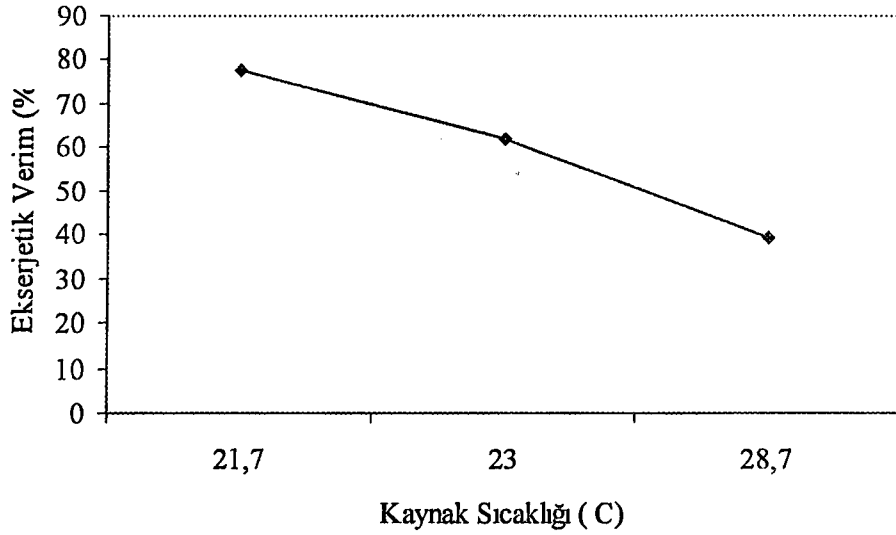
Şekil 4.23. %25R134a/%75R22 İçin Ekserjetik Verimin Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi



Şekil 4.24. %50R134a/%50R22 İçin Ekserjetik Verimin Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi



Şekil 4.25. %75R134a/%25R22 İçin Ekserjetik Verimin Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi



**Şekil 4.26.** Saf R134a Soğutkanı İçin Ekserjetik Verimin Evaporatör Kaynak Sıcaklığına Bağlı Olarak Değişimi

#### 4.1.3. Kondenser Kaynak Suyu Debisinin Ekserjetik Verime Etkisi

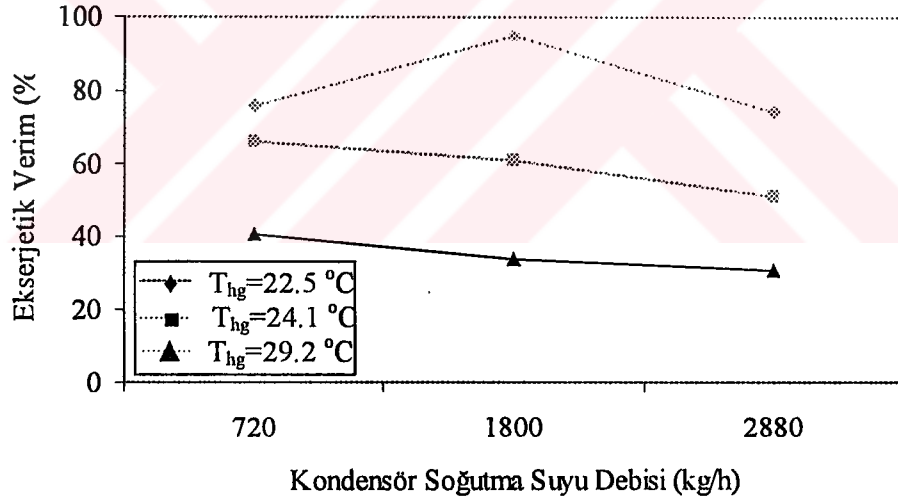
Kondenser kaynak suyu debisinin ekserjetik verime olan etkileri şekil 4.27-4.30'da gösterilmiştir. Şekil 4.27 %25-%75 R134a/R22 soğutkan karışımı, şekil 4.28 %50-%50 R134a/R22 soğutkan karışımı, şekil 4.29 %75-%25 R134a/R22 soğutkan karışımı, şekil 4.30 ise saf R134a soğutkanı için olan değişimleri göstermektedir. Kondenser kaynak suyu debisinin artmasıyla ekserjetik verimin azaldığı tespit edilmiş ve bu çalışmanın yapılan diğer çalışmalarla uyum içerisinde olduğu anlaşılmıştır.

