

**R134a/R152a SOĞUTUCU AKIŞKAN KARIŞIMLARININ  
ISI POMPASINDA DENEYSSEL İNCELENMESİ**

**Halil ALPSOY**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAZİRAN 2009  
ANKARA**



**R134a/R152a SOĞUTUCU AKIŞKAN KARIŞIMLARININ  
ISI POMPASINDA DENEYSSEL İNCELENMESİ**

**Halil ALPSOY**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAZİRAN 2009  
ANKARA**

Halil ALPSOY tarafından hazırlanan R134a/R152a SOĞUTUCU AKIŞKAN KARIŞIMLARININ ISI POMPASINDA DENEYSEL İNCELENMESİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd.Doç.Dr. Kurtuluş BORAN .....  
Makina Eğitimi, Gazi Üniversitesi

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makina Eğitimi Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof.Dr. Hacı Mehmet ŞAHİN .....  
Makina Eğitimi, Gazi Üniversitesi

Yrd.Doç.Dr. Kurtuluş BORAN .....  
Makina Eğitimi, Gazi Üniversitesi

Doç.Dr. Adem ACIR .....  
Makina Eğitimi, Gazi Üniversitesi

Yrd.Doç.Dr. Sezai YILMAZ .....  
Makina Eğitimi, Karabük Üniversitesi

Yrd.Doç. Dr. Tayfun MENLİK .....  
Makina Eğitimi, Gazi Üniversitesi

Tarih: ...../...../2009

Bu tez ile G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nail ÜNSAL .....  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## **TEZ BİLDİRİMİ**

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada orijinal olmayan her türlü kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Halil ALPSOY

**R134a/R152a SOĞUTUCU AKIŞKAN KARIŞIMLARININ  
ISI POMPASINDA DENEYSEL İNCELENMESİ  
(Yüksek Lisans Tezi)**

**Halil ALPSOY**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
Haziran 2009**

**ÖZET**

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri için önemli parametrelerden birisi de soğutucu akışkan seçimidir. R12 soğutucu akışkanı buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri uygulamaları dünyada ve ülkemizde uzun yıllar boyunca çok geniş bir kullanım alanını teşkil etmiştir. Ancak R12 soğutucu akışkanının ozon tabakasına zarar vermesinden dolayı kullanımı yasaklanmıştır. R134a ve R152a soğutucu akışkanları R12 soğutucu akışkanının alternatifi olarak üretilmiştir.

Bu çalışmada ağırlıkça farklı oranlarda R134a/R152a soğutucu akışkan karışımlarına ait performans değerleri ısı pompası sisteminde deneysel olarak incelenmiştir. Deney parametreleri olarak evaporatör sıcaklığı, kondenser basıncı ve karışım oranı dikkate alınmıştır. Soğutucu akışkan karışımlarına ait termodinamik değerler, deney ünitesinde ölçülen sıcaklık ve basınç değerlerine göre REFPROP 7.0 programından alınmıştır. Performans değerleri ise termodinamiğin 1. ve 2. kanunu aracılığıyla tanımlanan denklemler kullanılarak hesaplanmıştır.

Yapılan çalışmada deney parametrelerine bağlı olarak performans katsayıları ve oransal verim değerleri hesaplanmıştır. Hesap sonuçları çizelge ve grafik halinde karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Elde edilen

sonuçlar karışımlarda R152a soğutucu akışkan oranının artmasına bağlı olarak performans katsayılarının ısıtmada % 5 ile % 23 arasında, soğutmada ise % 6 ile % 28 arasında iyileştiğini göstermiştir.

**Bilim Kodu** : 708  
**Anahtar Kelimeler** : Soğutucu akışkan, ısı pompası  
**Sayfa Adedi** : 102  
**Tez Yöneticisi** : Yrd. Doç. Dr. Kurtuluş BORAN

**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF REFRIGERANT  
FLUID MIXTURE OF R134a/R152a IN HEAT PUMPS**

**(M.Sc. Thesis)**

**Halil ALPSOY**

**GAZI UNIVERSITY**

**INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

**June 2009**

**ABSTRACT**

Cooling the coolant fluid selection is one of the important parameters for the vapour compression system. The applications of vapour compressed refrigeration system with R12 have been extensively utilized in world and our country for a long time. However, the utilization of R12 has been prohibited since it had damaged to ozone layer. R134a and R152a have been produced as alternative refrigerant to R12.

In this study, the values of performance of mixture R134a and R152a at different mass measure was observed as experimental in heat pumps. Vapour temperature, condenser pressure and ratio of mixture were considered as experiment parameters. Thermodynamic values of refrigerant mixtures were obtained from REFPROP 7.0 software according to the temperature and pressure values which were observed in experimental unit. The values of performance are calculated with using equations that defined by first and second thermodynamic rules.

In this study, depending on the experimental parameters, coefficients of performance and proportional efficiency values were calculated. These values are given as relative in table and graphic. According to results,



depending on increasing of rate of R152a refrigerant fluid, coefficients of performance are improving among %5 and %23 in heating, improving among %6 and %28 in cooling.

**Science Code** : 708  
**Key Words** : Refrigerant, heat pump  
**Page Number** : 102  
**Adviser** : Asist. Prof. Dr. Kurtuluş BORAN

## TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla ben yönlendiren Hocam Yrd.Doç.Dr. Kurtuluş BORAN'a, yine kıymetli tecrübelerinden faydalandığım Yrd.Doç.Dr. Tayfun MENLİK'e, deney ünitesinin kuruluş ve deneylerin yapıliő aşamasında yardımını esirgemeyen Dr. Volkan KIRMACI'ya, 07-2008-07 no`lu Proje ile tezimi maddi olarak destekleyen Gazi Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Yönetim Birimi Başkanlığı'na, tüm çalışma arkadaşlarıma ve manevi destekleriyle beni hiçbir zaman yalnız bırakmayan çok değerli aileme teőekkürü bir borç bilirim.

## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER.....	ix
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	xii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
3. SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....	11
3.1. Ejektör Soğutma Sistemi.....	11
3.2. Hava Soğutma Sistemi.....	12
3.3. Absorbsiyon Soğutma Sistemi.....	12
3.4. Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Sistemi.....	13
3.4.1. Buhar sıkıştırırmalı sistem elemanları.....	15
3.4.2. Buhar sıkıştırırmalı sistemin yapısı.....	22
3.5. Isı Pompası .....	30
3.5.1. Isı pompasının çalışması .....	32
3.5.2. Isı pompası uygulamaları.....	32
4. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR.....	35
4.1. Soğutucu Akışkanların Tarihçesi.....	35
4.2. Soğutucu Akışkanlarla İlgili Kavramlar .....	39

	<b>Sayfa</b>
4.2.1. Ozonu tahrip etme potansiyeli.....	39
4.2.2. Küresel ısıtma etkisi .....	40
4.2.3. Küresel ısıtma potansiyeli .....	40
4.2.4. Zehirlilik sınır değeri .....	40
4.2.5. Hacimsel soğutma kapasitesi.....	40
4.2.6. Saf madde.....	40
4.2.7. Karışım .....	41
4.2.8. Azeotrop .....	41
4.2.9. Zeotrop .....	41
4.2.10. Sıcaklık kayması .....	41
4.2.11. Yakın azeotrop .....	42
4.2.12. Ayrışma .....	42
4.2.13. Kaynama noktası .....	42
4.2.14. Kritik nokta .....	42
4.3. Soğutucu Akışkanların Çeşitleri .....	43
4.3.1. Hidrokarbonlar .....	44
4.3.2. Kloroflorokarbonlar (CFC) .....	44
4.3.3. Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) .....	44
4.3.4. Hidroflorokarbonlar (HFC) .....	45
4.3.5. Karışım ve inorganik soğutucu akışkanlar .....	45
4.4. Mevcut Soğutucu Akışkanlar ve Özellikleri.....	45
4.5. Soğutucu Akışkan Seçimini Etkileyen Faktörler .....	49
5. MATERYAL, METOT VE DENEYLER .....	51

	<b>Sayfa</b>
5.1. Deney Sisteminin Yapısı .....	51
5.2. Sistemde Kullanılan Ölçme Cihazları .....	53
5.3. Deneylerin Yapılışı .....	53
6. NÜMERİK HESAPLAMALAR .....	61
6.1. Performans Hesaplamaları .....	61
6.1.1. Isıtma yükü hesabı .....	61
6.1.2. Soğutma yükü hesabı .....	62
6.1.3. Kompresör işi .....	62
6.1.4. Isıtma tesir katsayısı (ITK) .....	63
6.1.5. Soğutma tesir katsayısı (STK) .....	63
6.2. Ekserji Kavramı .....	64
6.2.1. Sistem elemanlarının ekserji analizi .....	68
6.2.2. Isı pompası sisteminin toplam tersinmezliği .....	71
6.2.3. Oransal verimler .....	71
6.3. Gaz Karışımlarının Özelliklerinin Hesaplanması .....	73
7. ARAŞTIRMA BULGULARI .....	78
8. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	94
KAYNAKLAR .....	96
ÖZGEÇMİŞ.....	102

## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 4.1. Mevcut soğutucu akışkanlar ve özellikleri .....	46
Çizelge 4.2. Karışımlardan oluşan soğutucu akışkanlar ve özellikleri .....	47
Çizelge 5.1. R134a/R152a ağırlıkça(% 100/00) karışımı için deney sonuçları .....	55
Çizelge 5.2. R134a/R152a ağırlıkça(% 90/10) karışımı için deney sonuçları .....	56
Çizelge 5.3. R134a/R152a ağırlıkça(% 80/20) karışımı için deney sonuçları .....	57
Çizelge 5.4. R134a/R152a ağırlıkça(% 70/30) karışımı için deney sonuçları .....	58
Çizelge 5.5. R134a/R152a ağırlıkça(% 60/40) karışımı için deney sonuçları .....	59
Çizelge 5.6. R134a/R152a ağırlıkça(% 50/50) karışımı için deney sonuçları .....	60
Çizelge 6.1. R134a/R152a soğutucu akışkan karışımlarına ait özellikler.....	77
Çizelge 7.1. -3,2 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değişimi .....	79
Çizelge 7.2. 0,7 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değişimi .....	80
Çizelge 7.3. 6,1 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değişimi .....	81
Çizelge 7.4. 8,5 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değişimi .....	82
Çizelge 7.5. 11,2 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değişimi .....	83
Çizelge 7.6. -3,2 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değişimi .....	84

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 7.7. 0,7 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile STK'nın değişimi .....	85
Çizelge 7.8. 6,1 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile STK'nın değişimi .....	86
Çizelge 7.9. 8,5 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile STK'nın değişimi .....	87
Çizelge 7.10. 11,2 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile STK'nın değişimi .....	88
Çizelge 7.11. -3,2 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile oransal verimin değişimi .....	89
Çizelge 7.12. 0,7 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile oransal verimin değişimi .....	90
Çizelge 7.13. 6,1 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile oransal verimin değişimi .....	91
Çizelge 7.14. 8,5 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile oransal verimin değişimi .....	92
Çizelge 7.15. 11,2 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile oransal verimin değişimi .....	93

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 3.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi tesisat şeması .....	22
Şekil 3.2. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi a) LnP-h diyagramı, b) T-s diyagramı .....	23
Şekil 3.3. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi T-s diyagramı .....	24
Şekil 3.4. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin farklı sıcaklık ve basınç noktaları .....	25
Şekil 3.5. Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi tesisat şeması .....	28
Şekil 3.6. Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi a) LogP-h diyagramı, b)T-s diyagramı .....	28
Şekil 3.7. Isı pompası prensip şeması .....	31
Şekil 3.8. Kış ısıtmalı, yaz soğutmalı ısı pompası devre elemanları .....	34
Şekil 4.1. Soğutucu akışkanların yıllara göre yer değişimi .....	48
Şekil 5.1. Isı pompası deney ünitesi .....	51
Şekil 6.1. Teorik buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi Ekserji-Entalpi diyagramı .....	68
Şekil 7.1. -3,2 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değişimi .....	79
Şekil 7.2. 0,7 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değişimi .....	80
Şekil 7.3. 6,1 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değişimi .....	81
Şekil 7.4. 8,5 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değişimi .....	82
Şekil 7.5. 11,2 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değişimi .....	83



<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 7.6. -3,2 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile STK'nın değişimi .....	84
Şekil 7.7. 0,7 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile STK'nın değişimi .....	85
Şekil 7.8. 6,1 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile STK'nın değişimi .....	86
Şekil 7.9. 8,5 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile STK'nın değişimi .....	87
Şekil 7.10. 11,2 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile STK'nın değişimi .....	88
Şekil 7.11. -3,2 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile oransal verimin değişimi .....	89
Şekil 7.12. 0,7 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile oransal verimin değişimi .....	90
Şekil 7.13. 6,1 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile oransal verimin değişimi .....	91
Şekil 7.14. 8,5 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile oransal verimin değişimi .....	92
Şekil 7.15. 11,2 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile oransal verimin değişimi .....	93

## SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$C_p$	Özgül ısı, J/g°C
$E$	Ekserji, kJ
$h$	Entalpi, kJ/kg
$s$	Entropi, kJ/kgK
$i$	Tersinmezlik,
$P$	Basınç, bar
$q$	Kütle başına ısı transferi, kJ/kg
$R$	Molar gaz sabiti, kJ/kgK
$T$	Sıcaklık, °C
$V$	Hacim, m <sup>3</sup>
$v$	Özgül hacim, m <sup>3</sup> /kg
$W$	İş, J
$m$	Kütleli debi, gr/s
$\Delta$	Fark operatörü
$\varepsilon$	Özgül ekserji, kJ/kg
$\eta$	Oransal Verim
$t$	Zaman, s
$y$	Oran
$M$	Mol kütlesi, kg/kmol
<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
<b>ITK</b>	Isıtma tesir katsayısı
<b>STK</b>	Soğutma tesir katsayısı
<b>Kond.</b>	Kondanser

**Kısaltmalar****IP****SM****Açıklama**

Isı Pompası

Soğutma Makinası

**Alt İndisler****C****ç****g****s****su****E****K****GV****T****n****m****u****kr****k****0****1****2****3****4****5****6****Açıklama**

Kompresör

Çıkış

Giriş

Soğutucu akışkan

Su

Eveporatör

Kondenser

Genleşme vanası

Toplam

Mol

Kütle

Evrensel

Kritik

Karışım

Ortam

Kompresör girişi

Kompresör çıkışı

Kondanser girişi

Evaporatör girişi

Kondanser su girişi

Kondanser su çıkışı

## 1. GİRİŞ

Günümüzde enerji üretim kaynaklarının sınırlı ve enerji üretim maliyetlerinin yüksek olması, mevcut enerjinin etkin ve verimli bir şekilde kullanılması zorunluluğunu beraberinde getirmiştir. Gün geçtikçe enerji kaynaklarının azalması bununla ters orantılı olarak enerji tüketim oranının artması sonucu ısı geri kazanım sistemleri ve ısı pompası kullanımı artmıştır. Bu bağlamda enerjinin dönüşümü, artık enerji ve düşük değerli enerjilere olan bağımlılık ilgiden öteye zorunluluk halini almıştır. Günlük yaşamımızın her alanında ihtiyaç duyduğumuz ısıtma ve soğutma sistemlerinde de enerjinin etkin kullanımı seçici bir zorunluluktur.

Soğutma sistemlerinde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama aktarılmasında aracı madde olarak soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır [1]. Soğutma sistemlerinde aranan özellikler dikkate alındığında kullanımı yasaklanan veya kısıtlanan soğutucu akışkanlar yerine ozon tabakasına zarar vermeyen ve küresel ısınmaya olumsuz etkisi olmayan soğutucu akışkanların geliştirilmesi için bilim çevreleri ve firmalarca birçok araştırma yapılmıştır. Bu çalışmaların temelini enerjinin etkin kullanılması oluşturmuştur. Doğada tek ve mükemmel bir soğutucu akışkan yoktur. Bazıları yüksek sıcaklıkta soğutmalar için uygun olabileceği gibi, bazıları düşük sıcaklık uygulamaları için elverişlidir. Belli bir uygulama için seçilecek soğutucu akışkanın, sadece ısıyı taşıyıcı yeterliliği dışında zehirliliği, tutuşabilirliği, yoğunluğu, viskozitesi, temin edilebilirliği ve en önemlisi çevresel etkileri göz önüne alınmalıdır. Bu yüzden doğaya zarar veren gazların yerine alternatif gazlar geliştirilmiştir [2].

Buhar sıkıştırılmalı sistemlerde soğutucu akışkan olarak soğutucu akışkan karışımları üzerine son yıllarda yoğun çalışmalar yapılmış ve soğutucu akışkanların karışım oranlarının değiştirilmesiyle istenilen kullanım özelliklerine sahip soğutucu akışkanlara ulaşılabileceği anlaşılmıştır. Karışımlarda kullanılacak soğutucu akışkanlar çevreye zarar vermeyen ve

diğer temel özellikleri sağlayan akışkanlardan seçilmelidir. Bunlar R32, R125, R134a, R143a, R152a, R290 ve R600a gibi soğutucu akışkanlardır. Bunlardan R290 ve R600a tutuşabilirlik özellikleri dolayısıyla karışımlarda düşük oranlarda tutulmaktadır [3].

Bu çalışmada kütleli olarak farklı oranlarda R134a/R152a soğutucu akışkan karışımlarına ait performans değerleri ısı pompası sisteminde deneysel olarak incelenmiştir. Deney parametreleri olarak kütleli karışım oranı, evaporatör sıcaklığı ve kondenser basıncı dikkate alınmıştır. Deneysel çalışmada sırasıyla ağırlıkça (% 100/00, 90/10, 80/20, 70/30, 60/40, ve 50/50) R134a/R152a alternatif soğutucu akışkan karışımlarına ait performans katsayıları ve oransal verim değerleri, termodinamiğin 1. ve 2. kanunu aracılığıyla tanımlanan denklemlere göre hesaplanmıştır. Hesaplamalarda kullanılan soğutucu akışkan karışımlara ait entalpi ve entropi değerleri REFPROP 7.0 programından alınmıştır. Ulaşılan sonuçlar çizelge ve grafik halinde karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Sekhar ve Lal yapmış oldukları çalışmada, iki adet düşük sıcaklıklı sistemde, orta ve düşük sıcaklıklı sistemlerde kullanılan soğutucu akışkan karışımlarına ait performansları deneysel olarak incelemişlerdir. %9 oranında HC içeren R134a/HC karışımını düşük ve orta sıcaklıklı sistemlerde kullanmışlardır. Yapılan deneylerde bu yeni karışımın R12'ye göre orta sıcaklıklı sistemlerde %10 - %30 oranında, düşük sıcaklıklı sistemlerde ise %5 - %15 arasında daha az enerji harcadığı tespit edilmiştir [4].

Wu ve ark. yapmış oldukları çalışmada, R22 soğutucu akışkanına alternatif olarak üçlü R152a/R125/R32 gaz karışımını incelemişlerdir. Refprop 7.0 programı ile bir bilgisayar kodu geliştirerek bu yeni karışımların ve R22'nin termodinamik özelliklerinin ve soğutucu performanslarının karşılaştırmalı olarak analizini yapmışlardır. R22 soğutucu akışkanı ile çalışan sistemlerde yeni karışımları deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan hesaplamalar ve deney sonuçları bu yeni karışımın bir çok uygulamada R22'nin yerine alternatif olabileceğini göstermiştir. Ayrıca bu yeni karışımın tutuşabilirliği kimyasal olarak incelenmiş ve güvenli olarak kullanılabilceği kanıtlanmıştır. Ayrıca bu karışımın uçuculuğunun az olduğu yapılan çalışmalarla tespit edilmiştir [5].

Yılmaz hazırlamış olduğu yüksek lisans tezinde, farklı oranlarda R12/R22 soğutucu akışkan karışımlarını buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde deneysel olarak incelemiştir. Çalışma parametreleri olarak evaporatör sıcaklığını, kondenser basıncı ve karışım oranlarını dikkate almıştır. Bu amaçla 240 adet ölçüm almıştır. Performans değerlerini termodinamiğin 1. ve 2. kanunu aracılığıyla tanımlanan katsayıları kullanarak bulmuştur. Performans katsayılarını ve oransal verim değerlerini seçilen parametreler için hesaplamış, tablo ve grafik halinde vermiştir. Çalışmasının sonucunda karışımlarda R22 soğutucu akışkanının daima baskın olduğunu gözlemlemiştir [6].

Chen ve Yu yapmış oldukları çalışmada, yaygın olarak kullanılan soğutma sistemlerinde farklı oranlarda ikili R32/R134a soğutucu akışkan karışımlarını teorik olarak incelemişlerdir. Hesaplama sonuçları soğutma sistemlerinde R32/R134a karışımlarının R22'ye yakın sonuçlar verdiği göstermiştir. Ancak soğutma sistemlerinde yapılan iyileştirmelerle R32/R134a soğutucu akışkan karışımlarının daha verimli olduğunu tespit etmişlerdir. Maksimum COP yeni soğutma sistemler üzerinde %8 - %9 arasında iyileştirilmiştir. Yine aynı sisteme ait hacimsel kapasitenin %9,5 oranında iyileştirildiği teorik çalışma sonucu ortaya konulmuştur [7].

Kim ve ark. yapmış oldukları çalışmada, farklı oranlarda R744/R290 karışımlarını iklimlendirme sistemlerine ait deney düzeneğinde farklı koşullar altında incelemişlerdir. R744/R290 karışımının çıkış basıncı R290 oranının artmasıyla düşmüştür. R744'ye R290 eklenmesiyle sistem veriminin arttığı görülmüş ancak sistem kapasitesinin düştüğü tespit edilmiştir. R744/R290 karışımına ait sıcaklık sapmasının soğutma performansı üzerindeki etkisi deneysel olarak analiz edilmiştir. Başarılı bir uygulama için gerekli ısı değiştirme alanının zorunlu olduğu tespit edilmiştir [8].

Arora ve Kaushik, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde detaylı olarak ekserji analizi yapmışlardır. R502, R404a ve R507a için matematiksel model geliştirip performans katsayılarını, ekserjitik verimi, kayıp enerjiyi ve oransal verimi hesaplamışlardır. -50 °C ile 0°C arasında evaporatör, 40 °C ile 55 °C arasında kondenser sıcaklıkları için değişen durumlarda inceleme yapmışlardır. Yapılan incelemede R502 yerine R507a'nın kullanılmasının R404a'ya göre daha iyi sonuçlar verdiği görülmektedir [9].

Kim ve arkadaşları, R32/R134a soğutucu akışkan karışımlarının kullanıldığı ısı pompası sistemlerine ait kapasite kontrolü üzerinde deneysel bir çalışma yapmışlardır. Bu deney düzeneğinin soğutucu akışkan tarafı iki kısımdan oluşmaktadır. Sistemin ısıtma-soğutma kapasitesi ve performans değerleri farklı ısıtma ve soğutma parametreleri için belirlenmiştir. Bu iki farklı sistemde

karışım oranları birisinde %13, diğesinde ise %26 oranında değiştirilmiştir. İkinci sistemin kapasitesi soğutma deneyinde 2,6'dan 3,4'e, ısıtma testinde ise 1,8'den 2,4'e yükselmiştir. Karışımında R32 oranının artmasıyla sistemin ısıtma ve soğutma kapasitesi iyileşmiştir [10].

Xuan ve Chen yapmış oldukları deneysel çalışmada, R502'ye alternatif olarak HFC161'i önermişlerdir. Bu yeni karışımın fiziksel özellikleri R502 ile benzerlik göstermektedir. Ayrıca bu yeni karışımın çevre dostu olduğu tespit edilmiştir. Bu karışımın R502, R404a ve R507a'ya göre küresel ısınmaya etkisi daha azdır ve ozon tabakasına zarar vermeyen bir soğutucu akışkan karışımıdır. Yapılan deneysel çalışmalarla iki farklı durumdada bu yeni karışımın basınç oranı R404a'nın basınç oranıyla hemen hemen aynı çıkmıştır. Düşük evaporatör sıcaklığı altında performans değeri R404a'ya hemen hemen eşit ve çıkış sıcaklığı R404a'dan az bir miktar fazladır. Yüksek buharlaşma sıcaklığı altında ise performans değeri R404a'dan daha büyük, çıkış sıcaklığı ise daha düşüktür. Bu nedenle bu yeni soğutucu akışkan karışımının R502'ye alternatif olarak kullanılabileceğini önermişlerdir [11].

Niu ve Zhang yapmış oldukları çalışmada, R744/R290 soğutucu akışkan karışımını R13'e alternatif olarak düşünmüşlerdir. Elde edilen karışımların ozon tabakasına zarar vermeyen çevre dostu akışkanlar olduğu tespit edilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar sonucu bu yeni karışımın COP değeri ve soğutma kapasitesi R13'e göre daha yüksek çımıştır. Ayrıca kondenser ve evaporatör basıncı, kompresör sıkıştırma oranı ve çıkış sıcaklığı R13'ten yüksektir. Bu yeni karışımın evaporatör sıcaklığı 201 K'den yüksek olduğu sıcaklıklarda R13'e alternatif olabileceği deneysel sonuçlarla gösterilmiştir [12].

Park ve Jung yapmış oldukları çalışmada, ikili R1270/R290 ve üçlü R1270/R290/R152a soğutucu akışkan karışımlarını düşük sıcaklıklı soğutma sistemlerinde R502'ye alternatif olarak düşünmüşlerdir. Deneyler -28°C evaporatör ve 45°C kondenser sıcaklıkları aralığında ve tüm dış koşulların



aynı olduğu ortamda gerçekleştirilmiştir. Alınan sonuçlar bu yeni karışımların performans değerlerinin R502'ye göre %9,6 ile %18,7 aralığında iyileştirildiğini göstermiştir. Bu yeni karışımların R502'ye göre daha güvenilir ve çevre dostu olmalarından dolayı uzun yıllar kullanılabileceği önerilmiştir [13].

Mani ve Selladuari yapmış oldukları deneysel çalışmada, farklı oranlarda R290/R600a soğutucu akışkan karışımlarını buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde deneysel olarak incelemişlerdir. Alınan sonuçları R12 ve R134a soğutucu akışkanlarıyla karşılaştırmışlardır. Deney sonuçları R290/R600a karışımının R12'ye göre %20,6 ile %50,1 arasında, R134a'ya göre ise %19,9 oranında daha fazla soğutma kapasitesine sahip olduğunu göstermiştir [14].

Linton ve ark. yapmış oldukları çalışmada, R507 soğutucu akışkanın performansını, R502 ile deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Bu çalışmada deneyler 54,4 ve 43,3 °C yoğuşma sıcaklığında ve soğutucu buharlaşma sıcaklığının -30 °C ile -15 °C aralığında yapılmıştır. Performans testlerinde, kondenser çıkışında 6 °C ile 18 °C sıvı alt soğutma şartları arasında, R507 soğutucu akışkanı R502 soğutucu akışkanı ile karşılaştırılmış ve evaporatör kapasiteleri oranlarının 0,95 ile 1,05 arasında değiştiği gözlemlenmiştir. Test edilen şartlarda, R507'nin soğutma etkinliğinin 0,87 ile 0,97 arasında değiştiği ve R502'den daha düşük olduğunu gözlemişlerdir [15].

Linton ve ark. yapmış oldukları diğer bir çalışmada, R407a, R407b, R404a ve R507 soğutucu akışkanlarının R503 akışkanı yerine kullanılabilirliklerini araştırmışlar, farklı kondenser sıcaklıklarında ve  $-35 < T_e < -15$  C evaporatör sıcaklığı arasında testler yapmışlardır. Test sonuçlarının evaporatör sıcaklıkları ile değişimini grafikler şeklinde vermişlerdir [16].

Türkoğlu ve ark. yapmış oldukları çalışmada, R12, R502 ve R22 soğutucu akışkanları yerine R134a, R404a, R507 ve R290 alternatif soğutucu akışkanlarının buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde kullanılabilirliğini

incelemişlerdir. Çalışmada, farklı kondenser sıcaklıklarında basınç oranı, kompresör gücü, kütle debisi ve soğutucu etkinliğinin evaporatördeki akışkan sıcaklığı ile değişimi farklı soğutucu akışkanlar için karşılaştırılmıştır. Alternatif soğutucu akışkan seçimini kolaylaştırmak için sonuçları tablolar ve grafikler halinde verilmiş ve aynı soğutma yükü ve çalışma şartlarında farklı soğutucu akışkan kullanan ticari soğutucular karşılaştırılmıştır [17].

Ataer ve ark. yapmış oldukları çalışmada, Türkiye'de küçük üretim kapasiteli ticari soğutucu üreticileri için, R12 yerine R134a, R404a ve R290 alternatif soğutucu akışkanların kullanılması halinde yapılması gereken teknoloji değişimlerini belirlemişlerdir. Çalışma, farklı soğutma yükü ve çalışma şartlarında sekiz adet ticari soğutucu için yapılmış ve tasarım sonuçları tablolar halinde verilmiştir. Üzerlerinde gerekli değişiklikler yapılarak teknoloji değişimleri gerçekleştirilen ticari soğutucuları, ilgili standartlara uygun olarak hazırlanan test odasında test etmişler ve test sonuçlarını teorik sonuçlarla karşılaştırmışlardır [18].

Ree, R22 soğutucu akışkanı yerine kullanılacak alternatif soğutucu akışkanın belirlenmesi için deneysel çalışmalar yapmıştır. Deneyler, soğutucuda gerekli teknoloji değişimleri yapılarak, R22 soğutucu akışkanı yerine R404a, R407c ve R410a soğutucu akışkanlarının kullanılmasıyla gerçekleştirilmiştir. Alternatif soğutucu akışkanın soğutucu kapasitesi ile soğutma etkinliğinin R22'ninkilere oranları grafik halinde verilmiştir. Deneyler sonucunda elde edilen sonuçları teorik sonuçlarla da karşılaştırmıştır. Ayrıca R134a, R290, R600a, R717, R404a, R407c, R410a ve R507 soğutucu akışkanları ile çalışan soğutucuların, 40 °C kondenser sıcaklığı, -35 °C ve 2 °C evaporatör sıcaklıkları ile 8 K aşırı ısıtma ve 3 K aşırı soğutma şartlarında soğutma kapasitesi ve kompresör çıkış sıcaklığının R22'ninkilere oranlarını tablo halinde vermiştir [19].

Luzzatto ve ark. yaptıkları testlerde, R22 ile çalışan soğutma ünitesinde R22'nin yerine R407c ve R134a kullanmışlardır. Çalışmalar sonucunda

R134a'nın R407c'ye göre daha iyi bir durum sergilediği görülmüştür. Buna karşılık R134a'nın R407c'ye göre daha düşük basınçlarda çalıştığı ve daha büyük hacimli kompresöre ihtiyaç duyduğunu, maliyet açısından değerlendirildiğinde R407c'nin daha iyi bir sonuç verdiğini gözlemişlerdir [20].

Chen ve Prasad yapmış oldukları çalışmada, R134a ve R12 soğutucu akışkanı kullanan buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin performanslarının karşılaştırılmasını incelemiştir. Çalışmalarında R134a ve R12 soğutucu akışkanları için gerçek soğutma çevriminin simüle edildiği bir bilgisayar programını kullanmışlar, incelemelerini her iki soğutucu akışkan için aynı soğutma yükünde, 0 - 20 °C evaporatör sıcaklığı ve 40 °C kondenser sıcaklığı arasında yapmışlardır. Karşılaştırma sonuçlarını grafikler halinde göstermişler ve karşılaştırma sonucunda, R134a soğutucu akışkanlı sistemin performansının % 3 kadar düşük olduğunu ve buna karşılık kompresör gücünün R12 soğutucu akışkanlı sistemden % 3 olduğunu tespit etmişlerdir [21].

Ataer ve Usta yapmış oldukları çalışmada, ozon tabakasına zararlı etkileri olan R12, R502 ve R22 soğutucu akışkanlarının yerine, alternatif soğutucu akışkanların buhar sıkıştırımlı soğutucularda kullanılabilirliğini incelemişlerdir. Bu çalışmada farklı soğutucu akışkanlar için, farklı soğutma gücündeki soğutucuların, evaporatör, kondenser ve kompresör kapasiteleri, kılcal boru uzunluğu ve soğutma etkinliği hesaplanmıştır. Hesaplamaları, farklı soğutucu akışkanlar için 500 W soğutma yükünde, 45 °C ve 55 °C kondenser sıcaklığında ve -30 °C ile -5°C evaporatör sıcaklık aralığında yapmışlar ve sonuçları basınç oranı, kompresör gücü, soğutucu akışkan kütle debisi ve soğutma etkinliğinin evaporatördaki akışkan sıcaklığı ile değişimleri halinde vermişlerdir [22].

Yumrutaş ve ark. yaptıkları çalışmada, bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine ekserji analizi uygulayarak buharlaştırma ve yoğuşurma sıcaklıklarının, basınç kayıpları, ekserji kayıpları, ikinci kanun verimi ve

performans katsayısı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Analizler sonucunda, evaporatör ile soğutulan hacim arasındaki sıcaklık farkı azaldıkça ikinci kanun verimi ve performans değerinin artmakta olduğunu ve ekserji kayıplarının azalmakta olduğunu tespit etmişlerdir [23].

Bansal ve Purkayastha 1998 yılında alternatif soğutucu akışkanlar için NTU- $\epsilon$  modeli adlı çalışma yapmışlardır. Bu çalışmalarında, buhar sıkıştırımlı sistemlerde alternatif soğutucu akışkanın kullanılması durumunda kararlı hal için bir simülasyon yapmışlardır. Aynı zamanda bu modelin uygulanabileceği hidrokorbonları da içine alan yeni soğutucu akışkanlara genişletmişlerdir ve soğutucu akışkan özellikleri için REFPROP paket programını kullanmışlardır. Modellemede ana girdi olarak; ısı değiştiricinin fiziksel verileri, kompresör verimi, ısı transfer akışkanına ait kütle debisi, evaporatöre ve kondensere giriş sıcaklıkları, ısı değiştirici boyunca basınç düşümü, evaporatörün ve kondenserin kapasitelerini kullanmışlardır. Modelden elde ettikleri sonuçların R22 ve R290 gibi deneysel verilerle uyum içinde olduğunu görmüşlerdir. Bu karşılaştırmayı performans katsayısı, kondenser kapasitesi, soğutucu akışkanın kütle debisi ve kompresör basma hattı sıcaklığı için yapmışlardır. Deneyler, pirinçle kaplanmış ısı değiştiriciler kullanılarak saf soğutucu akışkanlar için yapılmış olmasına rağmen, diğer ısı değiştiriciler gibi karışım soğutucu akışkanlara da uygulanabileceğini ifade etmişlerdir [24].

Cabello ve ark. yaptıkları çalışmada, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin enerji performansına etki eden işletme değişkenlerini deneysel sonuçlara bağlı olarak ifade etmişlerdir. Deneylerini R134a, R407C ve R22 olmak üzere üç farklı akışkan kullanarak tek devreli buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde gerçekleştirmişlerdir. Her soğutucu akışkan için sistemi aynı kondenser ve evaporatör basıncı aralığında çalıştırabilmek için aynı elektrik motoruyla kontrol edilen frekans ayarlı pistonlu kompresör kullanmışlardır. İşletme değişkenleri olarak evaporatör basıncını, kondenser basıncını ve kompresör girişinde aşırı kızdırma seviyesini dikkate almışlardır. Deneysel verilerden soğutucu akışkan debisinin emme hattındaki özgül

hacime ve bu hattaki şartlara bağlı olduğunu göstermişlerdir. Soğutucu akışkan debi değişiminin, kompresör sıkıştırma oranı ve evaporatör basıncıyla orantılı olduğunu göstermişlerdir. Soğutma kapasitesi davranışında soğutucu akışkan debi değişiminin önemli bir etken olduğunu deneysel sonuçlarla ortaya koymuşlardır. Enerji performansı analizinden sonra, soğutma kapasitesi ve pistonlu kompresörün güç gereksinimi gibi performans karakteristiklerini, elde edilen deneysel sonuçlara göre grafik şeklinde vermişlerdir [25].

Buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin farklı uygulamalarına yönelik alternatif akışkan kullanılan sistemlerin performans çalışması birçok araştırmacı tarafından incelenmiştir. Bu çalışmaların genel özellikleri ise, R22 soğutucu akışkanının yerini alacak alternatif soğutucu akışkanların performansları incelenmiş ve bir kısmında ise sonuçlar farklı akışkanlar kullanılarak karşılaştırmalı olarak verilmiştir [26-30].

### 3. SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Bir maddenin veya ortamın sıcaklığını çevre sıcaklığının altına indirme işlemine soğutma denir. Farklı bir tarifle soğutma, bir madde veya ortamdaki ısı alma işlemi olarak tanımlanabilir. Soğutma işlemi gerçekleşirken ısı, soğutulan madde veya ortamdaki alınıp sıcaklığı daha yüksek olan başka madde veya ortama aktarılır. Termodinamiğin önemli uygulama alanlarından olan soğutma çevrimleri, soğutma makineleri veya ısı pompası yardımıyla gerçekleştirilir.

Günümüze kadar soğutma işlemi gerçekleştirilebilmek için birçok çevrim ve sistem kullanılmıştır. Soğutma çevrimlerinden uygulamada en çok rastlananlar şunlardır [1];

- 1) Ejektör soğutma sistemi,
- 2) Hava soğutma sistemi,
- 3) Absorbsiyon soğutma sistemi,
- 4) Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi,
- 5) Isı pompası.

#### 3.1. Ejektör Soğutma Sistemi

Çalışma prensibi açısından bir buhar sıkıştırma çevrimi olan ejektör soğutma sisteminde, evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkan buharları bir ejektör ile sürüklenerek buharlaşma basıncının kontrolü sağlanır. Sürükleyici akışkanı buhar ve soğutucu maddesi su olan uygulama bu çevrimde en çok kullanılan akışkan maddelerdir. Böyle bir sistemde, ejektörde sürüklenme etkisi meydana getiren akışkan ile evaporatörde buharlaşan ve sürüklenen buhar karışmaktadır. Bu karışma sonucu ısı, soğutulan madde veya ortamdaki alınıp sıcaklığı daha yüksek olan başka madde veya ortama aktarılır ve soğutma gerçekleşir.

### **3.2. Hava Soğutma Sistemi**

Hava soğutma sisteminde diğer soğutma sistemlerinden farklı olarak, soğutucu akışkan tüm sistemden gaz halde kalır ve faz değişimi göstermez. Hava soğutma sistemi açık veya kapalı sistem prensibine göre çalışır. Açık sistemde soğutma işlemi sürekli olarak atmosferden alınan hava sistemde soğutulduktan sonra kullanılır. Kapalı sistemde ise kompresörde sıkıştırılan hava, sistem içerisinde serbest bırakılır ve ortamdan ısı çekerek soğutmaya sağlar.

### **3.3. Absorbsiyon Soğutma Sistemi**

Genel olarak absorpsiyon prensibi, karşılıklı çözünürlüğü olan maddelerin yüksek sıcaklıklarda daha az, düşük sıcaklıklarda ise daha fazla çözünür olmasıdır. Soğutma yükü soğutucu akışkanın evaporatörde buharlaşmasıyla karşılanır. Absorpsiyonlu sistemlerde iki akışkan çiftinden oluşan solüsyon, lityum bromür+su ve amonyak+su solüsyonları kullanılır. Bu solüsyonların birincisinde lityum bromür absorbent, su ise soğutucu akışkandır. İkincisinde ise su absorbent, amonyak soğutucu akışkandır. Absorpsiyonlu soğutma sistemini meydana getiren başlıca elemanlar; kaynatıcı, kondenser, evaporatör, absorber ve sıvı ısı değiştirici olarak tanımlanır. Soğutucu akışkan soğutma sisteminin her tarafında dolaşır. Absorbent akışkan ise sadece kaynatıcı, absorber ve ısı değiştirici arasında dolaşır.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışma prensibi şöyledir; Absorberden çıkıp bir pompa vasıtasıyla ısı değiştiricisinden geçerek ısınan lityum bromür bakımından fakir eriyik kaynatıcıya gelir. Burada dışarıdan verilen ısıyla soğutucu akışkan tamamen buharlaşarak eriyikten ayrılır. Buharlaşarak kaynatıcıyı terk eden soğutucu buharı, kondensere girer. Kaynatıcıda eriyik içinden soğutucu buharının ayrılmasıyla lityum bromür bakımından zenginleşen eriyik ısı değiştiricisinden geçip fakir eriyiğe ısı verdikten sonra absorbere geri döner. Kaynatıcıdan buharlaşarak kondensere giren soğutucu

buharı burada yoğuşarak dışarıya ısı atar. Yoğuşma basıncı, izafi olarak buharlaşma basıncından yüksektir. Her iki basınç mutlak olarak atmosfer basıncının altındadır [31].

Basınç kayıpları düşünülmezse, kaynatıcı kondenser basıncında, absorber ise evaporatör basıncındadır. Kondenserde tamamen yoğuşmuş olarak çıkan soğutucu akışkan izafi olarak düşük basınçta çalışan evaporatöre girmeden evvel bir kısma vanasından geçirilir. Evaporatöre kısılarak giren soğutucu akışkan burada buharlaşarak gerekli soğutma yükünü ortamdan çeker. Evaporatörden kızgın veya doymuş halde çıkan soğutucu buharı absorbere girer. Absorberde, ısı değiştiricisinden geçip ısı verdikten sonra bir kısma vanasından absorber basıncına kısılan zengin eriyik, evaporatörden gelen soğutucu buharını yutar. İşlem esnasında ısı açığa çıkar. Yutma işleminin gerçekleşmesi için açığa çıkan ısının absorberden atılması gerekir. Absorber içinde tekrar fakir hale gelen eriyik bir pompa vasıtasıyla tekrar kaynatıcıya gönderilir. Isı kayıplarını azaltmak için absorberden kaynatıcıya gönderilen fakir eriyik kaynatıcıdan dönen zengin eriyik tarafından bir ısı değiştiricisinde ısıtılır. Pompaya verilen küçük bir enerji haricinde absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalışması için dış bir mekanik enerjiye ihtiyaç yoktur. Kaynatıcıda verilen ısı enerjisiyle sistem çalışır. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde, soğutucu akışkan iki kere buharlaştırılıp yoğuşturulmaktadır. İlave buharlaşma-yoğuşma mekanik enerjinin yerini alan fiziko-kimyasal bir işlemdir [32].

### **3.4. Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sistemi**

Soğutma sistemlerinin içerisinde en yaygın olarak kullanılan sistemdir. Bu sistemlerde aracı madde olarak düşük sıcaklıkta buharlaşabilen soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Soğutucu akışkanların buharlaşması sırasında çevresinden ısı çekmeleriyle çevre sıcaklığı düşürülür ve soğutma işlemi gerçekleştirilir. Gaz halindeki soğutucu akışkan, sıvılaştırılıp tekrar kullanılmak için kompresörde sıkıştırılır. Sıkıştırma sırasında sıcaklığı ve



basıncı artan gaz, su veya hava ile soğutularak sıvılaştırılır ve yeniden kullanılır [33].

Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan çekilen ısı yüksek sıcaklıktaki bir ortama atılır. Bu işlemin gerçekleşebilmesi için, soğutucu akışkan soğutma sistemi içerisinde dolaştırılır. Soğutucu akışkanın sistem içerisinde dolaşımı kompresör ile sağlanır. Soğutucu akışkan sistem içerisinde dolaşırken bir seri işleme maruz kalır. Bu işlemler serisi, çevrim olarak adlandırılır. Çevrim esnasında soğutucu akışkan hal değiştirir. Soğutucu akışkanın hal değişimi ile soğutma işlemi gerçekleşir. Bu soğutma çevrimi, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi olarak bilinir ve pratikte yaygın olarak kullanılır. Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin ana elemanları aşağıda verilmiştir;

- 1) Evaporatör,
- 2) Kompresör,
- 3) Kondenser,
- 4) Genleşme valfi veya kılcal boru.