E.Bilgen ve H.Takahashi (2002), ısı pompalarında R410A alternatif soğutkanı için deneysel ve teorik çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarında ekserji analizi yaparak ekserjetik verimin kondenser ve evaporatör ısı yükleriyle değişimini incelemişler ve ekserjetik verimin bu ısı yüklerle azaldığını gözlemlemişlerdir. Aynı çalışmada sistemde ki tersinmezliklerden kaynaklanan ekserji kaybının büyük oranda tersinmez bir süreç olan kompresördeki sıkıştırma

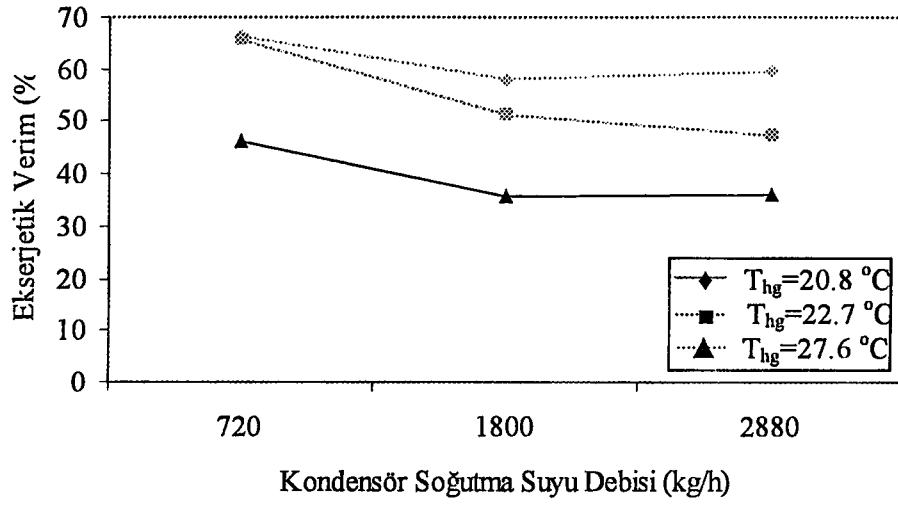


sürecinde gerçekleştiğini belirtmişlerdir. Bu çalışma ve benzeri diğer çalışmalardan elde edilen sonuçlar yapmış olduğumuz çalışma ile uygunluk arz etmektedir.

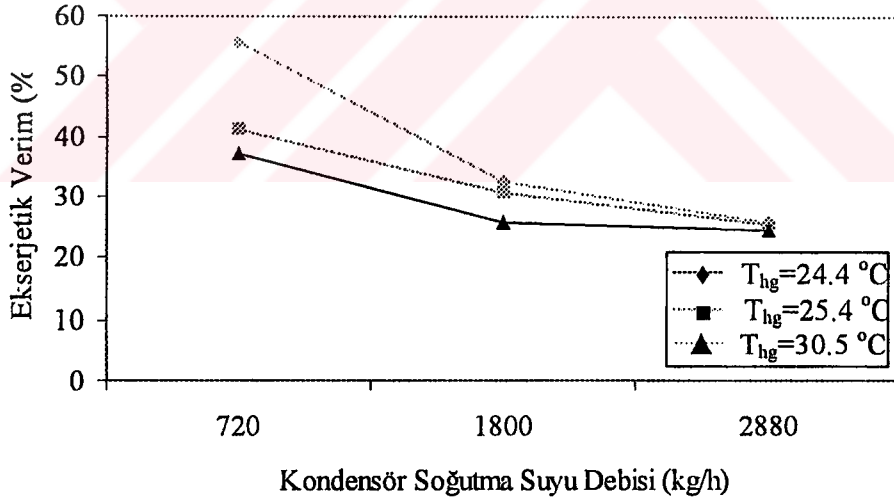
Chang *at al.*(2000), ısı pompalarında HCFC soğutkanlarının ısı transfer ve performans karakteristikleri adlı çalışmalarında saf R22, R1270, R290, R600a, R600 soğutkanları ile bunların değişik kütle oranlarında karıştırılmaları ile elde edilen altı değişik soğutkan karışımı için kondenser kaynak akışkanın kütle akışı ile ortalama ısı transfer katsayısı arasındaki değişim irdelenmiştir. Bütün soğutkan kompozisyonları için artan kütle akışı ile ortalama ısı transfer katsayısı artmaktadır. Bir başka ifade ile artan kondenser kaynak debisi ile beraber sistemin ısıl etkinliği artmakta dolayısıyla buda kondenserdeki tersinmezliklerin artmasına sebep olmaktadır. Bu da artan kondenser kaynak kütle akışı ile ekserjetik verimin azaldığını göstermektedir.



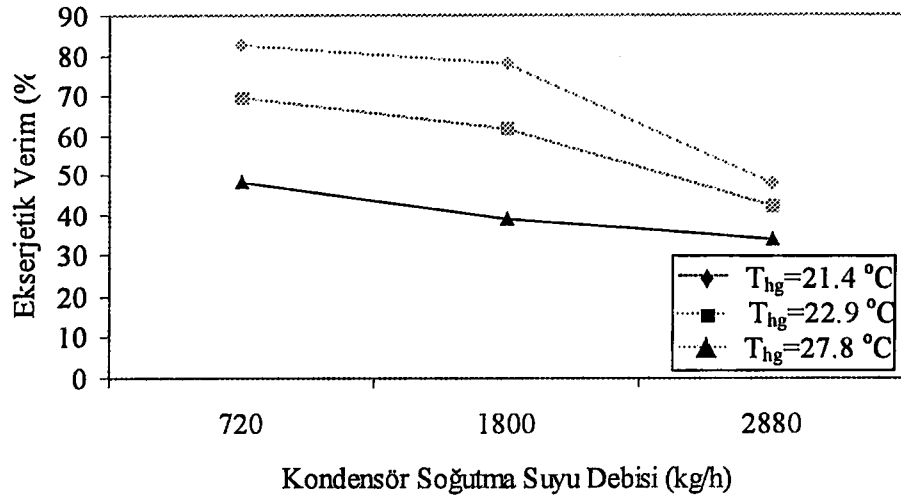
Şekil 4.27. Saf R22 Soğutkanı İçin Ekserjetik Verimin Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi



Şekil 4.28. %25R134a/%75R22 İçin Ekserjetik Verimin Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi



Şekil 4.29. %50R134a/%50R22 İçin Ekserjetik Verimin Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi

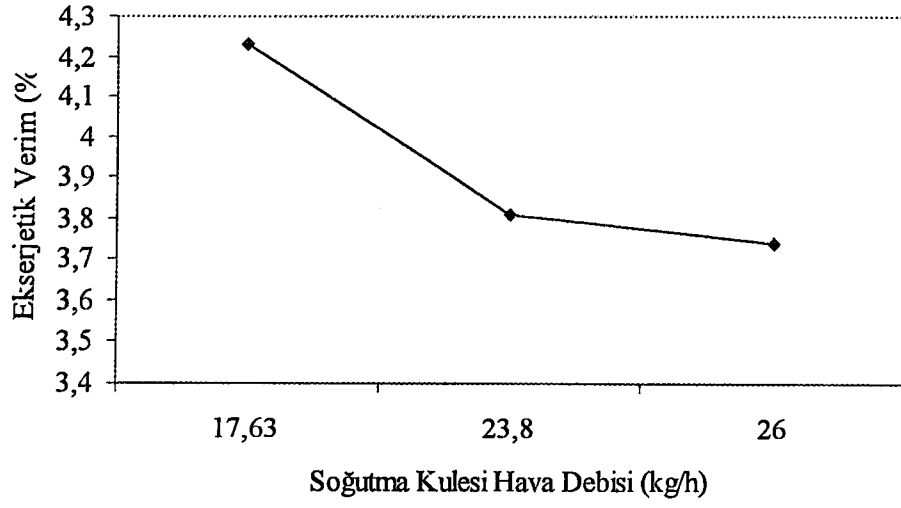


**Şekil 4.30.** Saf R134a İçin Ekserjetik Verimin Kondenser Soğutma Suyu Debisine Bağlı Olarak Değişimi

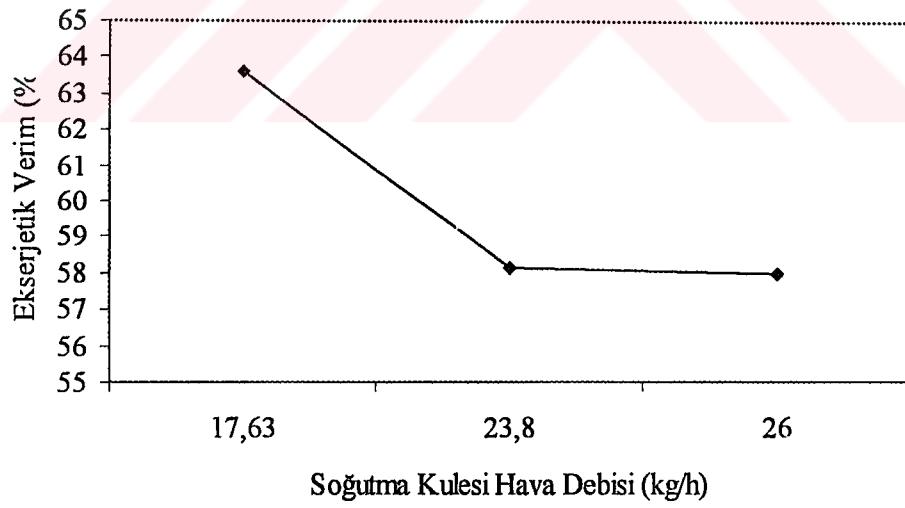
#### 4.1.4. Soğutma Kulesi Hava Debisinin Ekserjetik Verime Etkisi

Şekil 4.31-4.33 farklı soğutkanlarda soğutma kulesi hava debisinin ısı pompasının ekserjetik verimi üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Şekillerden soğutma kulesi hava debisinin 720 kg/h'ten 1800 kg/h'te artması ile  $\eta_{ek}$ 'de %5'lik bir azalmanın, soğutma kulesi hava debisinin 1800 kg/h'den 2880 kg/h'a çıkarılması ile de  $\eta_{ek}$ 'de %0.2'lik bir azalmanın olduğu gözlemlenmiştir.