Evaporatör, soğutulan ortamdaki ısının sistem içinde dolaşan soğutucu akışkana geçmesini sağlar. Soğutucu akışkan evaporatör içinde buharlaşırken, soğutulan ortamdan ısı çekerek soğutmayı gerçekleştirir. Evaporatör içinde buharlaşarak gaz haline gelen soğutucu akışkan, emme borusu ile kompresör girişine ulaşır. Kompresör, evaporatörden emilen buhar fazındaki soğutucu akışkanı sıkıştırarak basıncını ve sıcaklığını istenilen seviyeye yükseltir. Böylece gaz fazındaki soğutucu akışkan, çevre havası ile kolayca yoğuşabilecek duruma gelir. Yüksek sıcaklık ve basınca sahip olan gaz fazındaki soğutucu akışkan, basma borusu ile kondensere ulaşır. Kondenserdeki soğutucu akışkandan daha düşük sıcaklıktaki ortama ısı atılır. Bu süreçte soğutucu akışkan kondenserde yoğuşur. Kondenserde, sıvı duruma gelen soğutucu akışkan bir sıvı toplama deposunda birikir. Böylece, evaporatöre sürekli sıvı fazda soğutucu akışkan temin edilir. Soğutucu

akışkan, sıvı deposundan bir boru vasıtasıyla evaporatöre girer. Sıvı fazdaki soğutucu akışkan, evaporatöre girmeden önce bir genleşme vanasından veya kılcal borudan geçirilerek basıncı istenilen seviyeye düşürülür. Böylece, yeniden evaporatöre giren soğutucu akışkan evaporatörde tekrar buharlaşır ve soğutulan ortamdan ısı çeker. Soğutma çevrimi bu şekilde tekrarlanır.

### **3.4.1. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi elemanları**

#### Evaporatörler

Genişleme valfinden basıncı düşürülmüş olan soğutucu akışkanın buharlaşarak soğutmanın elde edildiği kısımdır. Soğutucu akışkanın cinsine bağlı olarak muhtelif malzemelerden yapılır. Genellikle bakır veya çelik boru kullanılır. Korozyona karşı mukavemeti artırmak için bakır borunun dış yüzeyler kalaylanır, çelik boru durumunda ise galvanize edilir. Hava soğutulmasında kullanılan borularda temas yüzeyini artırmak için boruların etrafına kanatçıklar ilave edilir. Kanatlı borular; helisel sarılmış, lamelli ve aynı malzemedeki haddelenmiş olmak üzere üç gruba ayrılır. Sıvıların soğutulmasında kullanılan evaporatörleri ise borulu, boru demetli, levhalı ve iç içe borulu evaporatörler olmak üzere dörde ayrılır. Evaporatörleri içindeki soğutucu akışkanın sıvı veya gaz halde olmasına göre kuru ve yağ evaporatörler olmak üzere sınıflandırmak da mümkündür.

#### Kompresörler

Kompresörün sistemdeki görevi düşük basınç ve düşük sıcaklıkta gaz halindeki soğutucu akışkanı evaporatörden emerek sıvılaştırma sıcaklığına kadar sıkıştırmak ve yüksek basınçta kızgın buhar halinde kondensere basmaktır. Sistemin büyüklüğüne göre muhtelif kompresörler kullanılır. Bu kompresörleri başlıca 5 ana grupta toplamak mümkündür. Bunlar;

1) Pistonlu kompresörler,

- 2) Rotatif kompresörler,
- 3) Turbo kompresörler,
- 4) Hermetik kompresörler,
- 5) Vidalı kompresörler

### Pistonlu Kompresörler

Soğutma ve ısı pompası uygulamalarında en yaygın kullanımı olan kompresörlerdir. Yaklaşık 700 000 Kcal/h kapasiteye kadar imal edilmektedirler. Bu tip kompresörlerde bir silindir içerisinde gidip gelme hareketi yapan piston, soğutucu akışkanı sıkıştırır. Kompresörü tahrik eden motorun dönme hareketi bir krank mili-biyel sistemi yardımı ile pistonla iletilir. En çok tercih edilen kompresör tipidir. Pistonlu kompresörlerin çeşitli avantaj ve dezavantajları şöyle sıralanabilir:

#### *Avantajları*

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

#### *Dezavantajları*

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

### Rotatif Kompresörler

Pistonlu kompresörlerde olduğu gibi rotatif kompresörler de sıkıştırma makineleridir, fakat gidip gelme hareketi yerine dönen bir pistonu vardır. Sık görülen imalat şekilleri; dönel pistonlu, wurm pistonlu ve revolving pistonlu kompresörlerdir. Sessiz çalışmalarına ve az yer işgal etmelerine rağmen imalattaki hassas işçilik ve yağlama zorluğu ile yüksek basınçlardaki kaçaklar olumsuz faktörlerdir. Bu nedenle rotatif kompresörler sipesifik uygulamalarda sistem özellikleri dikkate alınarak kullanılabilme imkanları göz önüne alınarak tercih edilirler.

### Turbo Kompresörler

Turbo kompresörlerin çalışma prensibi yüksek basınçlı radyal fanların aynısıdır. Pistonlu ve rotatif kompresörlerden farkı, pozitif sıkıştırma yerine santrifüj kuvvetlerden yararlanarak sıkıştırma yapmasıdır. Diğer kompresörlere oranla daha verimlidirler.

#### *Avantajları*

- 1) Titreşim yoktur ve gaz akışı sürekli,dir,
- 2) Devreye yağ kaçağı olmaz,
- 3) % 20 ile % 100 arasında güç ayarı yapılabilir,
- 4) İmalat kaliteleri iyidir,
- 5) Komplike değildir.

#### *Dezavantajları*

- 1) Sıkıştırma oranı düşüktür,
- 2) Çok yüksek güçler için uygun değildir,

3) Motor tarafından açığa çıkarılan ısının geri kazanılması mümkün değildir.

### Hermetik Kompresörler

Küçük soğutma tesisleri, klima tesisleri ile soğutma vagon ve kasalarında tercih edilir ve soğutucu akışkan olarak Freon serisi soğutucu akışkanlar kullanılır. Hermetik kompresörleri, tam hermetik ve yarı hermetik kompresörler olmak üzere iki gruba ayırmak mümkündür.

### Tam Hermetik Kompresörler

Aynı zamanda kapsül kompresör olarak da bilinir. Tahrik motoru ile birlikte sızdırmaz gövde içinde bulunur. Arıza halinde, bütün cihaz değiştirilir.

### *Avantajları*

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

### *Dezavantajları*

- 1) Elektrik motorunun soğutucu akışkan devresi içinde bulunması nedeniyle sargıları kimyasal olarak etkilenmesi söz konusudur,
- 2) Performansları düşüktür.

### Yarı Hermetik Kompresörler

Bu tip kompresör ile tam kapalı kompresör arasındaki tek fark gövdenin tamamen kaynaklı değil vidalı kapaklı olarak imal edilmiş olmasıdır. 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, iki adet vida arasında emilen gaz akışkan diğer tarafa basılır.

#### *Avantajları*

- 1) Verim yüksektir,
- 2) Titreşim ve gürültü yoktur,
- 3) Gaz akışı sürekli, sürekli, sürekli,
- 4) % 15 ile % 100 arasında güç ayarı yapılabilir,
- 5) Kompresyon verimi yüksektir,
- 6) Parçalar arasında aşınma yoktur.

#### *Dezavantajları*

- 1) Fiyatlar oldukça yüksektir,
- 2) Enerji tüketimleri fazladır,
- 3) Motor kayıplarının geri kazanılması mümkün değildir.

### Kondenserler

Kompresör tarafından sıkıştırılarak basınç ve sıcaklığı yükseltilmiş olan soğutucu akışkanın, bu basınç ve sıcaklıkta ısıyı çevresine terk ederek yoğunlaştığı kısımdır. Uygulamada hava soğutmalı, su soğutmalı ve karma olmak üzere üç tip kondenser vardır. Hava soğutmalı kondenserler ya zorlanmış ya da doğal dolaşımli olarak imal edilirler. Zorlanmış dolaşımlielerde

aspiratör veya vantilatörlerden yararlanılır. Doğal dolaşımılılarda ise kondenser yüzeyi geniş tutulur. Ayrıca her iki durumda da ısı geçiş yüzeyini artırmak için borular üzerine çeşitli formlarda kanatlar geçirilir. Su soğutmalı kondenserler de içten su akımlı, dıştan su akımlı, gövde tipi ve karma olmak üzere dört değişik tipte imal edilirler.

### Genleşme Valfleri

Her buhar sıkıştırımlı soğutma makinesi ve ısı pompası çevrimi, yüksek basınç ve düşük basınç taraflarına ayrılabilir. Düşük basınçtan yüksek basınca yükselme kompresörde, yüksek basınçtan düşük basınca düşme ise genleşme valfinde olur. Genleşme valfi basıncı düşürmenin yanında, evaporatörün istenilen ısı miktarını çekebilmesi için gerekli olan soğutucu akışkan debisini ayarlar. En çok bilinen genleşme valfi tipleri şunlardır:

- 1) El ile çalışan genleşme valfi,
- 2) Alçak basınçlı şamandıralı valf,
- 3) Yüksek basınçlı şamandıralı valf,
- 4) Otomatik genleşme valfi,
- 5) Termostatik genleşme valfi,
- 6) Kılcal boru.

### El ile Çalışan Genleşme Valfi

El ile çalışan genleşme valfleri, pratik olarak sabit yüklü büyük sistemlerde tercihen kullanılırlar. Ancak yük değişimleri halinde valfin pozisyonunu düzenleyecek bir operatör gereklidir.

### Alçak Basınçlı Şamandıralı Valf

Valfin düşük basınç tarafına bir şamandıra monte edilmiştir ve evaporatörde soğutucu akışkan seviyesini ayarlamak için kullanılır. Çok iyi bir kontrol

sağlar ve basitliği sebebi ile pratik olarak hata yapmaz. Ayrıca her türlü soğutucu akışkan için kullanılırlar.

### Yüksek Basıncılı Şamandıralı Valf

Bu valf şamandıra sistemin yüksek basınç tarafına monte edilmiştir ve yüksek basınçlı sıvı ile ayarlanır. Bu valfler soğutucu akışkan miktarının önemli rol oynadığı sistemlerde kullanılır ve evaporatöre aynı anda kondenserde sıvılaştıran soğutucu akışkan miktarı kadar soğutucu akışkan gönderilir.

### Otomatik Genleşme Valfi

Otomatik genleşme valfinin görevi evaporatör içindeki basıncı kullanarak evaporatör içinde sabit basınç sağlamaktır. Evaporatör içindeki basınç yükselir ise valf kapanır, basınç azalır ise açılır. Bu valfler ani yük değişiklikleri olan sistemler için uygundur.

### Termostatik Genleşme Valfi

En çok kullanılan genleşme elemanıdır. Termostatik genleşme valfi, 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 soğutucu akışkan göndermektir.

### Kılcal Boru

Kılcal boru en basit ve en az arıza yapan genleşme ünitesidir. Bununla beraber uygulama alanı sınırlıdır. Önceden belirlenmiş, net soğutucu akışkan miktarları için imal edilirler ve belirli basınç düşümü sağlarlar. Genellikle 0,4-2



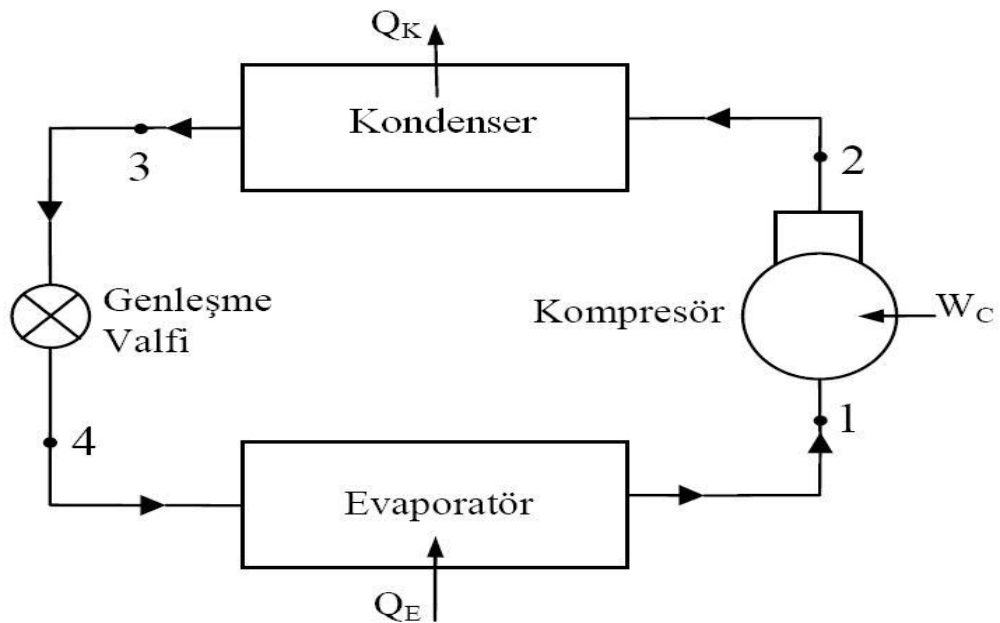
mm iç çapında ve 2 m ye kadar uzunlukta spiral olarak demetlenmiş bir bakır borudan ibarettir.

### 3.4.2. Buhar sıkıştırımlı sistemin yapısı

Kompresörlü soğutma sistemleri, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan ısıyı çekerek yüksek sıcaklıktaki ortama atan ve böylece bulunduğu ortamı soğutan sistemlerdir. Bu işlemler soğutucu akışkanlar yardımıyla ve dışarıdan enerji harcanarak yapılır [34].

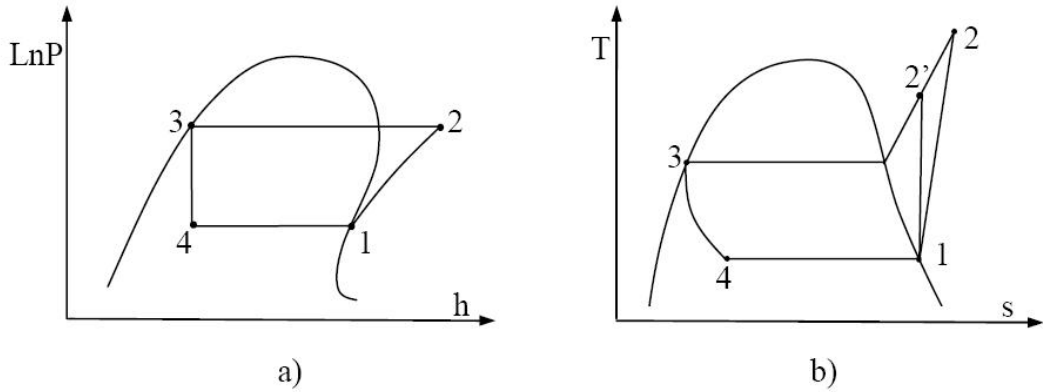
Kompresörlü soğutma sistemleri temel olarak kompresör, kondenser, genişleme valfi ve evaporatör olmak üzere dört ana elemandan oluşmaktadır (Şekil 3.1). İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi aşağıdaki şekilde gerçekleşir.

- 1-2 : Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2-3 : Kondenserdan çevreye sabit basınçta ısı geçişi
- 3-4 : Genleşme ve basıncın düşmesi
- 4-1 : Evaporatörde akışkana sabit basınçta ısı geçişi



Şekil 3.1. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi tesisat şeması

Şekil 3.1’de, 1 noktasından doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkan, bir kompresör yardımıyla basıncı artırılarak kondensere basılır. Yüksek basınçta kompresörden çıkan soğutucu akışkan kondensere girer (2 noktası) ve burada ısısını atarak sabit basınçta yoğuşur. Yoğuşan akışkan genleşme valfine girer (3 noktası). Genleşme valfinden geçen soğutucu akışkan sabit entalpide genişler (4 noktası). Islak buhar halinde evaporatöre giren soğutucu akışkan buradan geçerek ortamın ısısını çeker ve buharlaşarak tekrar kompresöre girer (1 noktası). Çevrim böylece devam eder [35]. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin LogP-h ve T-s diyagramları Şekil 3.2 ‘de verilmiştir.



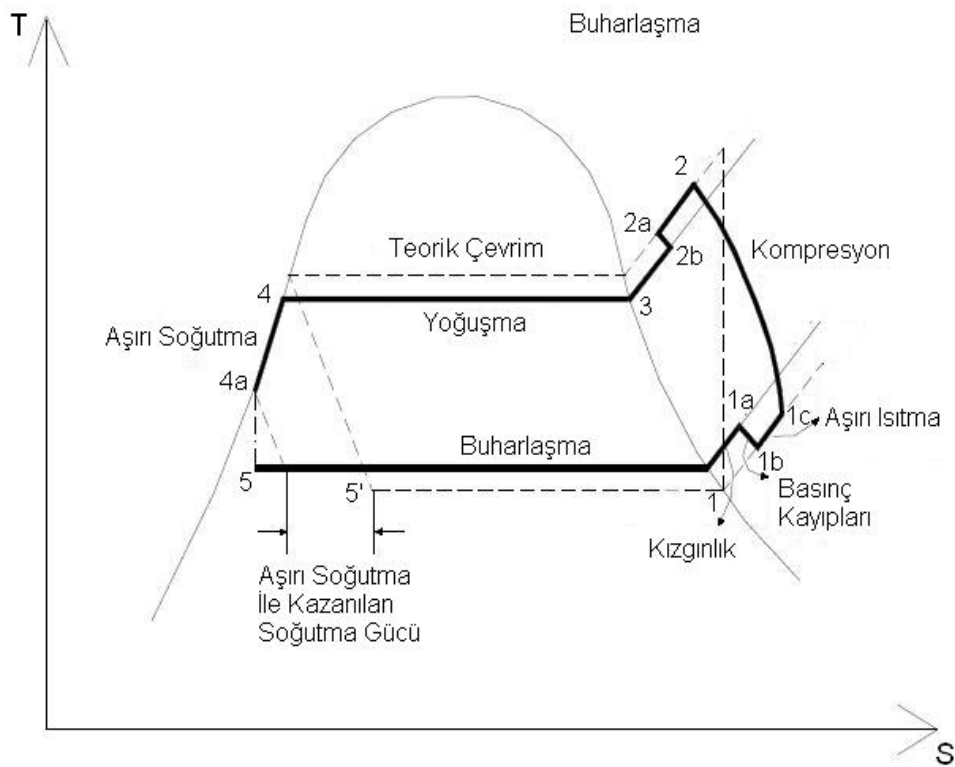
Şekil 3.2. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi  
a) LnP-h diyagramı, b) T-s diyagramı

İdeal çevrimde;

- 1) Kondenser ve evaporatörde basınç kaybı olmadığı,
- 2) Akışkanın, evaporatördeki buharlaşma sürecinde basınç ve sıcaklığının sabit olduğu,
- 3) Akışkanın, kondenserdeki yoğuşma sürecinde sıcaklığın sabit olduğu, kızgın buhar soğuması sürecinde kondenser sıcaklığının değişiyor olduğu, kondenserdeki tüm süreç boyunca basıncın sabit olduğu,
- 4) Kompresörün izentropik olarak çalıştığı, genleşme elemanının tersinmez adyabatik olarak çalıştığı,

5) Kompresör, kondenser, evaporatör ve genişleme elemanını birbirine bağlayan boru devresinde ısı ve basınç kaybı olmadığı kabul edilir.

Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, basıncın düşmesine sebep olan akış sürtünmesi ve çevre ile olan ısı alışverişi nedeni ile ideal çevrimden farklıdır. Şekil 3.3'te gerçek soğutma çevriminin T-s diyagramı verilmiştir.



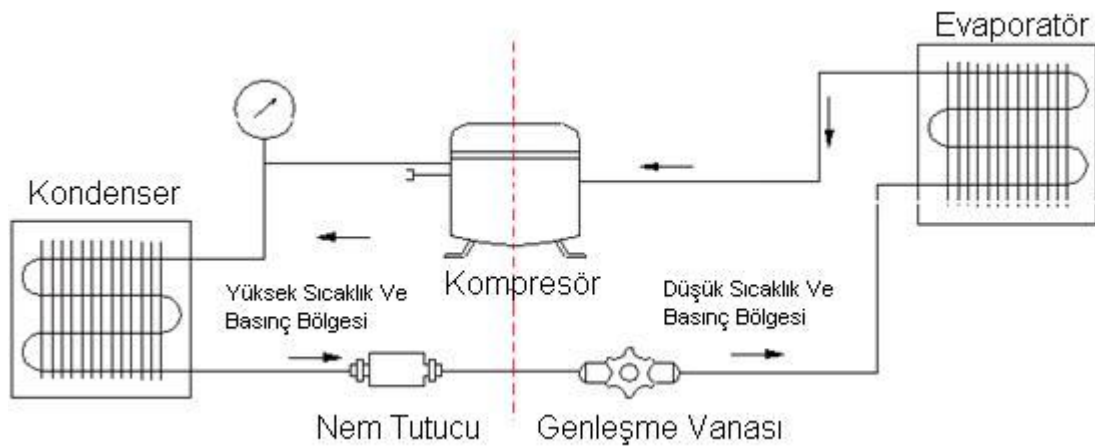
Şekil 3.3. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi T-s diyagramı

İdeal çevrimde, soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Uygulamada ise soğutucu akışkanın hal değişimi hassas bir şekilde kontrol edilemediğinden, soğutucu akışkanın kompresöre kızgın buhar halinde girmesi sağlanacak şekilde sistem tasarlanır. Kompresör ile evaporatör arasındaki bağlantının genellikle uzun olması, akış sürtünmesi nedeni ile basınç düşmesine yol açar. Ayrıca çevreden soğutucu akışkana ısı geçişi olur. Tüm bu etkiler soğutucu akışkanın özgül hacminin artmasına neden

olur. Sürekli akış işi özgül hacimle doğru orantılı olduğundan kompresör işi de buna bağlı olarak artar.

İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi izentropiktir. Gerçek çevrimde ise akış sürtünmesi ve ısı geçişi entropiyi etkiler. Akış sürtünmesi entropiyi artırırken, ısı geçişi hangi yönde olduğuna bağlı olarak entropiyi artırır veya azaltır. İdeal çevrimde, soğutucu akışkan kondenserdan, kompresör çıkış basıncında ve doymuş sıvı olarak çıkar. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışı ile kısılma vanası girişi arasında bir basınç düşmesi vardır. Akışkanın kısılma vanasına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması için soğutucu akışkan aşırı soğutulur. Bu durumda soğutucu akışkan evaporatöre daha düşük bir entalpide girer ve buna bağlı olarak ortamdaki ısı çekilebilir. Kısılma vanası ile evaporatör birbirine çok yakın olduğundan aradaki basınç kaybı küçüktür [33].

Bir soğutma çevriminde "yüksek basınç" ve "düşük basınç" kavramlarından söz edilir. Aşağıda bu kavramların açıklaması verilmiştir. Şekil 3.4'te buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin basınç bölgeleri verilmiştir.



Şekil 3.4. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin farklı sıcaklık ve basınç bölgeleri

Yüksek basınç tarafı, bir soğutma çevriminde kompresörün çıkışından, basma hattı borusu, kondenser, sıvı borusu ve kısılma vanasına kadar olan kısım "yüksek basınç tarafı" olarak anılır.

Soğutma çevriminde kondenserde ki kızgın buhar, doymuş buhar, ıslak buhar ve sıvı durumundaki soğutucu akışkan sıcaklığındaki basınca yoğuşma basıncı denir. Yoğuşma basıncı aynı zamanda soğutma çevriminin yüksek basıncıdır. Soğutma sisteminde kompresörün çalışmadığı durumlarda bir süre sonra yüksek basınç tarafındaki soğutucu akışkan sıcaklığı bu kısmı çevreleyen hava sıcaklığına eşit olur. Bu durumda, soğutma çevriminin yüksek basıncı, çevre havasının sıcaklığına uygun bir basınç olarak belirlenir.

Kompresör çalışmaya başladığı anda kompresörün pompaladığı soğutucu akışkanın buhar sıcaklığı ile yoğuşurma ortamının sıcaklığı arasında herhangi bir sıcaklık farkı olmayacağından yoğuşma olmaz. Ancak çok kısa bir zaman içerisinde kompresör tarafından pompalanan soğutucu akışkan buharının sıcaklığı çevre sıcaklığının üstüne çıkar ve soğutucu akışkan buharının sıcaklığı ile çevre havasının sıcaklığı arasında belirli bir fark meydana gelir. Bu fark yeterli bir değere ulaştığında kondenserden çevreye olan ısı geçişi yeterli duruma gelir ve yoğuşma işlemi başlar.

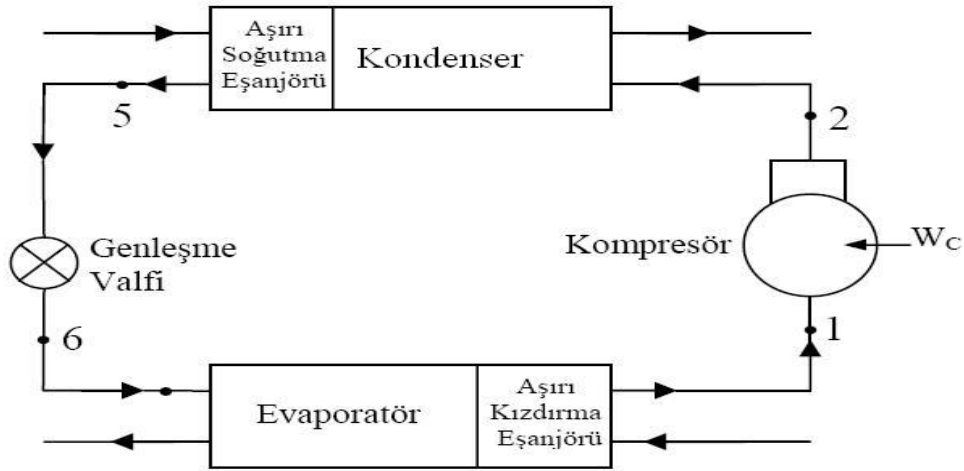
Düşük basınç tarafı, bir soğutma çevriminin kısılma vanasından itibaren buharlaştırıcı, emme hattı borusu ve kompresörün emişine kadar olan kısmına "düşük basınç tarafı" denir.

Evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkanın basıncı, "evaporatör basıncı" olarak anılır. Buharlaşma basıncı, evaporatör ısı geçiş yüzeyi ile soğutulan hacmin havasının sıcaklığına göre değişir. Evaporatör ısı transfer yüzeyinin belirli bir değeri için, soğutulan hacmin sıcaklığının daha düşük değerler alması halinde buharlaşma basıncı düşer. Soğutulan hacmin sıcaklığının daha büyük değerler alması halinde ise buharlaşma basıncı artar.

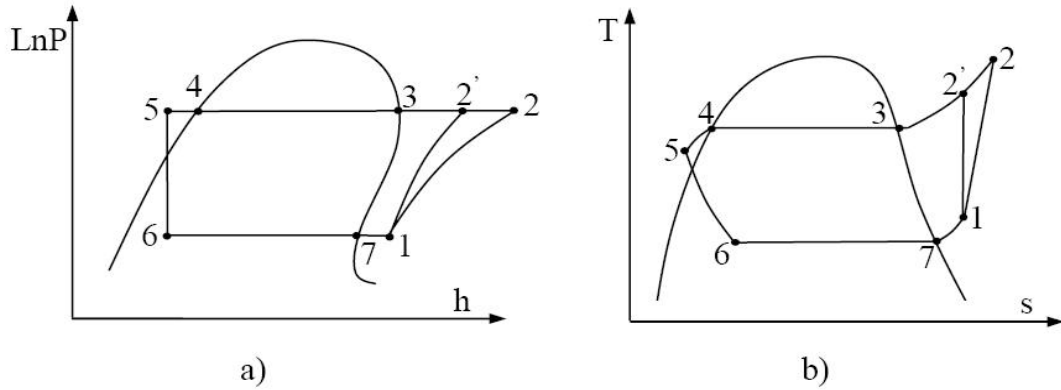
Aşırı ısıtma ve aşırı kızdırmanın soğutma sistemine etkisi, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde, soğutucu akışkanın kondenser çıkışında aşırı soğutulması, evaporatöre düşük ısıl kalitede girmesine ve böylece akışkanın daha fazla ısı çekmesine neden olur. Bunun sonucu performans katsayısı artar. Ayrıca aşırı soğutulmuş bir soğutma sisteminde, birim kapasite başına düşen soğutucu akışkan debisi, aşırı soğutma yapılmayan bir soğutma sistemine göre daha az olacaktır [36]. Bunların yanında, soğutucu akışkanın kondenserdan çıktıktan sonra buhar kabarcıkları halinde genleşme valfine girmesi, genleşme valfinin kapasitesini düşürür ve evaporatöre giren soğutucu akışkan miktarı azalır. Aşırı soğutma işlemi bu sakıncayı ortadan kaldırır [37].

Evaporatör çıkışında yapılan aşırı kızdırma işlemi ise soğutulmak istenen ortamdaki daha fazla ısı çekilmesini ve böylece sistem performansının artmasını sağlar. Bunun yanında aşırı kızdırma işlemiyle kompresöre sıvı soğutucu akışkan girmesi de önlenmiş olur. Aşırı kızdırma sıcaklığının istenen değerlerden yüksek seçilmesi ise kompresörün daha fazla buhar hacmini sıkıştırması yani daha fazla güç harcaması anlamına gelir. Bu nedenle aşırı kızdırma sıcaklığının deneysel verilerle saptanmış ve tavsiye edilen değerlerde alınması gereklidir. Bütün bunlardan dolayı aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklık miktarları sistem performansını direkt olarak etkilemektedir [36].

Soğutma sistemlerinde aşırı soğutma işlemi kondanser çıkışında, aşırı kızdırma işlemi evaporatör çıkışında yapılır. Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırımlı teorik bir soğutma sisteminin tesisat şeması Şekil 3.5'te, sistemin LnP-h ve T-s diyagramları ise sırasıyla Şekil 3.6.a ve 3.6.b'de gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi tesisat şeması



Şekil 3.6. Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi a) LogP-h diyagramı, b) T-s diyagramı

Aşırı soğutmalı ve aşırı kızdırmalı teorik soğutmalı soğutma çevriminde 7 noktasında evaporatörde doymuş buhar haline gelen soğutucu akışkan ortamın ısısını almaya devam eder ve 1 noktasına kızgın buhar haline gelir. Bundan dolayı bu bölgeye aşırı kızdırma bölgesi denir. Bu aşırı kızdırma sonucunda kompresör giriş şartları iyileştirilmiş olur. Diğer taraftan kondenser çıkışında doymuş sıvı halinde olan soğutucu akışkan 4 noktasından sonra ısısını dışarıya atmaya devam ederek 5 noktasında aşırı soğutulmuş sıvı haline gelir. Bu bölgeye de aşırı soğutma bölgesi denir [38].

Şekil 3.6'da LnP-h ve T-s diyagramları verilen kompresörlü teorik soğutma çevrimini, çevrim üzerinde verilen numaralardan yararlanarak aşağıdaki şekilde özetlemek mümkündür [36].

- 1-2 : Adyabatik sıkıştırma
- 2-3 : İzobar soğutma (Kızgınlığın alındığı bölge)
- 3-4 : İzobar soğutma (Yoğuşma)
- 4-5 : İzobar soğutma (Aşırı soğutma)
- 5-6 : İzentalpik genleşme
- 6-7 : İzobar ısıtma (Buharlaştırma)
- 7-1 : İzobar ısıtma (Aşırı kızdırma)

Kompresörlü buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde aşırı soğutma ve aşırı kızdırma işlemleri, sistem performansını doğrudan etkiler. Aşırı ısıtmanın, sistemin soğutma kapasitesi ve performans katsayısı üzerindeki etkisi aşırı ısıtmanın nerede olduğuna bağlıdır. Eğer soğutucu akışkanın aşırı ısınması soğutulan ortamda olursa, soğutucu akışkan aşırı ısınırken yararlı bir soğutma gerçekleşmiş olur. Bunun sonucu olarak, sistemin soğutma etkinliği ve performans katsayısı artar. Eğer soğutucu akışkanın aşırı ısınması soğutulan ortam dışında olursa, hiçbir yararlı soğutma gerçekleşmeyeceği için, aşırı ısıtma sistemin performans katsayısı ve soğutma etkinliğinin düşmesine sebep olur. Aşırı soğutma nedeniyle birim soğutucu kütlesi daha fazla ısıyı soğutulan ortamdaki çekerken, evaporatör çıkış şartlarında aşırı soğutmadan kaynaklanan herhangi bir değişim olmadığı için kompresör girişinde herhangi bir değişiklik olmaz. Bundan dolayı, aşırı soğutma sistemin performansının artmasını sağlar.

Basınç kayıplarının etkisi, soğutucu akışkan borularda, evaporatörde, kondenserde, sıvı toplayıcısında, vanalarda ve kompresör içindeki kanallardan geçerken basınç kaybına uğrar. Evaporatördeki basınç düşmesi nedeniyle, soğutucu akışkan, evaporatörü daha düşük basınçta ve doyma sıcaklığında terk eder. Bunun sonucunda, evaporatör çıkışındaki özgül hacim



artar. Özgül hacmin artmasıyla, kompresörün birim soğutucu akışkanı sıkıştırması için harcanan enerji artar. Fakat buna karşılık, kondenserde birim soğutucu kütlelerinin soğutma etkisi yaklaşık olarak aynı kalır.

Basma hattında ve kondenserde soğutucu akışkanın basıncındaki düşme, tasarlanan kondenser basıncının sağlanabilmesi için kompresör çıkış basıncının artırılmasını gerektirir. Bu da kompresörde birim soğutucu kütlelerini sıkıştırmak için daha fazla enerjinin harcanmasına sebep olur [33].

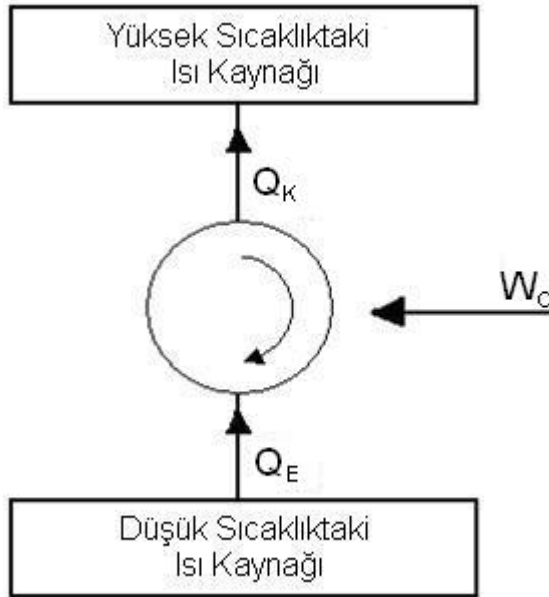
### **3.5. Isı Pompası**

Isı pompasının kullanımındaki amaç, ısıtma aylarında düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı çekerek, bu ısıyı yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına aktarmaktır. Isı pompası ile soğutma makinesini birbirinden ayıran tek fark kullanım amaçlarıdır [39].

Isı pompalarında, kondanserde yüksek sıcaklıkta dışarı atılan ısıdan su, hava veya başka bir akışkanın ısıtılması sağlanır. Amaç yıkanma, ısınma, kurutma ve benzeri işler için sıcak su, sıcak hava elde edebilmektir.

Termodinamik açıdan temelde soğutma makinası ve ısı pompası arasında temel bir fark bulunmamaktadır. Sistem ilgi alanının yüksek sıcaklık bölgesi olması halinde "ısı pompası", düşük sıcaklık bölgesi olması halinde ise "soğutma makinası" olarak isimlendirilmektedir. Isıtıcı ve soğutucu işlevlerinin her ikisinin birden değerlendirilmesi ise olayın ekonomikliği açısından önem taşımaktadır. Termodinamiğin II. yasası, ısının düşük sıcaklık seviyesinden yüksek sıcaklık seviyesine transferi için yardımcı bir enerji kaynağının gerekliliğini ortaya koymaktadır. Bu enerji ihtiyacı mekanik veya elektrik enerjisi şeklinde karşılanabildiği gibi ısı enerjisi şeklinde de karşılanabilmektedir.

Isı pompaları ile atılan enerjiden de yararlanmak mümkündür. Fabrika ve otel, sinema gibi yerlerde atılan ısı enerjisinden yararlanılarak enerji tasarrufu sağlanmasında günümüzde tercih edilen uygulamalardan bir tanesi olmaktadır. Öncelikle atılan ısının enerji olarak büyüklüğü, sıcaklığı, geri kazanma yolları, ısı alınan soğuk ortam, atılan akışkanın fiziksel ve kimyasal özellikleri, verimlilik ve benzeri hususlar ile kullanma gayesi göz önüne alınarak çok yönlü inceleme yapılması gerekmektedir. Bazı hallerde sadece ısıtma amacıyla ısı pompası kullanılması verimli olmayabilir. Çeşitli amaçlarla hem soğutma ve hem de ısıtma gereken hallerde, ısı pompaları en uygun çözüm yolu olabilir. Kurutma tesisleri, spor tesisleri, gıda ve tarım sanayinden bazı çift yönlü uygulamaları örnek olarak verebiliriz.



Şekil 3.7. Isı pompası prensip şeması

Çift tesirli ısı pompaları yaz aylarında bir soğutma makinesi olarak kullanılırlar. Görevleri; düşük sıcaklıktaki ısı kaynağından ısı çekip, bu ısıyı yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına atmaktır. Burada kullanım amacı, yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağını ısıtmak değil, düşük sıcaklıktaki ısı kaynağını soğutmaktır. Dolayısıyla soğutma makinesi görevi görür.

### **3.5.1. Isı pompasının çalışması**

Kompresör devrede bulunan soğutucu akışkanı kondenser yönüne sıkıştırır. Bu sıkıştırma sonunda, kondensere gaz halinde gelen akışkan yüksek sıcaklıktaki ortama ısı vererek sıvı hale geçer. Bu hal değiştirme neticesinde yoğunlaşma gizli ısını atar. Kondenserden sıvı halde çıkan soğutucu akışkan, genişleme valfine gelir. Genleşme valfinden geçen akışkanın üstündeki basınç azalır. Kompresörün emme hattı üzerinde bulunan evaporatörde düşük basınç meydana gelir. Bu düşük basınç, evaporatöre giren soğutucu akışkanın buharlaşması için yeterlidir. Evaporatörde soğutucu akışkan sıvı halden gaz haline geçerken, buharlaşma gizli ısını düşük sıcaklıktaki ortamdan alır.

Bu olaylar neticesinde, bir ısı pompası devresinde evaporatörün bulunduğu çevreden ısı alınır. Kondenserin bulunduğu çevreye ise ısı bırakılır. Çevre şartları ısı akışına engel olmamak şartıyla, her ortamda ısı pompasını çalıştırmak mümkündür.

### **3.5.2. Isı pompası uygulamaları**

Isı pompaları bir mahallin ısıtılması veya sıcak su üretimi amaçlarıyla kullanılabilir. Bina ve işyeri ısıtmalarında, yerden yapılan ısıtmada, sıcak havalı sistemlerde, iklimlendirme tesislerinde ve yüzme havuzlarının ısıtılmasında kullanılır.

Endüstriyel uygulamalarda, çeşitli kurutma, buharlaştırma, damıtma işlemlerinde ve süt pastörizasyon işlemlerinde kullanılmaktadır. Ayrıca kombine uygulamalarda ısı pompası, kışın ısıtma yazın ise soğutma yapılan tesislerde kullanılabilir. Kombine uygulamalarda, evaporatör ve kondenser kış ve yaz uygulamalarında yer değiştirmektedir.

Bina ısıtmaları, ısı pompaları evlerin, işyerlerinin, okulların ısıtılmasında kullanılır. Sıcak su üretiminde de kullanılabilir. Ayrıca yüzme havuzlarının ısı pompaları ile ısıtılması uygulamaları da mevcuttur.

Bina ısıtılması uygulamalarında, ısı pompası, döşeme ve tavandan yapılan ısıtmalarda, sıcak havalı sistemlerde ve iklimlendirme tesislerinde başarılı bir şekilde kullanılabilir. Çünkü bu gibi uygulamalarda sağlanması gereken ısıtıcı akışkan sıcaklığı düşük olduğundan, ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı diğer uygulama şekillerine göre daha büyüktür.

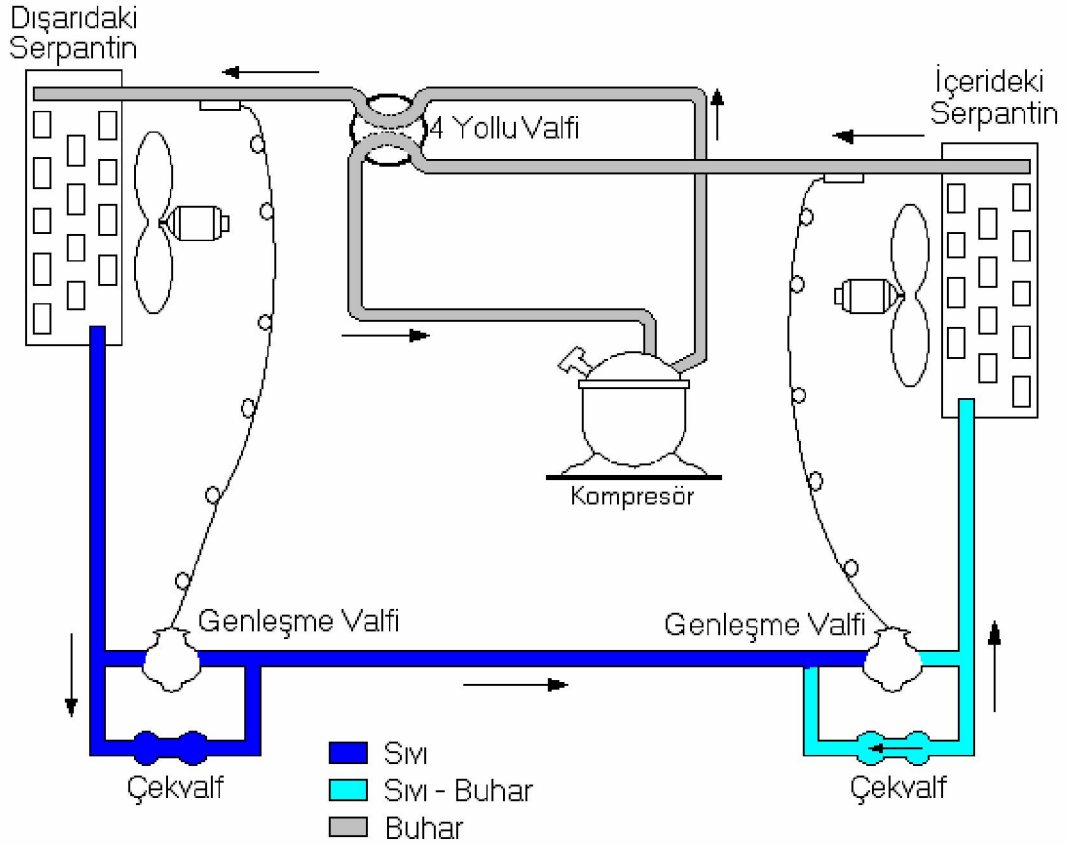
Endüstriyel uygulamalar, ısı pompası uygulamaları, çeşitli endüstriyel alanlarda da yapılmaktadır. Çeşitli kurutma işlemleri, buharlaşma işlemleri, damıtma işlemleri ve süt sterilizasyon işlemlerinde ısı pompaları başarı ile uygulanmaktadır.

Kombine uygulamalar, ısıtma maksadıyla kurulmuş ısı pompası tesisatını yazın sıcak su üretme veya klima etmede kullanarak kullanma sahasını genişletmek suretiyle diğer sistemlere göre verimliliği artırılabilir. Belli başlı kombine uygulamalar;

- 1) Buz paten sahası ve yüzme havuzu bulunan bir spor salonu, Buz pateni sahası soğutulurken alınan ısı yüzme havuzuna verilerek ısıtma yapılır.
- 2) Büyük soğutma depolarında, soğutma işlemi sırasında kondenserdan atılan ısı, değişik amaçlarla kullanılabilir.
- 3) Kışın ısıtma yapan ısı pompasını yazın soğutma amaçlı kullanıldığı sistemler.

Kışın ısıtma, yazın ise soğutma yapan kombine bir tesisatta oda içine bir serpantin dışarıya da bir serpantin konur. Yazın içerideki serpantin evaporatör, dışarıdaki serpantin kondenser görevi yapar. Kışın içerideki serpantin kondenser, dışarıdaki serpantin evaporatör görevi yapar.

Kompresöre bağlanan uçlar dört yollu vana ile ayarlanarak emme ve basma hatları değiştirilir. Ancak alçak basınç bölgesinin ayarlanması için iki adet genişleme valfi ve iki adet çek valf kullanılır [39]. Şekil 3.8'de kış ısıtıcı, yaz soğutmalı ısı pompası devre elemanları ve akış şeması verilmiştir.



Şekil 3.8. Kış ısıtıcı, yaz soğutmalı ısı pompası devre elemanları

## 4. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Bir soğutma sisteminde, ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak soğutucu akışkanlardan yararlanır. Çoğunlukla bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimi işlemleri yardımıyla, bir ortamdan çektikleri ısıyı diğer bir ortama atarlar. Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırımlı ve absorpsiyonlu sistemlerde görülürken hava gibi akışkan kullanan soğutma sistemlerinde görülmez. Bir soğutma cihazının tasarımı, seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine bağlıdır [35].

### 4.1. Soğutucu Akışkanların Tarihçesi

İlk defa kapalı çevrimde çalışan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimini gerçekleştiren Jacob Perkins 1834 yılında soğutma sistemini Etil Eter soğutucu akışkanla çalışmak üzere tertiplemişti. Daha sonra Perkins'in yardımcısı olan Hague, sistemde yaptığı bazı değişikliklere ilaveten soğutucu akışkan türünü de değiştirip Kauçukin denilen ve tabii kauçuğun damıtımı sırasında oluşan uçucu bir akışkanı soğutucu akışkan olarak başarıyla kullanmış ve az miktarda buz üretimini gerçekleştirmiştir.

Ancak, bunu takip eden yaklaşık 20 yıllık bir dönemde buhar sıkıştırma çevrimiyle pek ilgilenen olmamıştır. Etil eter ve Metil eter, 1860'lara kadar araştırmacılar için tercih edilen soğutucu madde olma özelliğini sürdürmüş, hatta Alexander Twining, James Harrison, Charles Tellier gibi buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimini başarıyla uygulayıp yararlanmış olanlar da bazı tür eter bileşiklerini soğutucu akışkan olarak kullanmışlar ve eterli sistemler 1905'e kadar azalarak kullanılmıştır. 1869'da Charles Tellier tarafından New Orleans'daki bir bira fabrikası için projelendirilen soğutma sisteminde metil eter soğutucu akışkanı kullanılması öngörülmüş, fakat buna rağmen sisteme amonyak soğutucu akışkanı konulmuştur. Eter'e göre çok daha yüksek çalışma basınçları gerektiren amonyak, bu sistemde çok sayıda

kaçak ve sızmalara yol açmış ve işletmenin sahibi tarafından görevlendirilen DeCoppet, amonyağa uygun yeni bir kompresör yapmak suretiyle sorunu çözümlenip soğutma sistemini çalışır hale getirmiştir. Böylece, Amonyak kompresörlü soğutma sistemleri devri başlamış ve günümüze dek kullanılmıştır.

İsviçreli Raoul Pictet, 1875 yılı civarında, amonyak makinalarının çok yüksek çalışma basıncından kaynaklanan problemlere çare olarak Sülfürdioksit'i ( $SO_2$ ) soğutucu akışkan olarak kullanıp başarılı sonuçlar elde etti. Bilhassa küçük kapasiteli soğutma uygulamaları için, daha küçük boyutlu ve hafif soğutma aksamına imkan veren bu soğutkan önceleri, gerek soğutma sisteminde kalan ve gerekse soğutucu akışkanın kendi içinde bulunan su ve su buharı sebebiyle sülfüroz asit oluşması sonucu çok büyük arıza ve aksaklıklara sebep olmuştur. 1920'li yıllara gelindiğinde  $SO_2$  akışkanla çalışan sistemler, gerekli nem alma önlemlerinin geliştirilip uygulanmasıyla, oldukça güvenilir hale gelmiş oldu. Diğer yandan,  $SO_2$  mevcut soğutucu akışkanlar arasında insan sağlığını en fazla etkileyenidir. Açık havada çok düşük oranda bulunması halinde dahi insanlar üzerinde yaptığı tepki ve bundan uzaklaşma ihtiyacı sebebiyle menfi bir intiba oluşturmuştur. Ancak kayıtlara geçmiş bir ölüm olayına rastlanmamaktadır. Amonyak'a göre küçük kapasiteli sistemlerde sağladığı önemli üstünlükler sebebiyle  $SO_2$  soğutucu akışkanı 1940'lı yıllara kadar popüleritesini sürdürmüştür.  $SO_2$  soğutucu akışkanlı sistemlerin seri halde imal ve satışı azalarak 1950'li yıllara kadar sürmüş,  $SO_2$  soğutucu akışkanın küçük tüplerde toptan ve perakende satışı da 1970'li yıllara kadar devam etmiştir.

1878 yılı civarı Fransa'da Camille Vincent tarafından soğutucu akışkan olarak denenip olumlu sonuçlar alınan metil klorür uygulamada, başından itibaren sorunlar ortaya koymuştur. Bilhassa, o zaman kullanılan yağlama yağı Gliserin'in su'yu kolay mas etmesi ve bunun da sistemin genleşme valfinde donarak tıkanmalara yol açması, ayrıca metil klorür'ün moleküler bölünmesiyle oluşan klorun zararlı bileşikler oluşturup kompresör aksamında

hasarlara yol açması, daha sonraları Gliserin yerine Valvoline isimli yağ kullanılıp yağlama sorunu çözümlenmesine rağmen metil klorür soğutucu akışkanlı sistemler Avrupa'da ancak 1900'lü yıllara kadar kullanılmıştır. Amerika'da ise önceleri görünen çekingencek 1910 yılında bir firmanın araştırmacısı tarafından ele alınmış fakat elde mevcut fiziksel, kimyasal ve termodinamik donelerin yetersiz olması sebebiyle araştırmalar uzamış ve Amerika'da ancak 1918 yılında metil klorür, "Arctic" ticari adıyla satılmaya başlanmış ve bunu takip eden 10 yılda, başta Servel firması olmak üzere pek çok ev tipi soğutucu imalat firması bu soğutucu akışkanı cihazlarında kullanmıştır. Diğer yandan, metil klorür'ün solunulduğunda bayıltıcı etki yapması, aşırı miktarda solunulduğunda ise zehirlenmelere yol açtığı, ayrıca hafif şekilde yanıcı olduğu bir gerçektir ve 1920'li yıllarda birkaç zehirlenme olayına rastlanmıştır. Bilhassa gece uyku saatlerinde olan bazı zehirlenme olayları Amerikan basını tarafından çok önemsenip tepkiye yol açmıştır. Örneğin bir haberde genç anne baba ile beşikteki bebeklerinin ölümü olayı ile yedi kişinin öldüğü bir başka metil klorür soğutucu akışkan kaçağı basın tarafından geniş şekilde duyurulmuştur. Soğutma cihazı imalatında yapılan değişiklik ve önlemlerle metil klorürün bu zararlı etkileri azaltılmış ve ev tipi soğutucularda bu soğutucu akışkan gitgide azalarak 1930'lu yıllara kadar kullanılmıştır. Bu yıllarda yapılan yoğun araştırmalar olumlu sonuçlar vermeye başlayarak hem termodinamik özellikleri istenen seviyelerde olan hem de zehirleyici etkisi olmayan, yanıcı, patlayıcı olmayan yapay soğutucu akışkanlar keşfedilip başarıyla uygulanmaya başlamıştır.

Emniyet ve güvenilirlik yönünden iyi ve ayrıca ısı özellikleri de amaçlara çok uygun olan soğutucu akışkanlar için 1920'li yılların sonlarında başlatılan araştırmalar, halojene edilmiş hidrokarbonların (halokarbonlar) bulunmasını sağlamıştır. Halokarbon ailesinden olan fluokarbonlar, metan ( $CH_4$ ), veya etan ( $C_2H_6$ ) içerisindeki hidrojen atomlarından bir veya birkaçının yerine sentez yoluyla klor (Cl), flor (F) veya brom (Br) yani halojen atomları yerleştirmek suretiyle elde edilmektedir. Fluokarbonlardan uygulamada en sık rastlananlar; metan'daki 4 hidrojen (H) atomu yerine 2 klor (Cl) ile 2 flor (F)



ikame edilen Dichloro-difluoro-methane (R12) ve yine metan'daki 4 hidrojen yerine 1 klor ile 2 flor atomu yerleştirilerek elde edilen Chlorodifluoro-methane (R22) soğutucu akışkanlardır. Fluokarbon türü soğutucu akışkanlarının kullanımı hızla yaygınlaşarak amonyak dışındaki diğer soğutucu akışkanların yerini tamamen almıştır [1].

Kloroflorokarbon ve hidrokloroflorokarbon türü soğutucu akışkanların zaman içerisinde çevreye atılması ve atmosfere karışması, çevre kirlenmesine, atmosferde sera etkisinin artmasına ve ozon tabakasının tahribatına sebep olmuştur. Özellikle canlıları zararlı güneş ışınlarından koruyan ozon tabakası soğutucu maddelerin yapısında bulunan klor ve brom atomlarının serbest kalıp zayıf ozon moleküllerini parçalamasıyla tahrip olmaktadır [40].

Soğutucu akışkanların atmosferin yukarı stratosfer katmanında oluşan ozon tabakasını deldiği ve küresel ısınmaya neden olduğunun tespit edilmesinden sonra Amerika Birleşik Devletlerinde 1978'de CFC içeren kimyasalların kullanılması konusunda yeni yasal düzenlemeler getirilmiştir. Eylül 1987 yılında Kanada'nın Montreal kentinde ozonu tahrip eden maddelerin kullanımının kontrol altına alınması için 24 ülke ile Avrupa Ekonomik Topluluğu arasında protokol yapılmıştır. Protokolü imzalayan ülkeler dışında diğer ülkeler de ihracat, ithalat ve üretim konusunda yeni yasal düzenlemeler yapmışlardır. Ayrıca CFC'lerin belirli zaman içerisinde kullanımının azaltılması ve hatta tamamen yasaklanması karara bağlanmıştır.

Ozon tabakasında meydana gelen tahribatın değerlendirilmesi ve araştırılması için 1987 yılında Montreal Protokolü'nü değerlendirme amacıyla Haziran 1990 yılında Londra'da 54 ülkenin katılımıyla yeni kararlar alınmıştır. Bu kararlarda Montreal'de alınan kararlar desteklenmiştir. Ozonu tahrip eden maddeler sınıflandırılarak yeni gruplar meydana getirilmiştir. CFC'lerin belli bir zaman içerisinde kullanımının tamamen kaldırılması karara bağlanmıştır. Ozondaki delinmenin artması nedeniyle bazı hastalıklarda artış meydana geldiği tıp otoriteleri tarafından belirtilmektedir [41].

Avrupa Topluluğu şartnamelerine göre HCFC türü soğutucu akışkanların 2004 yılından itibaren yeni cihazlarda kullanımı ve 2010 yılında ise servis amaçlı kullanımı yasaklanmıştır. Bu durumda alternatif akışkanlar olarak R404A, R407C, R417A, R421A ve R410A gibi soğutucu akışkanları öne çıkmıştır. 1992 yılında Kopenhag toplantısında R22'nin de içinde bulunduğu HCFC grubu soğutucu akışkanların kullanımının yasaklanması bir takvime bağlanmıştır. Ancak ABD, Japonya ve Kanada gibi ülkeler bu sürecin hızlandırılmasına karşı çıkmaktadırlar. Gerekçe olarak mevcut dönüşüm tarihinin sabitleşmesinin CFC soğutucu akışkanların dönüşümüne katkı yapacağını öne sürmektedirler. Amerika Birleşik Devletlerinin HCFC'lerin üretimden kaldırılmasını uzun sürece yaymasındaki tavrının nedenleri arasında en büyük HCFC üreticisi olmasının yanında, özellikle R22 konusunda kendi içlerinde de tartışmaların devam etmesi etkili olmuştur. Çünkü R502 alternatifi olarak geliştirilen R402A, R402B, R408A gibi bazı geçiş dönemi akışkanlarında belli oranlarda R22 kullanılmaktadır. Termodinamik özelliklerinin çok iyi olması endüstriyel ve ticari uygulamalarda R22'yi kolay kolay vazgeçilemez hâle getirmiştir. Ancak Avrupa Topluluğu farklı bir düzenleme ile HCFC'lerin yasaklanmasını üretim ve tüketim kontrolleri olarak iki ayrı periyotta değerlendirmiştir. Buna göre HCFC'ler 1997 yılı üretimi esas alınarak 1 Ekim 2000 tarihinden 1 Ocak 2025 tarihine kadar kademeli olarak sınırlanacaktır. HCFC tüketimi ise 1 Ocak 2000'den 1 Ocak 2010 yılına kadar kademeli olarak azaltılarak yasaklanacaktır [41].

## **4.2. Soğutucu Akışkanlarla İlgili Kavramlar**

Soğutucu akışkanların tanımlanmasında ve sınıflandırılmasında bir çok kavram etkili olmuştur. Bunlardan bazıları aşağıda açıklanmıştır [33].

### **4.2.1. Ozonu tahrip etme potansiyeli (ODP)**

Ozon tabakasının incelmeye veya parçalanmasına neden olan soğutucu akışkanların ozon tabakasını tahrip etme potansiyelidir. Bu değer R11

referans alınarak yarı ampirik bir metotla hesaplanmaktadır. R-11' in ozonu tahrip etme potansiyeli 1,0 olarak kabul edilmektedir.

#### **4.2.2. Küresel ısıtma etkisi (GWE)**

Atmosferde bulunan gazların yeryüzünden yansıyan uzun dalga boylarındaki ışınları soğurarak yeryüzü seviyesine yakın bölgelerdeki hava sıcaklığını artırma etkisidir. Bu etki sera etkisi olarak da adlandırılmaktadır.

#### **4.2.3. Küresel ısıtma potansiyeli (GWP)**

Soğutucu akışkanların veya benzer maddelerin küresel ısınmaya katkı gücüdür. Küresel ısıtma potansiyeli CO<sub>2</sub> referans alınarak 100 yıllık bir süreye göre belirlenmektedir. CO<sub>2</sub> için bu değer 1,0' dır.

#### **4.2.4. Zehirlilik sınır değeri (TLV)**

Zehirlilik sınır değeri; ppm (parts per million volume concentration in air) olarak zehirli bir gazın havadaki hacimsel konsantrasyonunu ifade etmektedir.

#### **4.2.5. Hacimsel soğutma kapasitesi**

Bu değer bir soğutucu maddenin özgül buharlaşma entalpisinin doymuş buhar özgül hacmine oranıdır. Bu oran ne kadar büyük ise kullanılacak sistem kompresörü o oranda küçük olacaktır.

#### **4.2.6. Saf madde**

Saf madde; tek bir kimyasal yapıya sahip olup zaman içerisinde bozulmayan, termodinamik ve fiziksel özellikleri değişmeyen maddedir.

#### **4.2.7. Karışım**

Karışım, iki ya da daha fazla kimyasal maddenin fiziksel olarak karıştırılmasıyla elde edilen maddedir. Karışımlar saf maddeler gibi tek başlarına muhtelif uygulamalarda soğutucu olarak kullanılırlar. Ancak karışımların açık kompresörlü sistemlerde kullanılmasında kaçaklardan dolayı karışım oranlarının zaman içerisinde değişmesi sorun yaratmaktadır. Bu yüzden karışımlar istenilen özelliklerin sağlanması açısından önemli olmasına rağmen sadece hermetik ve büyük sistemlerde uygun kullanım alanı bulmaktadırlar. Ayrıca karışımlar büyük ölçüde HCFC ve HFC içeren maddelerden oluşmaktadırlar. HFC ve HCFC'ler de 2030 yılına kadar kullanımlarına izin verilen maddelerdir.

#### **4.2.8. Azeotrop**

Farklı uçuculuğa sahip maddelerden oluşan karışım olup soğutma çevriminde kullanıldığında, sabit basınç altında buharlaşma ve yoğuşması esnasında hacimsel bileşimi ve doyma sıcaklığı değişmeyen bileşimdir.

#### **4.2.9. Zeotrop**

Farklı uçuculuğa sahip maddelerden oluşan karışım olup soğutma çevriminde kullanıldığında, sabit basınç altında buharlaşma ve yoğuşması esnasında hacimsel bileşimi ve doyma sıcaklığı değişen bileşimdir.

#### **4.2.10. Sıcaklık kayması**

Sıcaklık kayması, zeotrop bir karışımın, soğutma çevriminde sabit basınç altındaki buharlaşma ve yoğuşma süreçlerinin başlangıcından bitimine kadar sıcaklığında meydana gelen farktır. Azeotrop bir karışımda veya saf maddelerde bu sıcaklıklar proses boyunca teorik olarak sabittir. Ancak evaporatör veya kondenser içerisinde meydana gelen basınç kaybı nedeniyle

azeotrop karışımlarda veya saf soğutucu maddelerde de buna benzer bir sıcaklık değişimi olmaktadır.

#### **4.2.11. Yakın azeotrop**

Yakın azeotrop, sıcaklık kayması ihmal edilecek derecede az olan zeotropik bir karışımdır.

#### **4.2.12 Ayrışma**

Ayrışma, zeotrop bir karışım içerisindeki daha fazla uçucu maddelerin buharlaşması veya daha az uçucu maddelerin yoğunlaşması nedeniyle karışım oranlarının değişmesidir. Bu değişim bir sistemden kaçak olması halinde meydana gelmektedir. Bu yüzden zeotrop soğutucu madde ile yüklenmiş sistemlerin kaçak olmayacak şekilde imal edilmesi çok önemlidir. Ayrıca sisteme zeotrop madde şarjının gaz olarak yapılmaması ve mutlaka sıvı halde yapılması gereklidir.

#### **4.2.13. Kaynama noktası**

Bir maddenin, normal atmosfer şartlarındaki kaynama sıcaklığıdır. Bu özellik buhar sıkıştırmalı sistemlerde soğutucu akışkan seçimini belirleyen önemli bir faktördür.

#### **4.2.14. Kritik nokta**

Kritik nokta, bir maddenin sıvı ve gaz hallerinin birleştiği basınç ve sıcaklık şartıdır. Kritik noktada maddenin sıvı özellikleri ile gaz özellikleri birbirinin aynıdır. Kritik nokta şartını belirleyen basınç ve sıcaklık değerleri de o maddenin kritik basıncı ve kritik sıcaklığı olarak adlandırılır.

### 4.3. Soğutucu Akışkanların Çeşitleri

ASHRAE 34 numaralı standart tarafından sınıflandırıldığı üzere birçok soğutucu madde olmasına rağmen sadece bunların sadece bazıları ticari ve evsel soğutma uygulamalarında kullanılmaktadır. Günümüzde de bir çok soğutma uygulamasında çeşitli soğutucu akışkanlar kullanılmakta olup bunlar ihtiyaca ve kullanılacak sistemin kapasitesine göre belirlenmektedir. Aşağıda kullanılan veya geçmişte kullanılmış genel soğutucu akışkan gruplarının kısa bir özeti verilmiştir [42].

Su (R718), bir çok soğutma uygulamaları ya absorpsiyonlu çevrimden veya buhar sıkıştırımlı çevrimden oluşmaktadır. Ticari absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde soğutucu akışkan olarak genellikle absorbent olarak lityum bromit gibi bir tuz çözeltisi ile su kullanılır. Su, zehirsiz, yanıcı olmayan ve bol miktarda bulunan doğal bir soğutucu akışkandır.

Amonyak (R717), amonyak (NH<sub>3</sub>), doğal bir soğutucu olup en verimli akışkanlardan birisidir. Günümüzde hala kullanılan en eski soğutucu akışkanlardan birisidir. Genellikle pozitif yer değiştirmeli kompresörlerin kullanıldığı buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Amonyak birçok büyük ticari iklimlendirme sistemlerinde kullanılmasına rağmen çoğunlukla endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır.

Karbon dioksit (R744), karbondioksit (CO<sub>2</sub>) doğal bir soğutucu akışkandır. Bu yüzyılın başında kullanımının durdurulmasına rağmen yeni araştırmalar tekrar kullanımı için eğilimler göstermektedir. Önceleri, sadece pozitif yer değiştirmeli kompresörlü buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde kullanılmaktaydı. Günümüzde bir çok uygulamada özellikle karışımlarda kullanılmaktadır. Gerekli yoğuşma basıncı yaklaşık 6200 kPa'ın üzerinde 30 °C'dedir ki bu da çok güçlükler çıkarmaktadır. Aynı zamanda kritik noktası çok düşüktür ve dolayısıyla verimi çok zayıftır.