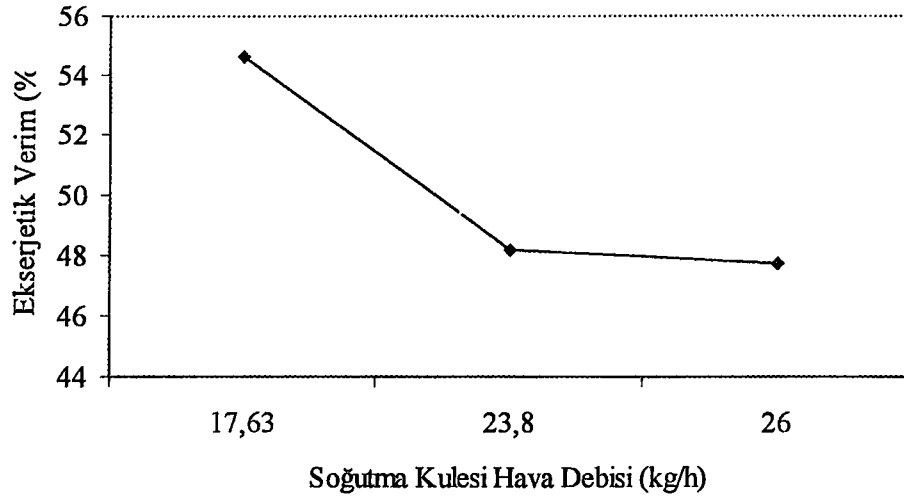
Denklem 3.20'de görüldüğü gibi, COP'da ki artış ekserjetik verimde bir azalığa neden olmaktadır. Soğutma kulesi hava debisinin artmasıyla COP'da da artış olduğu yukarıdaki ilgili bölümde açıklanmıştır. Dolayısıyla artan soğutma kulesi hava debisi ile sistemin ısısal etkinliği artmakla beraber sistemin ekserjetik verimi azalmaktadır (Den Braven and Troxel 1990).



Şekil 4.31. %25 R134a/ %75 R22 Soğutkan Karışımı İçin Ekserjetik Verimin Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi



Şekil 4.32. %50 R134a/ %50 R22 Soğutkan Karışımı İçin Ekserjetik Verimin Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi



**Şekil 4.33.** %75 R134a/ %25 R22 Soğutkan Karışımı İçin Ekserjetik Verimin Soğutma Kulesi Hava Debisine Bağlı Olarak Değişimi

## 5. SONUÇLAR

Isı pompalarında saf R134a, saf R22, ve R134a/R22 soğutkan çiftinin değişik karışım oranlarında kullanılmasıyla yapılan bu çalışmanın amacı; R22 kullanılan bir sistemde ozon tüketme potansiyeli sıfır olan alternatif bir soğutkan olan R134a'nın ve R22/R134a'nın değişik karışım oranlarının kullanılmasının ısıl performans üzerindeki etkisini araştırmaktır. Deneysel çalışma dataları değerlendirilmiş ve sistemin COP ve ekserjetik verim  $\eta_{ek}$  bakımından optimum işletme koşulları belirlenmeye çalışılmıştır. COP ve  $\eta_{ek}$  üzerine; karışım oranı, kaynak giriş sıcaklığı, kondenser kaynak debisi ve soğutma kulesi hava debisinin etkileri deneysel olarak incelenmiştir.

Yapılan deneysel çalışma sonucunda elde edilen önemli bulgular aşağıda iki ana başlık altında maddeler halinde özetlenmiştir.

### 5.1. Isıl Etkinlik (COP) Sonuçları

1. Karışım oranı, ısı pompası performans katsayısı (COP) üzerinde etkin bir parametredir. Maksimum sistem etkinliği %50-%50 R134a/R22 karışım oranı için elde edilmektedir. %50-%50 R134a/R22 karışım oranı için elde edilen COP değerinin saf soğutkanlarındakinden daha büyük olması, R22 kullanılan ısı pompası sistemlerinde R134a/R22 soğutkan karışımlarının iyi birer alternatif olabileceğini göstermektedir.
2. R134a için elde edilen COP değeri R22 soğutkanının COP değerinden daha yüksektir. Bu da ısıl performans bakımından R134a'nın iyi bir alternatif soğutkan olarak kullanılabilceğini göstermektedir.
3. Evaporatör hava kaynak sıcaklığının artmasıyla hem saf R134a ve R22 soğutkanları hem de R134a/R22 soğutkan karışımının değişik kütle oranları için COP değerinin arttığı gözlemlenmiştir.
4. Kondenser kaynak suyu debisinin sistemin ısıl performansı üzerinde etkin bir parametre olduğu anlaşılmaktadır. Bu çalışmada kullanılan tüm akış konfigürasyonları için ideal kondenser kaynak suyu debisi 1800kg/h olarak tespit edilmiştir.

1800kg/h'lik kondenser kaynak suyu debisi için maksimum COP değeri %50-%50 R134a/R22 karışımı için elde edilmiştir.