### **4.3.1. Hidrokarbonlar**

R290 ve R600a, diğer hidrokarbonlar arasında buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak kullanılabilir. Kuzey Avrupa'da, buzdolapların yaklaşık % 35'i hidrokarbon kullanmaktadır. Düşük zehirlilik ve yüksek verimlere sahip olmalarına rağmen yüksek oranda yanıcıdırlar.

### **4.3.2. Kloroflorokarbonlar (CFC)**

Karbon yörüngesindeki hidrojen atomları tamamen klor ve flor atomları ile değişen soğutucu akışkanlara tam halojenli soğutucu akışkanlar denir. CFC'ler etan veya metan serisinden olabilirler. CFC'ler ozon tabakası üzerinde en fazla tahribat yapan soğutucu akışkanlardır. Ayrıca küresel ısınma potansiyelleri oldukça fazladır. CFC'lerin kimyasal kararlılıkları çok fazla olduğu için uzun zaman yapıları bozulmadan atmosferde kalabilirler. Sonuçta, stratosfere ulaşarak ozon tabakasının delinmesine neden olurlar. Uygulamada en çok kullanılanları R11, R12, R13, R114 ve R115'tir.

### **4.3.3. Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC)**

Metan ve etan moleküllerinin yapısındaki hidrojen atomlarının bir kısmının klor veya flor atomları ile yer değiştirmesi sonucu oluşan moleküle kısmi halejenlenmiş adı verilir. Yani karbon yörüngelerinde hala bazı hidrojen atomları bulunmaktadır. Bütün hidrojen atomları klor ve flor atomları ile yer değiştirmemektedir. Bu oluşan moleküle HCFC adı verilir. HCFC'lerde klor atomu içerdiği ozon tabakası ile reaksiyona girer. Buna rağmen HCFC'lerin yapılarında hidrojen atomu olduğu için kimyasal kararlılıkları çok zayıftır. Atmosferde uzun süre yapıları bozulmadan kalamazlar. HCFC'ler atmosfere doğru yükselirken yapılarındaki hidrojen havadaki su molekülleri ile reaksiyona girerek yapıları bozulur. Bu yüzden HCFC'lerin çoğu atmosferin stratosfer tabakasına ulaşmaz ve çoğu atmosferin alt tabakalarında çözünür.

HCFC'lerin ozonu delme potansiyelleri azdır. Uygulamada en çok kullanılan HCFC'ler R22, R124 ve R123 olarak sayılabilir.

#### **4.3.4. Hidrokloroflorokarbonlar (HFC)**

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

#### **4.3.5. Karışım ve inorganik soğutucu akışkanlar**

İki veya daha fazla soğutucu akışkanın belirli oranlarda karıştırılarak elde edilen yeni soğutucu akışkan gruplarıdır. En popüler karışımlar R500, R502, R404a ve R407a'dır. Günümüzde yapılan yoğun çalışmalar sonucu ozonu çok az veya hiç tahrip etmeyen karışımlar geliştirilmektedir.

#### **4.4. Mevcut Soğutucu Akışkanlar ve Özellikleri**

Günümüze kadar varolan soğutucu akışkanların numaraları, kimyasal isimleri, kimyasal formülleri, molekül ağırlığı, normal kaynama noktaları ve güvenlik sınıfları Çizelge 4.1 'de, karışımlara ait özellikler ise Çizelge 4.2 'de karşılaştırmalı olarak verilmiştir [43]. Bazı soğutucu akışkanlara ait bilgilere ulaşılamadığından çizelgede verilmemiştir.



Çizelge 4.1. Mevcut soğutucu akışkanlar ve özellikleri [43]

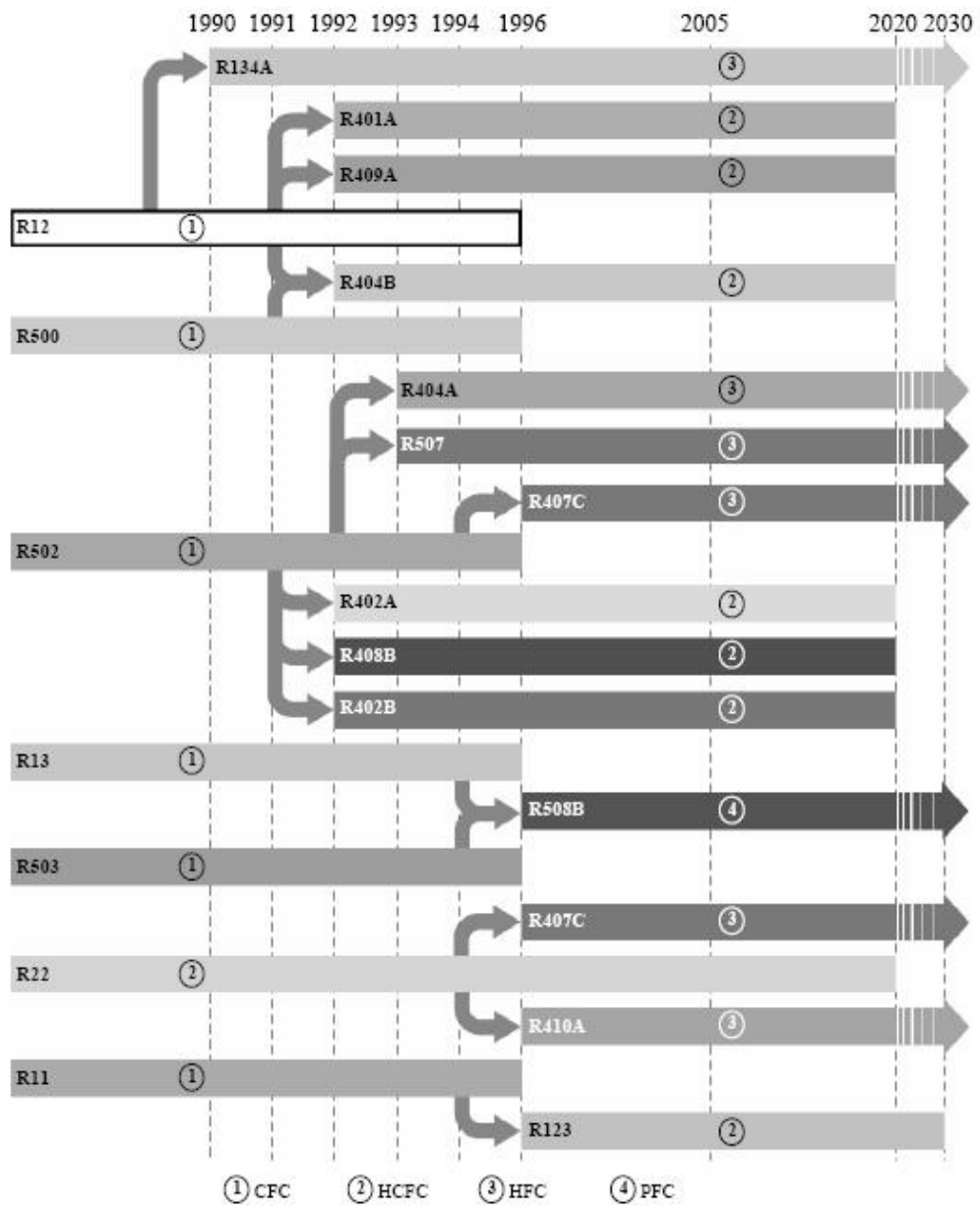
Soğutucu Akışkan Numarası	Kimyasal Adı	Kimyasal Formülü	Moleküler Ağırlığı (kg/kmol)	Normal Kaynama Noktası (°C)	Güvenlik Sınıfı
11	Trichlorofluoromethane	CCl <sub>3</sub> F	137.4	24	A1
12	Dichlorodifluoromethane	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	120.9	-30	A1
12B1	Bromochlorodifluoromethane	CBROF <sub>2</sub>	165.4	-4	
13	Chlorotrifluoromethane	CClF <sub>3</sub>	104.5	-81	A1
14	Tetrafluoromethane	CF <sub>4</sub>	88.0	-128	A1
21	Dichlorofluoromethane	CHCl <sub>2</sub> F	102.9	9	B1
22	Chlorodifluoromethane	CHClF <sub>2</sub>	86.5	-41	A1
23	Trifluoromethane	CHF <sub>3</sub>	70.0	-82	A1
30	Dichloromethane	CH <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	84.9	40	B2
31	Chlorofluoromethane	CH <sub>2</sub> ClF	68.5	-9	
32	Difluoromethane	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	52.0	-52	A2
40	Chloromethane	CH <sub>3</sub> Cl	50.4	-24	B2
41	Fluoromethane	CH <sub>3</sub> F	34.0		
50	Methane	CH <sub>4</sub>	16.0	-161	A3
113	Trichloro-trifluoroethane	CCl <sub>2</sub> FCClF <sub>2</sub>	187.4	48	A1
114	Dichlorotetrafluoroethane	CClF <sub>2</sub> CClF <sub>2</sub>	170.9	4	A1
115	Chloropentafluoroethane	CClF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	154.5	-39	A1
116	Hexafluoroethane	C <sub>2</sub> F <sub>6</sub>	138.0	-78	A1
123	Dichlorotrifluoroethane	CHCl <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	153.0	27	B1
124	Chlorotetrafluoroethane	CHClF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	136.5	-12	A1
125	Pentafluoroethane	CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	120.0	-49	A1
134a	Tetrafluoroethane	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	102.0	-26	A1
141b	Dichlorofluoroethane	CH <sub>3</sub> CCl <sub>2</sub> F	117.0	32	
142b	Chlorodifluoroethane	CH <sub>3</sub> CClF <sub>2</sub>	100.5	-10	A2
143a	Trifluoroethane	CH <sub>3</sub> CF <sub>3</sub>	84.0	-47	A2
152a	Di fluoroethane	CH <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub>	66.0	-25	A2
170	Ethane	CH <sub>3</sub> CH <sub>3</sub>	30.0	-89	A3
E170	Dimethyl ether	CH <sub>3</sub> OCH <sub>3</sub>	46.0	-25	A3
218	Octafluoropropane	CF <sub>3</sub> CF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	188.0	-37	A1
236fa	Hexafluoropropane	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	152.0	-1	A1
245a	Pentafluoropropane	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CHF <sub>2</sub>	134.0	15	B1
290	Propane	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	44.0	-42	A3
600	Butane	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	58.1	0	A3
600a	Isobutane	CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	58.1	-12	A3
610	Ethyl ether	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> OCH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	74.1	35	
611	Methyl formate	HCOOCH <sub>3</sub>	60.0	32	B2
630	Methyl amine	CH <sub>3</sub> NH <sub>2</sub>	31.1	-7	
631	Ethyl amine	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> (NH <sub>2</sub> )	45.1	17	
702	Hydrogen	H <sub>2</sub>	2.0	-253	A3
704	Helium	He	4.0	-269	A1
717	Ammonia	NH <sub>3</sub>	17.0	-33	B2
718	Water	H <sub>2</sub> O	18.0	100	A1
720	Neon	Ne	20.2	-246	A1
728	Nitrogen	N <sub>2</sub>	28.1	-196	A1
732	Oxygen	O <sub>2</sub>	32.0	-183	
740	Argon	Ar	39.9	-186	A1
744	Carbon dioxide	CO <sub>2</sub>	44.0	-78	A1
744A	Nitrous oxide	N <sub>2</sub> O	44.0	-90	
764	Sülfür diokside	O <sub>2</sub>	64.1	-10	B1
1150	Ethene (ethylene)	CH <sub>2</sub>	28.1	-104	A3
1270	Propane (propylene)	H <sub>3</sub> CH	42.1	-48	A3

Çizelge 4.2. Karışımlardan oluşan soğutucu akışkanlar ve özellikleri [43]

Soğutucu Akışkan Numarası	Karışım Oranı (Kütle %)	Moleküler Ağırlığı (kg/kmol)	Kritik Sıcaklığı °C	Güvenlik Sınıfı
400	R-12/114	141.6	129	A1
401A	R-22/152a/124 (53.0/13.0/34.0)	94.4	107	A1
401B	R-22/152a/124 (61.0/11.0/28.0)	92.8	105	A1
401C	R-22/152a/124 (33.0/15.0/52.0)	101	111	A1
402A	R-125/290/22 (60.0/2.0/38.0)	101.5	75	A1
402B	R-125/290/22 (38.0/2.0/60.0)	94.7	82	A1
403A	R-290/22/218 (5.0/75.0/20.0)	91.9	87	A1
403B	R-290/22/218 (5.0/56.0/39.0)	103.2	79	A1
404A	R-125/143a/134a (44.0/52.0/4.0)	97.6	72	A1
405A	R-22/152a/142b/C318 (45.0/7.0/5.5/42.5)	111.5	106	
406A	R-22/600a/142b (55.0/4.0/41.0)	89.8	116	A2
407A	R-32/125/134a (20.0/40.0/40.0)	90.1	82	A1
407B	R-32/125/134a (10.0/70.0/20.0)	102.9	74	A1
407C	R-32/125/134a (23.0/25.0/52.0)	86.2	86	A1
407D	R-32/125/134a (15.0/15.0/70.0)	90.9	91	A1
407E	R-32/125/134a (25.0/15.0/60.0)	83.7	88	A1
408A	R-125-143a-22 (7.0/46.0/47.0)	87.6	83	A1
409A	R-22/124/142b (60.0/25.0/15.0)	97.4	109	A1
409B	R-22/124/142b (65.0/25.0/10.0)	96.6	106	A1
410A	R-32/125 (50.0/50.0)	72.5	71	A1
410B	R-32/125 (45.0/55.0)	75.5	70	A1
411A	R-1270/22/152a (1.5/87.5/11.0)	82.3	99	A2
411B	R-1270/22/152a (3.0/94.0/3.0)	83	95	A2
412A	R-22/218/142b (70.0/5.0/25.0)	92.1	107	A2
413A	R-218/134a/600a (9.0/88.0/3.0)	103.9	98	A2
414A	R-22/124/600a/142b (51.0/28.5/4.0/16.5)	101.5	110	A1
414B	R-22/124/600a/142b (50.0/39.0/1.5/9.5)	96.9	112	A1
415A	R-22/152a (82.0/18.0)	81.9	101	A2
415B	R-22/152a (25.0/75.0)	70.1	111	A2
416A	R-134a/124/600 (59.0/39.5/1.5)	111.3	107	A1
417A	R-125/134a/600 (46.6/50.0/3.4)	106.7	87	A1
418A	R-290/22/152a (1.5/96.0/2.5)	84.5	96	A2
419A	R-125/134a/E170 (77.0/19.0/4.0)	108.8	69	A2
420A	R-134a/142b (88.0/12.0)	101.8	104	A1
500	R-12/152a (73.8/26.2)	99.3	102	A1
501	R-22/12(75.0/25.0)	93.1	95	A1
502	R-22/115 (48.8/51.2)	112.0	80	A1
503	R-23/13 (40.1/59.9)	87.5	18	
504	R-32/115 (48.2/51.8)	79.2	61	
507A	R-125/143a (50.0/50.0)	98.9	70	A1
508A	R-23/116 (39.0/61.0)	100.1	10	A1
508B	R-23/116 (46.0/54.0)	95.4	11	A1
509A	R-22/218 (44.0/56.0)	124.0	68	A1

Üretimi ve kullanımı önlenecek olan CFC ve HCFC türü soğutucu akışkanların yerine alternatiflerinin bulunması ve yaygınlaştırılması gereksinimi artmaktadır. Bu konuda 10 yıla yakın süreden beri yapılan

araştırmalarda önemli gelişmeler elde edilmiştir. Bu araştırmalarda birçok yeni soğutucu akışkan keşfedilmiş, birçoğu da kullanılmaya başlanmıştır. Ozon tabakasını etkileyen CFC ve HCFC türü soğutucu akışkanların yerine kullanılması için yeni soğutkanlar üzerinde araştırmalar devam etmektedir [1]. Kullanımı durdurulan veya durdurulması planlanan soğutucu akışkanlar ile yerlerini alacak olan akışkanlar yıllara bağlı olarak Şekil 4.1'de verilmiştir [44].



Şekil 4.1. Soğutucu akışkanların yıllara göre yer değişimi

#### 4.5. Soğutucu Akışkan Seçimini Etkileyen Faktörler

Soğutucu akışkanların, tarif edilen görevlerini ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi yani bir soğutma sisteminin verimli ve emniyetli çalışabilmesi için bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olmaları gerekir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değişeceği gibi her zaman bu özelliklerin hepsini yerine getirmek mümkün olmayabilir. Genel kaide olarak bir soğutucu akışkanda aranması gereken özellikler şunlardır:

- 1) Daha az bir enerji ile daha çok soğutma elde edilebilmelidir.
- 2) Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
- 3) Evaporatörde basınç mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır.
- 4) Yoğuşma basıncı düşük olmalıdır.
- 5) Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi az olmalıdır.
- 6) Emniyetli ve güvenilir olmalı, nakli, depolanması, sisteme şarjı kolay olmalıdır.
- 7) Yağlama yağları ile ve soğutma devresindeki elemanlar ile zararlı sonuç verebilecek reaksiyonlara girmemelidir ve yağlama yağında çözülebilmelidir.
- 8) Soğutma devresinde bulunmaması gereken nem ile bulunması halinde bile çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmemelidir.
- 9) Sistemden kaçması halinde, bilhassa yiyecek maddeleri üzerinde zararlı etki yapmamalıdır. Sistemden kaçması halinde kolay farkedilmeli ve saptanabilmelidir.
- 10) Sistemden kaçarak havaya karışması halinde civardaki insanlara, çevreye ve diğer canlılara zarar vermemelidir. Gerektiğinde sistemden geri toplanıp tekrar kullanılabilirmelidir.
- 11) Havaya karıştığında yanıcı ve patlayıcı bir ortam oluşturmamalıdır.
- 12) Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların en uç sınırlarında dahi ayrışıp çözülmemeli, kararlı olmalı ve bütün özelliklerini muhafaza etmelidir.

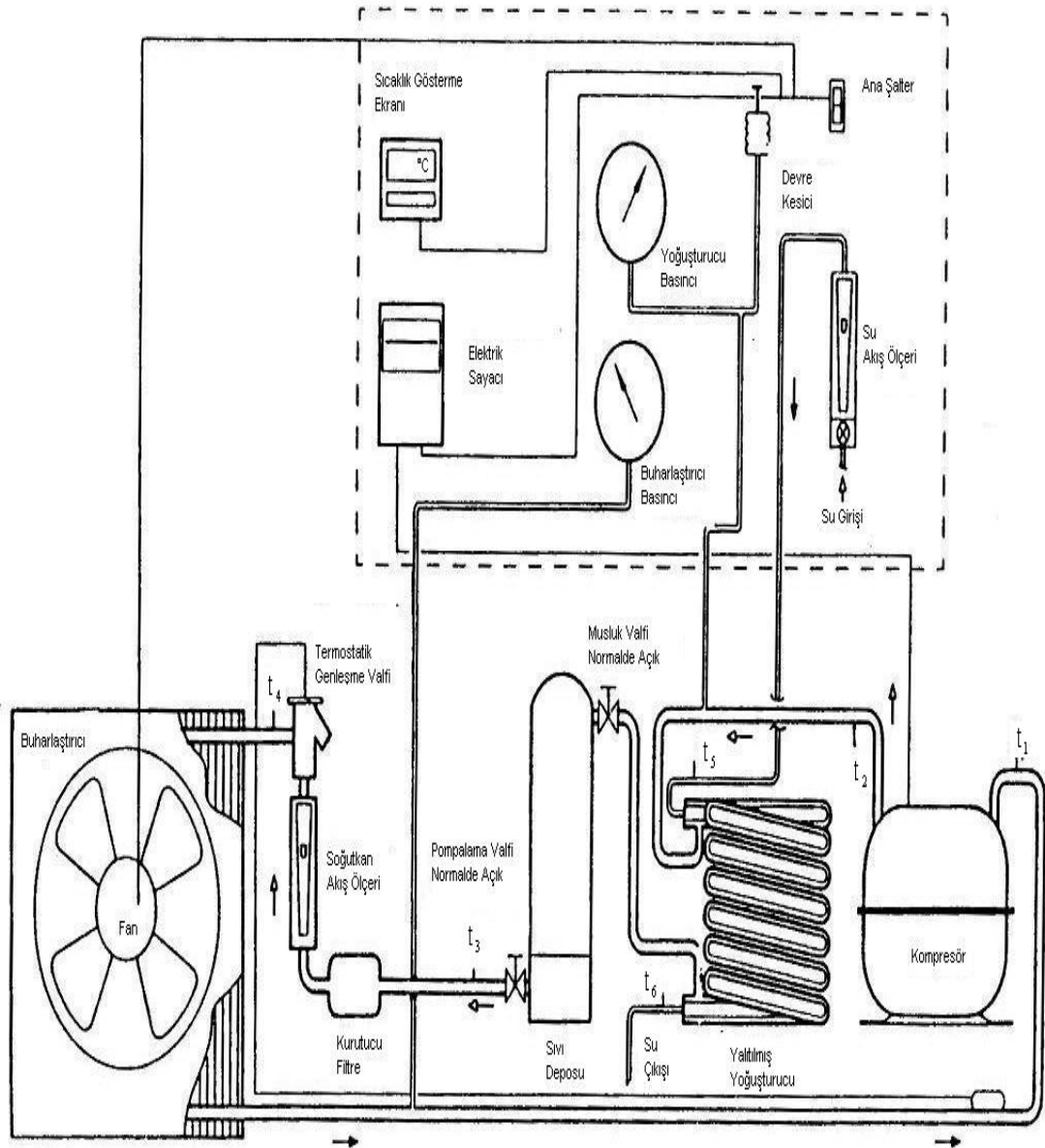
- 13)Elektriksel özellikleri, bilhassa hermetik ve yarı-hermetik tip kompresörler için uygun olmalıdır.
- 14)Temini kolay ve fiyatı düşük olmalıdır.
- 15)Kritik noktası ve kaynama sıcaklığı, kullanılacağı soğutma sistemine uygun olmalı, ısıl kondüktivitesi yüksek, molar buhar ısınma ısısı ise düşük olmalıdır.