5. Soğutma kulesi hava debisi arttıkça tüm akışkan konfigürasyonları için COP değerleri artmaktadır.

### 5.2. Ekserji Analizi ( $\eta_{ek}$ ) Sonuçları

1. Maksimum ekserjetik verim %25-%75 R134a/R22 soğutkan karışımı için elde edilmiştir.
2. Evaporatör hava kaynak sıcaklığı arttıkça ekserjetik verim tüm akış konfigürasyonları için azalmaktadır.
3. Kondenser kaynak suyu debisi arttıkça ekserjetik verim tüm akış konfigürasyonları için azalmaktadır. Debinin artırılması, eşanjör boyutlarının sabit kalması nedeniyle yeterince etkin olamamakta ve  $\eta_{ek}$  değerlerinin kötüleşmesi sonucunu doğurmaktadır. 2880kg/h'lik kaynak suyu debisi için minimum ekserjetik verim değerleri elde edilmiştir.
4. Soğutma kulesi hava debisindeki artışla ekserjetik verim tüm akış konfigürasyonları için azalmaktadır. Minimum ekserjetik verim değerleri 26kg/h'lik soğutma kulesi hava debisinde elde edilmiştir.

### 5.3. Öneriler

1. R134a soğutkanı ve %50-%50 R134a/R22soğutkan karışımı gerek sistemde sağladığı performans açısından gerekse klasik soğutkanlara göre minimum seviyedeki ozon parçalama potansiyeli nedeniyle alternatif soğutkan olarak kullanılabilir.
2. Soğutkan karışımlarının termodinamiksel özelliklerinin tespit edilmesi amacıyla ilave deneysel ve teorik çalışmalara ihtiyaç vardır.
3. Karışım konsantrasyonları ile sistem performansı arasındaki ilişkiyi belirlemek amacıyla sistemin simülasyonunun yapılarak, simülasyon sonuçlarının deneysel

sonuçlarla karşılaştırılıp sistemden maksimum performans elde edilmesini sağlayacak ideal karışım oranları tespit edilebilir.

4. Maliyetleri oldukça pahalı olan bu tür soğutkan ve soğutkan karışımlarının daha uzun bir süre her hangi bir sızıntı ihtimali olmadan kullanımını sağlayacak yeni montaj teknik ve ekipmanları geliştirmelidir.
5. 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.
6. Karışım bileşenlerinin kompresörde temas ettikleri yağlama yağından etkilenmemeleri için soğutkan karışımı ile yağlama yağının uygun özelliklere sahip olması gerekir.
7. Alternatif bir soğutkan olarak düşünülen yeni bir soğutkan/soğutkan karışımı istenen diğer termodinamiksel şartları sağlamakla beraber şayet yanabilme özelliği söz konusu ise sistem uygun emniyet donanımları yardımıyla işletilebilir.
8. Tüm çevrim boyunca aynı karışım oranını korumak amacıyla sisteme akümülatör ve benzeri karışım konsantrasyonunu sürekli kontrol etmeyi sağlayan ekipmanlar monte edilmelidir.
9. Ekserjetik verimin azalmasına yani sistemdeki tersinmezlik kayıplarının artmasına sebep olan temel çevrimsel prosesler iyice incelenerek sistemdeki kayıpları asgariye indirecek ideal ekipmanların belirlenmesi uygun olacaktır.



## KAYNAKLAR

- Abou, H. Z.-Ziyan, M. F. Ahmed, M. N. Metwally and H. M. Abd El-Hameed, 1997. Solar-assisted R22 and R134a heat pump systems for low-temperature applications. *Applied Thermal Engineering* Vol. 17. No.5. 455-469.
- 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), s 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, s 89-99.
- Altınışik, K., Mat, M.D., Karakoç, F., Kaplan, Y. ve İyış, S., 2000. Alternatif soğutucu akışkanların karşılaştırılması. 12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 28 – 29 Şubat, Sakarya, Cilt- 2, 516 – 521.
- Ambrose, E.R. and Sporn P., 1974. Heat pumps. Isı pompasının Dünyadaki tarihi gelişimi ve halen Türkiye’de uygulamamasının nedenleri. R. Karadeniz (Der.), John Willey Sons. Inc.
- Ashrae, 1989. *Fundamental Handbook*. 16, 1-10.
- Aybers, N., 1992. *Soğutma Makinaları*. Bayrak Yayıncılık, İstanbul, s 28
- Ayhan, T., Çomaklı, Ö. ve Kaygusuz, K., 1990. Güneş kolektörlü ve enerji depolu ısı pompası sisteminde ekserjetik verimin deneysel olarak incelenmesi. *Termodinamiğin İkinci Kanunu Çalışma Toplantısı*, kayseri. S 35-1.
- Blaise, J.C., Dutto, T. and Ambrosino, J.L., 1989. First industrial application of non-azeotropic 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 Jnl.*, no 3336 305-311.
- Büyüktür, A.S., 1992. *Termodinamik*. Cilt 1. Uludağ Üniversitesi Basımevi, Bursa, (ikinci baskı), s 163-185.
- Cervantes, J. G., Torres-Reyes, E., 2002. Experiments on a solar-assisted heat pump and an exergy analysis of the system. *Applied Thermal Engineering* 22, 1289-1297.

- Chang, Y.S., Kim, M.S. and Ro, S.T., 2000. Performance and heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in heat pump system. *International Journal of Refrigeration*, 23, 232-242.
- Connon, H.A., 1989, A generalized computer program for analysis of mixture refrigeration cycles. *ASHRAE Transaction*, 628-639.
- Cooper, W.D., 1988, The use of mixed refrigerants in air-to-air heat pump. *ASHRAE Transaction*, HO-82-11, 1159-1169.
- Çomaklı, Ö., Bilen, K. ve Karşlı, S., 1994, Buhar kompresyonlu ısıpompalarında nonazeotropik soğutkan karışımlarının kullanılmasıyla performans katsayısında meydana gelen değişimin deneysel olarak hesaplanması. 3. Soğ. ve İk. Kongresi, Adana, s 171-182.
- Çomaklı, Ö., Yüksel, B., Kara, Y.A., Çağlar, G. ve Tülek, Y., 1994, Heat pump utilization in milk pasteurization. *Energy Convers. Mgmt*, 35, (2), 91-96.
- Çomaklı, Ö., Çelik, C. and Erdoğan, S. , 1999. Determination of Optimum Working Conditions in Heat Pumps Using Nonazeotropic Refrigerant Mixtures. *Energy Conversion And Management* , 40, 193-203.
- Çulfaz, M., 1981, Isı pompalarına giriş. *Popüler*, 21, s 36-38.
- Dağsöz, A.K., 1990, Soğutma tekniği, ısı pompaları, ısı boruları. *Alfa teknik Kitaplar*, İstanbul (ikinci baskı), s 66.
- Devotta, S., Gopichand, S. and Pendyala, V.R., 1993, Assesment of HFCs, fluorinated ethers and amine as alternatives to CFC12. *Int. J. Refrig.* 16, (2), 84-90.
- Devotta, S. and Pendyala, V.R., 1994, Thermodynamic screening of some HFCs and HFEs for high-temperature heat pumps as alternatives to CFC114. *Int. J. Refrig.* 17, (5), 338-342.
- Domanski, P.A., 1981, Modeling of a heat pump charged with a nonazeotropic refrigerant mixtures. Evaluation of vapor compression cycles using nonazeotropic refrigerant mixtures. Merriam, R.L. and Little, A.D. (Ed.), Oak Ridge Nat. Lab. No 02190, Cambridge, 15-26.
- Dupont, 1974, Freon 13B1/152a. Refrigerant mixtures for heat pump. Design concepts for air-to-air heat pumps using nonazeotropic refrigerant mixtures. Merriam, 7R.L. and Little, A.D. (Ed.), ASME, 8, 15-24.

- E.Bilgen ve H.Takahashi 2002. Exergy analysis and experimental study of heat pump systems. *Exergy, an International Journal*.
- Egle, M., 1978, The heating of the Zurich Town Hall by the heat pump. *SEV Bulletein*, 29, 261-273.
- Ertaş, E., 1981, Soğutma ve ısı pompası sistemlerinde soğutkan karışımı kullanımı. 3. Ulusal Isı Kongresi, Denizli, s 201-212.
- Ertaş, E., 1990, küçük soğutma sistemlerinde soğutkan karışımlarının kullanılması. Birinci Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Sempozyumu, İstanbul, s 258-263.
- Ertaş, E., 1994, Ozon tabakasını incelten soğutkanlarla çalışan soğutma sistemlerinin dönüşüm sorunları. 3. Soğ. ve İkl. Kongresi, Adana, s 145-151.
- Ersoydan, A., 1983, Soğutma makinaları ve tesisleri. Kipaş Yayınları, İstanbul, s 221.
- Göktun, S., Özkaynak, S. ve Yavuz, H., 1994, Tersinmezliklerin soğutma tesir katsayısı üzerine etkisi. 3. Soğ. ve İkl. Kongresi, Adana, s 41-47.
- Greswick, F., 1984, Refrigeration system with capacity modulation by means of varying the composition of the active refrigerant charge. Patent Disclosure Submitted, 24, 132-145.
- Haslden, G.G. and Klimek, L., 1958, An experimental study of the use of mixed refrigerants for non-isothermal refrigeration. Soğutma ve ısı pompası sistemlerinde soğutkan karışımı kullanımı. E. Ertaş (Der.), 3. Ulusal Isı Kongresi, Denizli, s 201-212.
- Heap, R.D., 1975, Heat pumps and housing. Proc. Conference on Housing and Energy, University of New Castle, 15-17 April.
- Hepbaşlı, A., 2001. Sanayide enerji yönetim programının temelleri. *Termoklima*, 106, 63 - 76.
- Högberg, M. and Berntsson, T., 1994, Non-azeotropic mixtures as working fluids in two-stage economizer heat pumps. *Int. J. Refrig.* 17, (6), 417-429.
- Jardine, D.M. and Kuharich, R.F. Operational report on an integrated solar-assisted optimized heat pump system. *Trans. ASHRAE*. Vol. 82. No. 2. 426-432.
- Jakobs, R. and Kruse, H., 1987, The use of nonazeotropic refrigerant mixtures in heat pumps for energy saving. Institute of Refrigeration, Comission B2, 435-445.
- Karlı, S., 1993, Nonazeotropik fluorokarbon karışımlarının ısı pompalarında kullanılması. Yüksek lisans tezi, A.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Mak. Müh. Ana Bilim Dalı, s 48.
- Kesselring, J.P., Blatt, M.H. and Hough, R.E., 1990, New option in commercial heating. *Heating/Piping/Air Conditioning*, 6, 41-43.