Bu özelliklerin hepsini birden her şart altında yerine getirebilen üniversal bir soğutkan madde halen mevcut değildir. Fakat, yukarıda da belirtildiği gibi, uygulamadaki şartlara göre bunlardan bir kısmı aranmayabilir. Uygulamanın durumuna göre bu özelliklerin gerekli olanlarını sağlayabilen pek çok soğutkan madde mevcut olup bunlar geniş ölçüde kullanılmaktadır [1].

## 5. MATERYAL METOT VE DENEYLER

### 5.1. Deney Sisteminin Yapısı

Alternatif soğutucu akışkan karışımlarının performans özelliklerinin incelenebilmesi amacıyla kurulan ısı pompası sistemine ait akış şeması ve yapısını oluşturan elemanlar Şekil 5.1' de gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Isı pompası deney ünitesi

Şekil 5.1'de gösterilen ısı pompası deney ünitesinin sistem elemanlarına ait temel özellikler aşağıda verilmiştir.

Sistemde kullanılan evaporatör; sürekli borulu, hava soğutmalı ve dıştan kanatçıklıdır. Yoğunlaşan sıvının akacağı bir damla çanağı ve değişken devirli vantilatörle donatılmıştır.

Kompresör; hermetik tip, silindir hacmi 8.85 cm<sup>3</sup>, devir sayısı 50 Hz'de 2800 d/dk ve 60 Hz'de 3400 d/dk olup termik korumalıdır.

Kondenser; su soğutmalıdır ve yalıtılmıştır. Borular tek yönlü olup paralel akışlıdır. Su göbek borusundan akarken, soğutucu akışkanda çember içinden akar.

Genleşme valfi; termostatik kontrollü olup, manuel kumanda ile aşırı ısıtma ayarı yapılabilir.

Sıvı deposu; 1,6 litre soğutucu akışkan kapasitesine sahiptir. Musluk vanası açılarak haznedeki sisteme soğutucu akışkan verilir. Sıvı deposu, sıvı soğutucu akışkanın depolanması, servis maksadıyla soğutkanın sistemde depolanması, sistemde meydana gelen dalgalanmaların karşılanması ve sistemde oluşabilecek soğutucu akışkan gereksiniminin karşılanabilmesi için kullanılmıştır.

Boru donanımı; sistem elemanları arasında bağlantıyı sağlayan ve soğutucu akışkanın içerisinde dolaştığı boruların malzemesi bakırdır.

Ayrıca sistemde yardımcı elemanlar olarak, bir yağ ayırıcı, bir kurutucu filtre ve yüksek basınç otomatığı (prosestat) kullanılmıştır. Kurutucu filtre ise, soğutma sistemi vakumlandıktan sonra az miktarda da olsa sistem içerisinde kalması muhtemel nemin sisteme zarar vermesini engellemek ve imalat aşamasında sistem içerisinde kalan kaynak çapağı, tortu vs. gibi pislikleri

tutmak için kullanılmıştır. Deney sisteminde basma hattındaki basıncı, çalışma esnasında sürekli olarak izleyerek tehlikeli sınırlara ulaştığında kompresör motorunu durdurması için termik kullanılmıştır.

## **5.2. Sistemde Kullanılan Ölçme Cihazları**

Sıcaklık ölçümleri; 0.1 derece ayırmalı nümerik termometre anahtarlı, K tipi direnç termometrelerle yapılmıştır. Termometreler bütün önemli sıcaklık değerlerini göstermesi için dijital dönüştürücüye sahiptir.

Basınç ölçümleri; gösterge aralığı 5 kPa olan manometrelerle yapılmıştır. Sisteme kondenser girişine ve evaporatör çıkışına olmak üzere 2 tane bağlanmıştır.

Akış ölçümleri; soğutma suyu için kullanılan akış ölçer ise 0-60 gr/sn aralığında 2 gr artımla ölçüm yapabilmektedir. Soğutucu akışkan debisini belirleyen akış ölçer 3-10 gr/sn aralığında 0.1 gr artımla ölçüm yapabilmektedir.

Sisteme yüklenecek soğutucu akışkan miktarını kontrol edebilmek için 30 kg kapasiteli, 2 gr hassasiyetinde dijital terazi kullanılmıştır.

Sistem tarafından harcanan enerji ölçümü; enerji sayacı aracılığıyla kronometre ile ölçülmüştür. Wh metre üzerindeki diskin her bir turunda saniye olarak geçen süre sayaç sabitesine bölünerek harcanan elektrik gücü Watt olarak elde edilmiştir.

## **5.3. Deneylerin Yapılışı**

Bu çalışmada amaç, soğutucu akışkan karışımlarının faz değişimi esnasındaki performanslarını incelemektir.



Sıcaklıkların ölçülmesi için kullanılan ısı çiftler, sistemde dolaşan soğutucu akışkana ait sıcaklığı ölçmek için bakır borunun yüzeyine yerleştirilerek ortam sıcaklığından ve hava akımlarından etkilenmeyecek şekilde izole edilerek monte edilmiştir. Su sıcaklıklarının ölçülebilmesi için ısı çiftler gövde borulu kondenserin giriş ve çıkışında suya daldırılarak monte edilmiştir. Toplam olarak 6 tane ısı çiftin 4 tanesi sistemde dolaşan soğutucu akışkan sıcaklığını, 2 tanesi kondenser su giriş ve çıkış sıcaklığını ölçmek için kullanılmıştır. Bunlara ek olarak ortam sıcaklığı termometre ile ölçülmüştür. Şekil 5.1'de ısı pompası deney ünitesi elemanlarının yerleşimi ve ölçüm noktaları verilmiştir.

Çevrim boyunca gözlemlenen parametreler şunlardır;

- 1) Kompresör giriş ( $T_1$ ) ve çıkış ( $T_2$ ) sıcaklıkları,
- 2) Kondenser (kondenser) çıkış ( $T_3$ ) sıcaklığı,
- 3) Evaporatör (evaporatör) çıkış ( $T_4$ ) sıcaklığı,
- 4) Soğutma suyunun kondensere giriş ( $T_5$ ) ve çıkış ( $T_6$ ) sıcaklığı,
- 5) Ortam ( $T_0$ ) sıcaklığı,
- 6) Kondenser ( $P_1$ ) ve evaporatör ( $P_2$ ) basınçları,
- 7) Soğutma suyunun ( $\dot{m}_{su}$ ) ve soğutucu akışkanın ( $\dot{m}_s$ ) kütleli debisi,
- 8) Elektrik sayacının bir devri için geçen süre ( $t$ ).

7.5-14.5 bar aralığında belirli kondenser basıncı için ölçümler yapılmıştır. Evaporatör sıcaklığı, kondenser basıncı ve soğutucu akışkan oranı kombinasyonu ile toplam 120 adet deney gözlemlenerek ölçümler alınmıştır. Alınan değerler çizelgeler halinde Çizelge 5.1 – Çizelge 5.6'da verilmiştir.

Çizelge 5.1. R134a/R152a ağırlıkça (% 100/0) karışımı için deney sonuçları

Basınçlar (bar)		Sıcaklıklar (°C)							Debi (gr/sn)		Sayacın Devir Süresi (s)	Rejim Süresi (dk)
Kon.	Evp.	Ortam	Kompresör		Kon.	Evp.	Su		Su	Soğ.		
$P_1$	$P_2$		$T_0$	Giriş	Çıkış	Çıkış	Giriş	Giriş			Çıkış	$m_{su}$
7,5	2,6	18,3	13,8	62,4	14,4	-3,2	15,0	22,0	60,0	4,2	46,0	4,5
9,5	2,6	18,3	13,8	65,8	15,1	-3,2	15,8	29,4	51,2	4,0	43,5	7
11,5	2,6	18,3	14,0	70,3	16,0	-3,2	16,1	34,7	33,0	3,9	40,0	12,5
13,0	2,6	18,5	14,1	75,1	16,9	-3,2	16,8	44,0	16,5	3,8	36,5	17,5
7,5	3,0	19,0	18,0	68,5	14,7	0,7	15,1	22,3	60,0	5,2	45,8	4,6
9,5	3,0	19,0	18,1	73,1	15,9	0,7	15,6	29,9	50,0	5,1	42,9	7
11,5	3,0	19,0	18,6	76,0	17,4	0,7	15,9	35,1	35,0	5,0	38,1	12
13,0	3,0	19,0	18,7	79,2	18,1	0,7	16,2	44,2	18,0	4,9	35,5	17,5
8,0	3,7	19,6	19,3	72,0	15,8	6,1	16,4	23,5	60,0	6,0	45,1	5
10,0	3,7	19,6	19,4	75,4	16,7	6,1	16,5	30,2	48,0	5,8	42,0	9
12,0	3,7	19,6	19,3	78,7	18,9	6,1	16,9	39,5	30,0	5,7	37,9	14
14,0	3,7	19,8	19,5	81,0	20,0	6,1	17,8	46,2	17,0	5,5	35,0	19
8,5	3,9	20,9	21,0	74,0	17,1	8,5	17,4	24,1	60,0	6,9	44,8	6
9,5	3,9	20,9	21,0	78,1	18,9	8,5	17,2	31,5	55,0	6,9	41,0	9,5
12,0	3,9	21,0	21,2	80,7	19,8	8,5	16,9	40,1	34,0	6,7	39,5	15
14,5	3,9	13,8	21,3	85,0	21,3	8,5	17,0	48,0	20,0	6,5	34,0	19
9,0	4,3	21,0	23,0	76,0	19,4	11,2	16,3	25,0	60,0	7,4	43,0	6,5
11,0	4,3	21,0	23,2	79,8	20,7	11,2	16,5	34,5	55,0	7,3	39,5	10,5
12,5	4,3	21,3	23,3	85,1	22,9	11,2	17,7	41,8	41,0	7,2	35,7	14
14,5	4,3	21,3	23,5	88,4	24,5	11,2	17,5	50,4	22,0	7,1	32,0	20

Çizelge 5.2. R134a/R152a ağırlıkça (% 90/10) karışımı için deney sonuçları

Basınçlar (bar)		Sıcaklıklar (°C)							Debi (gr/sn)		Sayacın Devir Süresi (s)	Rejim Süresi (dk)
Kon.	Evp.	Ortam	Kompresör		Kon.	Evp.	Su		Su	Soğ.		
$P_1$	$P_2$		$T_0$	Giriş	Çıkış	Çıkış	Giriş	Giriş			Çıkış	$m_{su}$
7,5	2,6	19,3	14,6	61,8	14,3	-3,2	14,9	21,8	60,6	4,2	46,5	4,2
9,5	2,6	19,3	14,6	65,1	14,9	-3,2	15,6	29,1	51,7	4,0	43,9	6,5
11,5	2,6	19,3	14,8	69,6	15,8	-3,2	15,9	34,4	33,3	3,9	40,4	12
13,0	2,6	19,5	14,9	74,3	16,7	-3,2	16,6	43,6	16,7	3,8	36,9	17
7,5	3,0	20,1	19,0	67,8	14,6	0,7	14,9	22,1	60,6	5,3	46,3	4,3
9,5	3,0	20,1	19,1	72,4	15,7	0,7	15,4	29,6	50,5	5,2	43,3	7
11,5	3,0	20,1	19,6	75,2	17,2	0,7	15,7	34,7	35,4	5,1	38,5	11,5
13,0	3,0	20,1	19,7	78,4	17,9	0,7	16,0	43,8	18,2	4,9	35,9	17
8,0	3,7	20,7	20,4	71,3	15,6	6,1	16,2	23,3	60,6	6,1	45,6	5
10,0	3,7	20,7	20,5	74,6	16,5	6,1	16,3	29,9	48,5	5,9	42,4	9
12,0	3,7	20,7	20,4	77,9	18,7	6,1	16,7	39,1	30,3	5,8	38,3	14
14,0	3,7	20,9	20,6	80,2	19,8	6,1	17,6	45,7	17,2	5,6	35,4	19
8,5	3,9	22,1	22,2	73,3	16,9	8,5	17,2	23,9	60,6	7,0	45,2	6
9,5	3,9	22,1	22,2	77,3	18,7	8,5	17,0	31,2	55,6	7,0	41,4	9,5
12,0	3,9	22,2	22,4	79,9	19,6	8,5	16,7	39,7	34,3	6,8	39,9	15
14,5	3,9	14,6	22,5	84,2	21,1	8,5	16,8	47,5	20,2	6,6	34,3	19
9,0	4,3	22,2	24,3	75,2	19,2	11,2	16,1	24,8	60,6	7,5	43,4	6,5
11,0	4,3	22,2	24,5	79,0	20,5	11,2	16,3	34,2	55,6	7,4	39,9	10,5
12,5	4,3	22,5	24,6	84,2	22,7	11,2	17,5	41,4	41,4	7,3	36,1	14
14,5	4,3	22,5	24,8	87,5	24,3	11,2	17,3	49,9	22,2	7,2	32,3	19

Çizelge 5.3. R134a/R152a ağırlıkça (% 80/20) karışımı için deney sonuçları

Basınçlar (bar)		Sıcaklıklar (°C)							Debi (gr/sn)		Sayacın Devir Süresi (s)	Rejim Süresi (dk)
Kon.	Evp.	Ortam	Kompresör		Kon.	Evp.	Su		Su	Soğ.		
$P_1$	$P_2$		$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$			$m_{su}$	$m_s$
7,5	2,6	17,2	15,3	61,2	14,1	-3,2	14,7	21,6	59,4	4,2	46,9	4,3
9,5	2,6	17,2	15,3	64,5	14,8	-3,2	15,5	28,8	50,7	4,0	44,4	6
11,5	2,6	17,2	15,5	68,9	15,7	-3,2	15,8	34,0	32,7	3,9	40,8	13
13,0	2,6	17,4	15,6	73,6	16,6	-3,2	16,5	43,1	16,3	3,8	37,2	17
7,5	3,0	17,9	19,9	67,1	14,4	0,7	14,8	21,9	59,4	5,2	46,7	4,3
9,5	3,0	17,9	20,1	71,6	15,6	0,7	15,3	29,3	49,5	5,1	43,8	7
11,5	3,0	17,9	20,6	74,5	17,1	0,7	15,6	34,4	34,7	5,0	38,9	11,5
13,0	3,0	17,9	20,7	77,6	17,7	0,7	15,9	43,3	17,8	4,9	36,2	17
8,0	3,7	18,4	21,4	70,6	15,5	6,1	16,1	23,0	59,4	6,0	46,0	5
10,0	3,7	18,4	21,5	73,9	16,4	6,1	16,2	29,6	47,5	5,8	42,8	9
12,0	3,7	18,4	21,4	77,1	18,5	6,1	16,6	38,7	29,7	5,7	38,7	14
14,0	3,7	18,6	21,6	79,4	19,6	6,1	17,4	45,3	16,8	5,5	35,7	19
8,5	3,9	19,6	23,3	72,5	16,8	8,5	17,1	23,6	59,4	6,9	45,7	6
9,5	3,9	19,6	23,3	76,5	18,5	8,5	16,9	30,9	54,5	6,9	41,8	9,4
12,0	3,9	19,7	23,5	79,1	19,4	8,5	16,6	39,3	33,7	6,7	40,3	15
14,5	3,9	13,0	23,6	83,3	20,9	8,5	16,7	47,0	19,8	6,5	34,7	19
9,0	4,3	19,7	25,5	74,5	19,0	11,2	16,0	24,5	59,4	7,4	43,9	6,5
11,0	4,3	19,7	25,7	78,2	20,3	11,2	16,2	33,8	54,5	7,3	40,3	10
12,5	4,3	20,0	25,8	83,4	22,4	11,2	17,3	41,0	40,6	7,2	36,4	15
14,5	4,3	20,0	26,0	86,6	24,0	11,2	17,2	49,4	21,8	7,1	32,6	18,7

Çizelge 5.4. R134a/R152a ağırlıkça (% 70/30) karışımı için deney sonuçları

Basınçlar (bar)		Sıcaklıklar (°C)							Debi (gr/sn)		Sayacın Devir Süresi (s)	Rejim Süresi (dk)
Kon.	Evp.	Ortam	Kompresör		Kon.	Evp.	Su		Su	Soğ.		
$P_1$	$P_2$		$T_0$	Giriş	Çıkış	Çıkış	Giriş	Giriş			Çıkış	$m_{su}$
7,5	2,6	18,3	16,0	60,5	14,0	-3,2	14,6	21,3	60,0	4,2	47,4	4
9,5	2,6	18,3	16,0	63,8	14,6	-3,2	15,3	28,5	51,2	4,0	44,8	7
11,5	2,6	18,3	16,2	68,2	15,5	-3,2	15,6	33,7	33,0	3,9	41,2	13
13,0	2,6	18,5	16,3	72,8	16,4	-3,2	16,3	42,7	16,5	3,8	37,6	17
7,5	3,0	19,0	20,8	66,4	14,3	0,7	14,6	21,6	60,0	5,2	47,2	4,3
9,5	3,0	19,0	20,9	70,9	15,4	0,7	15,1	29,0	50,0	5,1	44,2	7
11,5	3,0	19,0	21,5	73,7	16,9	0,7	15,4	34,0	35,0	5,0	39,2	11,5
13,0	3,0	19,0	21,6	76,8	17,6	0,7	15,7	42,9	18,0	4,9	36,6	17
8,0	3,7	19,6	22,3	69,8	15,3	6,1	15,9	22,8	60,0	6,0	46,5	5
10,0	3,7	19,6	22,4	73,1	16,2	6,1	16,0	29,3	48,0	5,8	43,3	9
12,0	3,7	19,6	22,3	76,3	18,3	6,1	16,4	38,3	30,0	5,7	39,0	14
14,0	3,7	19,8	22,5	78,6	19,4	6,1	17,3	44,8	17,0	5,5	36,1	18
8,5	3,9	20,9	24,3	71,8	16,6	8,5	16,9	23,4	60,0	6,9	46,1	6
9,5	3,9	20,9	24,3	75,8	18,3	8,5	16,7	30,6	55,0	6,9	42,2	9,4
12,0	3,9	21,0	24,5	78,3	19,2	8,5	16,4	38,9	34,0	6,7	40,7	15
14,5	3,9	13,8	24,6	82,5	20,7	8,5	16,5	46,6	20,0	6,5	35,0	18
9,0	4,3	21,0	26,6	73,7	18,8	11,2	15,8	24,3	60,0	7,4	44,3	6
11,0	4,3	21,0	26,8	77,4	20,1	11,2	16,0	33,5	55,0	7,3	40,7	10
12,5	4,3	21,3	26,9	82,5	22,2	11,2	17,2	40,5	41,0	7,2	36,8	14
14,5	4,3	21,3	27,2	85,7	23,8	11,2	17,0	48,9	22,0	7,1	33,0	18

Çizelge 5.5. R134a/R152a ağırlıkça (% 60/40) karışımı için deney sonuçları

Basınçlar (bar)		Sıcaklıklar (°C)							Debi (gr/sn)		Sayacın Devir Süresi (s)	Rejim Süresi (dk)
Kon.	Evp.	Ortam	Kompresör		Kon.	Evp.	Su		Su	Soğ.		
$P_1$	$P_2$		Giriş	Çıkış	Çıkış	Giriş	Giriş	Çıkış			$m_{su}$	$m_s$
7,5	2,6	18,5	16,6	59,9	13,8	-3,2	18,0	26,5	60,9	4,3	47,8	4,1
9,5	2,6	18,5	16,6	63,2	14,5	-3,2	19,0	35,4	52,0	4,1	45,2	7
11,5	2,6	18,5	16,8	67,5	15,4	-3,2	19,4	41,7	33,5	4,0	41,6	13
13,0	2,6	18,7	17,0	72,1	16,2	-3,2	20,2	52,9	16,7	3,9	38,0	17
7,5	3,0	19,2	21,7	65,8	14,1	0,7	18,2	26,8	60,9	5,3	47,6	4,5
9,5	3,0	19,2	21,8	70,2	15,3	0,7	18,8	36,0	50,8	5,2	44,6	7
11,5	3,0	19,2	22,4	73,0	16,7	0,7	19,1	42,2	35,5	5,1	39,6	11,5
13,0	3,0	19,2	22,5	76,0	17,4	0,7	19,5	53,2	18,3	5,0	36,9	17
8,0	3,7	19,8	23,2	69,1	15,2	6,1	19,7	28,3	60,9	6,1	46,9	5
10,0	3,7	19,8	23,3	72,4	16,0	6,1	19,8	36,3	48,7	5,9	43,7	9
12,0	3,7	19,8	23,2	75,6	18,1	6,1	20,3	47,5	30,5	5,8	39,4	14
14,0	3,7	20,0	23,5	77,8	19,2	6,1	21,4	55,6	17,3	5,6	36,4	18
8,5	3,9	21,1	25,3	71,0	16,4	8,5	20,9	29,0	60,9	7,0	46,6	6
9,5	3,9	21,1	25,3	75,0	18,1	8,5	20,7	37,9	55,8	7,0	42,6	9
12,0	3,9	21,2	25,5	77,5	19,0	8,5	20,3	48,2	34,5	6,8	41,1	15
14,5	3,9	13,9	25,6	81,6	20,4	8,5	20,5	57,7	20,3	6,6	35,4	19
9,0	4,3	21,2	27,7	73,0	18,6	11,2	19,6	30,1	60,9	7,5	44,7	6
11,0	4,3	21,2	27,9	76,6	19,9	11,2	19,8	41,5	55,8	7,4	41,1	10,5
12,5	4,3	21,5	28,0	81,7	22,0	11,2	21,3	50,3	41,6	7,3	37,1	14
14,5	4,3	21,5	28,3	84,9	23,5	11,2	21,1	60,6	22,3	7,2	33,3	19

Çizelge 5.6. R134a/R152a ağırlıkça (% 50/50) karışımı için deney sonuçları

Basınçlar (bar)		Sıcaklıklar (°C)							Debi (gr/sn)		Sayacın Devir Süresi (s)	Rejim Süresi (dk)
Kon.	Evp.	Ortam	Kompresör		Kon.	Evp.	Su		Su	Soğ.		
$P_1$	$P_2$		$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$T_5$	$T_6$			$m_{su}$	$m_s$
7,5	2,6	18,5	16,6	59,3	13,7	-3,2	18,0	24,2	60,9	4,3	47,8	4
9,5	2,6	18,5	16,6	62,5	14,3	-3,2	19,0	32,3	52,0	4,1	45,2	7
11,5	2,6	18,5	16,8	66,8	15,2	-3,2	19,4	38,2	33,5	4,0	41,6	12
13,0	2,6	18,7	17,0	71,3	16,1	-3,2	20,2	48,4	16,7	3,9	38,0	17
7,5	3,0	19,2	21,7	65,1	14,0	0,7	18,2	24,5	60,9	5,3	47,6	4,5
9,5	3,0	19,2	21,8	69,4	15,1	0,7	18,8	32,9	50,8	5,2	44,6	7
11,5	3,0	19,2	22,4	72,2	16,5	0,7	19,1	38,6	35,5	5,1	39,6	12
13,0	3,0	19,2	22,5	75,2	17,2	0,7	19,5	48,6	18,3	5,0	36,9	17
8,0	3,7	19,8	23,2	68,4	15,0	6,1	19,7	25,9	60,9	6,1	46,9	5
10,0	3,7	19,8	23,3	71,6	15,9	6,1	19,8	33,2	48,7	5,9	43,7	7,5
12,0	3,7	19,8	23,2	74,8	18,0	6,1	20,3	43,5	30,5	5,8	39,4	14
14,0	3,7	20,0	23,5	77,0	19,0	6,1	21,4	50,8	17,3	5,6	36,4	17
8,5	3,9	21,1	25,3	70,3	16,2	8,5	20,9	26,5	60,9	7,0	46,6	5
9,5	3,9	21,1	25,3	74,2	18,0	8,5	20,7	34,7	55,8	7,0	42,6	8
12,0	3,9	21,2	25,5	76,7	18,8	8,5	20,3	44,1	34,5	6,8	41,1	14
14,5	3,9	13,9	25,6	80,8	20,2	8,5	20,5	52,8	20,3	6,6	35,4	18
9,0	4,3	21,2	27,7	72,2	18,4	11,2	19,6	27,5	60,9	7,5	44,7	6
11,0	4,3	21,2	27,9	75,8	19,7	11,2	19,8	38,0	55,8	7,4	41,1	10
12,5	4,3	21,5	28,0	80,8	21,8	11,2	21,3	46,0	41,6	7,3	37,1	15
14,5	4,3	21,5	28,3	84,0	23,3	11,2	21,1	55,4	22,3	7,2	33,3	18

Deney sisteminde referans alınmak üzere, sisteme ilk önce 750 gr R134a soğutucu akışkanı yüklenmiş ve R134a için ölçümler yapılmıştır. Daha sonra farklı oranlarda R134a/R152a soğutucu akışkan karışımlarına ait ölçümler yapılmıştır.