- Kemler, E.N., 1950, Heat pump applications. Isı pompasının Dünyadaki tarihi gelişimi ve halen Türkiye’de uygulamamasının nedenleri. R. Karadeniz (Der.), Mc. Graw Hill Book Co.
- Kim.T.S., Shin, J.Y. and Ro, S.T., 1994, Cycle analysis and heat transfer characteristics of a heat pump using R22/R142b refrigerant mixtures. *Int. J. Refrig.* 17, (6), 391-399.
- Kılıç, E., 1990, İklimlendirme sistemlerinde ısı geri kazanma için ısı pompaları. Birinci Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Sempozyumu, İstanbul, s 150-158.
- Korun, T., 1995, Soğutucu gazlarda yenilikler. *Termodinamik dergisi*, 3, (30), s 22-23.
- Kruse, H., and Laue, A.D., 1990-2, Application of new fluid mixtures in heat pumps for energy savings. I.I.R./I.I.F. Commission E2, Stockholm (Sweden), 5767
- Mauri, L., 1939, Nouvelles machines à l’absorption pour tres basses temperatures. Soğutma ve ısı pompası sistemlerinde soğutkan karışımları kullanımları. E. Ertaş (Der.), 3. Ulusal Isı Kongresi, Denizli, s 201-212.
- Meriç, H., 1990, Soğutma sistemleri ve elemanları. Birinci Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Sempozyumu, Adana, s 102-110.
- Merriam, R.L., and Little, A.D., 1988, Evaluation of vapor compression cycles using nonazeotropic refrigerant mixtures. Oak Ridge Nat. Lab. No 02190, Cambridge, 15-26.
- Merriam, R.L., and Little, A.D., 1984. Design concepts for air-to-air heat pumps using nonazeotropic refrigerant mixtures. *ASME*, 8, p 15-24.
- Miyara, G., Koyama, S. and Fujii, T., 1993, Performance evaluation of a heat pump cycle using NARMs by a simulation with equations of heat transfer and pressure drop. *Int. J. Refrig.* 16, (3), 161-168.
- Murthy, S.S, Narayana, K.S. and Murthy, K.M.V., 1982, Operation of industrial solar assisted heat pump systems with conventional R12 and R22 compression I.I.F.-I.I.R. Commissions E1, E2, Jarusselam (Israel), 247-253.
- Okuyan, M.C., 1986. Güneş yardımcı ısı pompası ile bina ısıtması. *Mühendis ve Makine Dergisi*, TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayını, 27, (318), s 23-27.
- Ouzia, B. and Snelson, W.K., 1994. Predicting system performance of alternative refrigerants using a water – water heat pump. *ASHRAE Trans.*, 100 (2), 140 – 146.
- Özçelebi, S., 1986, Konutlarda ısı pompasından yararlanma olanakları uygulamalar, *Mühendislik ve Makina Derg.*, 27, 12-15.

- Öztürk, A. ve Yavuz, H., 1994, soğutma çevrimlerinde ikinci kanun analizi. 3. Soğ. ve İk. Kongresi, Adana, s 217-229.
- Öztürk, G. ve Kılıç, G., 1980, Termodinamik Problemleri. Kipaş yayıncılık, İstanbul. S 110.
- Özyurt, Ö, Çomaklı, Ö. ve Çağlar, A., 2000. Süt pastörizasyonunda kullanılan Isı pompası sisteminin termodinamik açıdan incelenmesi. 12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 28 – 29 Şubat, Sakarya, Cilt- 1, 18 – 23.
- Özyurt, Ö, Çomaklı, Ö., Çağlar, A. ve Ceylan, Z.G., 1998. Isı pompasının süt pastörizasyonunda kullanılması ve süt endüstrisinde kullanılan klasik sistemlerle enerji açısından karşılaştırılması. UKMK-3 Bildiri Kitabı, 1-4 Eylül, Erzurum, 1, 100-106.
- Pala, M. ve Devres, Y.O., 1987, Isı pompaları kuramı, çeşitleri ve uygulama alanları. Mühendis ve Makine Dergisi TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayını, 28, (326), s 7-15.
- Pietsch, J.A., 1977, The unitary heat pump industry-25 years of progress. Ashrae Journal, 29, 15-18.
- Pıhtılı, K., Yıldız, C. ve Biçer, Y., 1993. Isı pompası optimizasyonu. 9. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi Bildiriler Kitabı, cilt 1, 20-22 Eylül Elazığ, 458-466.
- Radermacher, R., 1984, Heat pump cycles with nonazeotropic refrigerant mixtures in thermodynamic Diagrams. ASHRAE Transactions. 90, 621-630.
- Reay, D.A and Macmichael, D.B.A., 1979, Desing and application, heat pumps. Pergamon Press, London 1-50
- Reay, D.A. and Macmichael, D.B.A., 1979, Desing problem areas. Heat Pumps, Pergamon Press, London, 90.
- Reay, D.A. and Mac Michael, D.B.A., 1988. Heat Pumps. Pergamon Press, 419, Oxford
- Richardson, R.N. and Butterworth, J.S., 1995, The performance of propane/isobutane mixtures in a vapour- compression refrigeration system. Int.J. Refrig., 18, (1), 58-62.
- Royey, A., 1986, Pompe a chaleur fonctionant avec un melenge de fluides. Comission ofthe European Communities, 78.
- Ruhemann, M., 1950, Improvements in and relating to cooling processes and machines. Soğutma ve ısı pompası sistemlerinde soğutkan karışımı kullanımı. E. Ertaş (Der.), 3. Ulusal Isı Kongresi, Denizli, s 201-212.

- Sami, S.M. and Zhou, Y., 1995. Numerical prediction of heat pump dynamic behaviour using ternary non-azeotropic refrigerant mixtures. *Int. J. of Energy Research*, 19, 19-35.
- Savaş, S., 1994, Proje koşullarına göre akışkan seçimi. 3. Soğ. ve İkl. Kongresi, Adana, s 127-143.
- Stoecker, W., 1978, Improving the energy affectiveness of domestic refrigerators by the application of refrigerant mixtures. Report no. ORNL/Sub- 78/55463/1 Oak Ridge National Laboratory. P 86-94.
- Schwind, H., 1962, Über die verwendung binaerer kaeltemittelgemische und deren darstellung im Enthalpie-Druck-Diagramm. *Kaelte-technic*. Soğutma ve ısı pompası sistemlerinde soğutkan karışımı kullanımı. E. Ertaş (Der.), 3. Ulusal Isı Kongresi, Denizli, s 201-212.
- Thomson, W., 1852, Heating and refrigeration of air. Isı pompaları kuramı, çeşitli ve uygulama alanları, M. Pala, ve Y.O. Devres (Der.), *Mühendis ve Makine Dergisi TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayını*, 28, (326), s 7-15.
- Thomson, W., 1852, On the economy of heating or cooling of buildings by means of current of air. Isı pompaları kuramı, çeşitli ve uygulama alanları, M. Pala, ve Y.O. Devres (Der.), *Mühendis ve Makine Dergisi TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayını*, 28, (326), s 7-15.
- Vakil, H., 1981, Vapor compression cycle device with multi-component working fluid mixture and method of modulating the thermal transfer capacity thereof. Design concepts for air-to-air heat pumps using nonazeotropic refrigerant mixtures. Merriam, R.L. and Little, A.D. (Ed.), *ASME*, 8, 15-24.
- Vakil, H., 1983, New concepts in capacity modulation using nonazeotropic mixtures. *Proc. XVI International Congress of Refrigeration*, 5, 48
- Vakil, H., 1983, Thermodynamics of hwat exchance in refrigeration cycles with nonazeotropic mixtures. Disign concepts for air-to-air heat pumps using nonazeotropic refrigerant mixtures. Merriam, R.L. and Little, A.D. (Ed.), *ASME*, 8, 15-24.
- WEC, Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi , 1997. Enerji İstatistikleri. Türkiye 7. Enerji Kongresi, 197 – 284
- Yamankaradeniz, R., 1986, Isı pompasının Dünyadaki tarihi gelişimi ve halen Türkiye'de uygulamamasının nedenleri. *Mühendis ve Makine Dergisi TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayını*, 27, (316), s 21-23.

- Yamankaradeniz, R., 1991. Adana için hava kaynaklı ısı pompası ile kat kaloriferinin karşılaştırılması. 2. Soğ. ve Kongresi, Adana, s 235-243.
- Yamankaradeniz, R. and Horuz, I., 1998. The theoretical and experimental investigation of the characteristics of solar – assisted heat pump for clear days. International Communications in Heat and Mass Transfer, 25 (6), 885-898.
- Yavuz, H., Göktun, S. ve Özkaynak, S., 1990. Nonazeotropik fluorokarbon karışımların soğutma tesir katsayısı üzerine etkisi. Birinci Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Sempozyumu, İstanbul, s 248-256.
- Yazar, M.N., 1992, Isı pompaları/Soğutma makinaları. SEGEM, Ankara. S 1-54.
- Yıldız, C. ve Biçer, Y., 1994, Buhar sıkıştırırmalı ısı pompalarında ikinci kanun analizi. Termodinamik dergisi, 2, (10), s 30-32.
- Yılmaz, T., Cihan, E. ve Şendağ, M.T., 1987, Çok amaçlı ısı pompası uygulaması. 2. Soğ. ve İkl. Kongresi, Adana, s 201-211.

## ÖZGEÇMİŞ

1970 yılında Çaycuma'da doğdu. İlk öğrenimini Almanya'da, orat ve lise öğrenimini Zonguldak'ta tamamladı. 1992 yılında girdiği Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Bölümü'nden 1996 yılında mezun oldu. 1997 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisansa başladı.

Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Bölümü'nde 1998 yılından beri Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır.