## 6. NÜMERİK HESAPLAMALAR

Isı pompası sisteminde yapılan ölçümlerin değerlendirilmesi ve sistematik sonuçlara ulaşılabilmesi için gerekli olan performans hesaplamaları, ekserji analizi ve soğutucu akışkan karışımlarına ait termodinamik verilerin hesaplanması bu bölümde incelenecektir.

### 6.1. Performans Hesaplamaları

Isı pompası çevriminde performans sonuçlarına ulaşılması için ısıtma yükü, soğutma yükü ve kompresör işinin hesaplanması gerekmektedir.

#### 6.1.1. Isıtma yükü hesabı

Isıtma yükü kondenserden dış ortama terk edilen ısı miktarını tanımlamaktadır. Eş. 6.1 ile kondenserden dış ortama terk edilen ısı miktarı bulunur.

$$\dot{Q}_K = (C_p)_{su} \dot{m}_{su} (t_6 - t_5) \quad (6.1)$$

Diğer bir ifadeyle kompresörden çıkan çevrim akışkanı kondenserde ısını suya transfer eder. Kondenseri çevrim akışkanı tarafından çevreleyen bir kontrol hacmine kütle ve enerji korunum kanunlarını uygulandığında çevrim akışkanından suya ısı transfer oranı Eş. 6.2'deki gibi olur.,

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_s (h_2 - h_3) \quad (6.2)$$

Bu eşitlikteki sıcaklıklar ısı pompası deney düzeneği üzerinden ölçülen soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarıdır. Yalıtılmış kondenserden atılan ısı miktarı soğutma suyunun kazandığı ısı miktarına eşittir.  $\dot{m}_{su}$ , soğutma



suyunun kütleli debisidir ve gr/sn cinsinden akış ölçerden belirlenmektedir.

$(C_p)_{su}$ , soğutma suyunun özgül ısısıdır.

### 6.1.2. Soğutma yükü hesabı

Çevrim akışkanının evaporatörden geçişi esnasında, çevre havasından evaporatöre olan ısı transferi çevrim akışkanının buharlaşmasına neden olur. Evaporatörü çevreleyen bir kontrol hacmine kütle ve enerji korunum kanunları birlikte uygulanırsa, evaporatör içinde dolaşan çevrim akışkanına ortamdaki geçen ısı transfer oranı bulunabilir.

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_s \cdot (h_1 - h_4) \quad (6.3)$$

Eşitlikteki  $(h_1 - h_4)$  farkı, soğutucu akışkanın evaporatörye giriş ve çıkışındaki entalpi farkıdır.  $\dot{m}_s$  ise soğutucu akışkanın gr/sn cinsinden kütleli debisidir ve akış ölçerden belirlenmektedir.

### 6.1.3. Kompresör işi

Evaporatörden ayrılan çevrim akışkanı kompresörde yüksek basınç ve sıcaklığa ulaşması için sıkıştırılır. Kompresörün çevreyle ısı transferi olmadığı kabul edilip kompresörü çevreleyen kontrol hacmine kütle ve enerji korunumu kanunları uygulanırsa Eş. 6.4 elde edilir.

$$\dot{W}_C = \dot{m}_s \cdot (h_2 - h_1) \quad (6.4)$$

Bununla birlikte, deney ünitesinde kullanılan elektrik sayacı kompresör tarafından kullanılan gücü ölçmektedir. Wh metre üzerindeki diskin her bir turunda saniye olarak geçen süre sayaç sabitesine bölünerek harcanan elektrik gücü Watt olarak elde edilmiştir. Eş. 6.5'te kompresör işi verilmiştir.

$$\dot{W}_c = \frac{15000}{t} \quad (6.5)$$

Bu eşitlikteki 15 000 değeri elektrik sayacının devir sabitesidir.  $t$  ise elektrik sayacı üzerindeki diskin her bir turu için geçen sürenin saniye cinsinden değeridir [45].

#### 6.1.4. Isıtma tesir katsayısı (ITK)

Isı pompalı su ısıtıcısı üniteleri için ısı pompası ısıtma tesir katsayısı (ITK) kondenser kapasitesinin diğer bir ifadeyle sistemden elde edilen ısı gücünün sistemin toplam güç tüketimine oranı olarak tanımlanabilir [6].

$$ITK = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{W}_c} \quad (6.6)$$

Bununla birlikte, ideal çevrim esas alınırsa aşağıda verilen Eş. 6.7 kullanılabilir.

$$ITK = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (6.7)$$

#### 6.1.5. Soğutma tesir katsayısı (STK)

Isı pompalı sistemler için soğutma tesir katsayısının hesaplanmasında sistem soğutma makinaları gibi değerlendirilir. Soğutma tesir katsayısı (STK) evaporatör kapasitesinin diğer bir ifadeyle ortamdaki elde edilen ısı gücünün sistemin toplam güç tüketimine oranı olarak tanımlanabilir.

$$STK = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_c} \quad (6.8)$$

Bununla birlikte, ideal çevrim esas alınırsa aşağıda verilen Eş. 6.9 kullanılabilir.

$$STK = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (6.9)$$

## 6.2. Ekserji Kavramı

Termal ve kimyasal proseslerin birinci ve ikinci kanun analizi 19. yüzyılda hızlı bir şekilde gelişmiştir. Bu gelişme, iç enerji, entropi, entalpi, Helmholtz fonksiyonu, Gibbs serbest enerjisi gibi yeni termodinamik fonksiyonların ortaya çıkmasına sebep olmuştur. Bir başka yeni termodinamik fonksiyon olan ekserji ise 20. yüzyılda, enerjinin kalitesinin diğer enerji biçimlerine dönüşebilme yeteneğini tanımlamak için ortaya çıkmıştır [46].

Ekserji, bir sistemin veya akış halindeki bir maddenin veya enerjinin referans çevre şartlarıyla dengeye gelinceye kadar üretilebilecek en çok iş olarak tanımlanır. Ekserji, sistem veya akış potansiyelinin sebep olduğu değişimlerle ölçülür. Sürecin sonunda sistem referans çevre şartlarıyla tamamıyla dengeye gelmez. Enerjinin aksine, ekserjide korunum yasasından bahsedilmez (ideal veya tersinir prosesler hariç). Gerçek bir proseste ekserji, tersinmezliklerden dolayı sürekli yok olur. Proses esnasındaki ekserji tüketimi prosesle ilgili tersinmezliklerden kaynaklanan entropi oluşumuyla orantılıdır [47-49].

Ekserji analizi, enerji ve diğer sistemlerin dizayn ve iyileştirilme analizi için, termodinamiğin ikinci yasasıyla birlikte kütle ve enerji korunumu prensiplerinin kullanıldığı bir metottur [50]. Aynı zamanda ekserji analizi, kullanılan enerji kaynağının verimini arttırmaya yardımcı olur. Genel olarak ekserji analizi, enerji analiziyle karşılaştırıldığında daha anlamlı bir verim verir. Çünkü ekserji analizi prosese ait verimin ideal proses verimine ne kadar yaklaştığının bir ölçütüdür. Bu sebepten dolayı ekserji analizi, verimsizlikleri

azaltarak daha verimli enerji sistemi için mevcut sınırları tanımlar. Süreçlerin ekserji analizinin temelini oluşturan yaklaşım, ısı ve entalpi gibi değişik enerji türlerinin biri faydalı, diğeri faydasız iki değişik kısmı olduğunun kabul edilmesidir [51].

Enerjiyi, ekserji ve enerjinin toplamı şeklinde tanımlamak mümkündür.

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

Ekserjiyi ilk olarak Rant, teknik iş kapasitesi olarak tanımlamıştır. Ekserjinin tam olarak açıklaması ise Baehr tarafından “Ekserji, enerjinin diğeri enerji türlerine dönüştürülebilen kısmıdır” şeklinde verilmiştir [52].

Ekserjinin bu tanımı nitel olup, nicel hesaplar için kullanılamaz. Daha ayrıntılı ve nicel hesaplar için kullanılabilecek bir tanım ise Bosnjakovic tarafından “Ekserji, tersinir bir süreç sonunda çevre ile denge sağlandığı takdirde kuramsal olarak elde edilebilecek maksimum iş miktarıdır” şeklinde tanımlanmıştır [51].

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

Diğeri tüm termodinamik analizler gibi, ekserji analizi için de tersinir sürecin nasıl olduğunun bilinmesi gerekli değildir. Sadece sürecin başlangıç – giriş noktaları ile bitiş – çıkış noktaları için geçerli olan koşulların bilinmesi yeterlidir [53].

Ekserji için benzer bir tanımlama Kotas tarafından “Ekserji, referans noktası olarak çevresel parametrelerin kullanıldığı, enerjinin verilen bir formundan

elde edilebilecek maksimum iştir” şeklinde tanımlanmıştır. Szargut vd.’de aynı zamanda ekserjiyi “Ekserji, elde edilebilecek iş miktarıdır.” şeklinde tanımlamıştır [54].

Ekserji fonksiyonu veya kullanılabilir enerji, aynı şartlardaki bir prosesin karşılaştırılmasına olanak sağlar. Bununla beraber ekserji analizi, bir prosesteki enerji niteliğinin kaybının yol açtığı verim kayıplarının belirlenmesini sağlar. Açıkça böyle bir analiz, bir prosesin nasıl daha iyiye doğru geliştirilebileceğini sağlamayabilir, fakat bir prosesin neresinin iyileştirilebileceğini gösterir [55].

Ekserji analizi yapılırken tüm ünitelerde kinetik, potansiyel ve kimyasal ekserjiler ihmal edilir. Kütle, enerji ve ekserji denge denklemleri giren ısıyı, ekserji kaybı oranı ve enerji verimini bulurken kullanılır. Ekserji denkliği aşağıdaki şekilde yazılır [56, 57].

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum_{\text{çıkan}} \dot{m} \varepsilon - \sum_{\text{giren}} \dot{m} \varepsilon + T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (6.10)$$

Burada  $\dot{E}_Q$  ve  $\dot{E}_W$  sırasıyla ısı transferi ve mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserjileri,  $\varepsilon$  özgül ekserjiyi,  $T_0$  çevre sıcaklığını,  $\dot{S}_{\text{üretim}}$  entropi üretimini ve  $\dot{m}$  akışkan debisini temsil etmektedir. Çıkan indisi çıkışı, giren indisi ise girişi göstermektedir. Bu denklemde,

$$\dot{I} = T_0 \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (6.11)$$

olarak tanımlanır. Burada  $\dot{I}$  birim zamanda kaybolan ekserjiyi, yani tersinmezliği ifade etmektedir. Eş. 6.11’deki ısının ekserjisi  $\dot{E}_Q$  ve işin ekserjisi  $\dot{E}_W$  kapalı sistemler için aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır [51, 58].

$$\dot{E}_Q = \dot{Q} \left( \frac{T - T_0}{T} \right) \quad (6.12)$$

$$\dot{E}_W = \dot{W} \quad (6.13)$$

Burada  $T$  yüzey sıcaklığını göstermektedir. Ekserji, genellikle termomekaniksel ve kimyasal ekserjilerin toplamı olarak değerlendirilir. Termomekaniksel ekserji, herhangi bir durum  $(T, P)$  ile çevrenin sadece sıcaklığı  $(T_0)$  ve basıncı  $(P_0)$  ile dengede olan bir durum arasındaki ekserjidir.  $T_0$  ve  $P_0$  çevre şartlarındaki bir durumun, çevreyle kimyasal olarak dengede olduğu durum arasındaki ekserjiye kimyasal ekserji adı verilmektedir. Termomekaniksel ekserji, kimyasal ekserji terimleri ihmal edilerek özgül ekserji aşağıdaki şekilde belirlenir [56, 59].

$$\varepsilon = (h - T_0 s) + \frac{1}{2} V^2 + gZ - (h_0 - T_0 s_0) \quad (6.14)$$

Eş. 6.14'deki potansiyel ve kinetik enerji terimleri ihmal edilirse;

$$\varepsilon = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (6.15)$$

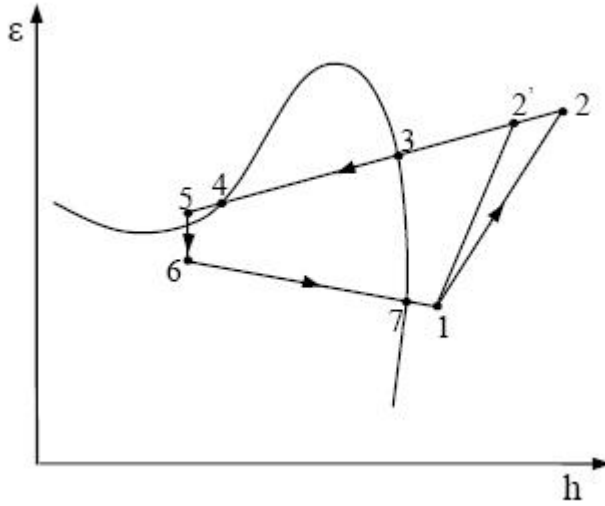
Kompresörlü teorik soğutma sisteminin tüm elemanlarının tersinmezliklerinin hesaplanabilmesi için, her bir eleman için giren ve çıkan ekserji miktarlarının hesaplanması gerekir. Bunun için Eş. 6.10 düzenlenirse ekserji ifadesi için balans denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{W} = \sum \dot{E}_Q + \sum_{giren} \dot{m} \varepsilon - \sum_{çıkta} \dot{m} \varepsilon - \dot{I} \quad (6.16)$$

Kompresörlü teorik soğutma sistemdeki tüm elemanların tersinmezliklerinin hesaplanmasında Eş. 6.16 kullanılmıştır.

### 6.2.1. Sistem elemanlarının ekserji analizi

Bu bölümde ısı pompası sistemi elemanlarının ekserji analizi yapılarak tersinmezlikleri belirlenmiştir. Toplam sistem tersinmezliği hesaplanarak değişken sistem parametreleriyle tersinmezliğin nasıl değiştiği incelenmiştir. Kompresörlü soğutma sistemine ait ekserji – entalpi diyagramı Şekil 6.1’de gösterilmiştir.



Şekil 6.1. Teorik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi ekserji-entalpi diyagramı

#### Kompresör Ekserji Analizi

Termodinamiğin 1.kanun analizinden kütleinin korunumu dikkate alınır:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_s \quad (6.17)$$

Eş. 6.16 kullanılarak kompresör ekserji denkliği:

$$\dot{m}_s \varepsilon_1 + \dot{W}_C = \dot{E}_Q + \dot{m}_s \varepsilon_2 + \dot{I}_C \quad (6.18)$$

Kompresörden dış ortama ısı transferi olmadığı kabul edildiğinden, burada  $E_Q = 0$  alınarak ihmal edilmiştir. Sistemin tüm elemanları için giriş ve çıkış ekserjileri hesaplanırken Eş. 6.15'den faydalanılmıştır.

$$\varepsilon_1 = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (6.19)$$

$$\varepsilon_2 = (h_2 - T_0 s_2) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (6.20)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_s (h_2 - h_1) \quad (6.21)$$

Eş. 6.19, 6.20 ve 6.21, Eş. 6.18'de yerine konur ve düzenlenirse;

$$\dot{I}_c = \dot{m}_s T_0 (s_2 - s_1) \quad (6.22)$$

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

### Genleşme Valfi Ekserji Analizi

Genleşme valfi için ekserji denge denklemi;

$$\dot{m}_s \varepsilon_3 = \dot{m}_s \varepsilon_4 + \dot{I}_{GV} \quad (6.23)$$

$$\varepsilon_3 = (h_3 - T_0 s_3) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (6.24)$$

$$\varepsilon_4 = (h_4 - T_0 s_4) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (6.25)$$

Eş. 6.24 ve Eş. 6.25 düzenlenir ve Eş. 6.23'te yerine konursa;

$$\dot{I}_{GV} = \dot{m}_s T_0 (s_4 - s_3) \quad (6.26)$$

### Kondenser Ekserji Analizi

Kondenser için ekserji denge denklemi;



$$\dot{m}_s \varepsilon_2 = \dot{m}_s \varepsilon_3 + E_{Q,K} + \dot{I}_K \quad (6.27)$$

$$\varepsilon_2 = (h_2 - T_0 s_2) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (6.28)$$

$$\varepsilon_3 = (h_3 - T_0 s_3) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (6.29)$$

Kondenserden dış ortama transfer edilen ısı dikkate alınmadığından, burada  $E_{Q,K} = 0$  alınarak ihmal edilmiştir[60, 61]. Eş. 6.28 ve Eş. 6.29 düzenlenerek Eş. 6.27'de yerine yazılırsa;

$$\dot{I}_K = \dot{m}_s [(h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3)] \quad (6.30)$$

elde edilir. Elde edilen bu denklem kondenserin tersinmezlik miktarıdır.

### Evaporatör Ekserji Analizi

Evaporatör için ekserji denge denklemleri,

$$\dot{m}_s \varepsilon_4 = \dot{m}_s \varepsilon_1 + \dot{I}_E \quad (6.31)$$

$$\varepsilon_1 = (h_1 - T_0 s_1) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (6.32)$$

$$\varepsilon_4 = (h_4 - T_0 s_4) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (6.33)$$

şeklinde olur ve bu denklemler düzenlenirse,

$$\dot{I}_E = T_0 \left[ \dot{m}_s (s_4 - s_1) \right] \quad (6.34)$$

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

### 6.2.2. Isı pompası sisteminin toplam tersinmezliği

Isı pompası sisteminin her bir bileşeninin tersinmezlik değerleri belirlendikten sonra sistemin toplam tersinmezliği aşağıdaki denklemle hesaplanır.

$$\dot{I}_T = \sum \dot{I}_{\text{sistem bileşenleri}} = \dot{I}_C + \dot{I}_{GV} + \dot{I}_K + \dot{I}_E \quad (6.35)$$

Toplam tersinmezlik miktarını veren Eş. 6.35'te, sistemin her bir elemanı için belirlenmiş olan tersinmezlik denklemleri yerine konursa,

$$\dot{I}_T = \dot{m}_r (h_2 - h_3) - \dot{m}_s T_0 (s_6 - s_5) \quad (6.36)$$

şeklinde elde edilir. Eş. 6.36'da,  $s_2 - s_1$  değeri sıvılar için aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır [34].

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (6.37)$$

### 6.2.3. Oransal verimler

Oransal verimin tarifi ile ilgili literatürde detaylı olarak farklı yollar görmek mümkündür [62]. Bunların arasında Kotas tarafından elde edilmek istenen ekserjinin kullanılan ekserjiye oranı olarak tarif edilen ekserjetik verim aşağıda verilmiştir [63].

$$\eta = \frac{\text{Elde Edilen Ekserji}}{\text{Harcanan Ekserji}} \quad (6.38)$$

İncelenen ısı pompası ve tüm sistem için denklem düzenlenirse,

$$\eta_{IP} = \frac{\dot{E}_{Q,K}}{\dot{W}_C} = \frac{\dot{E}_{Q,K,g} - \dot{E}_{Q,K,\varphi}}{\dot{W}_C} \quad (6.39)$$

elde edilir. Ekserjetik verim ifadesi olan Eş. 6.38 her bir sistem elemanı için ayrı ayrı aşağıdaki şekilde yazılabilir.

Kompresör:

$$\eta_C = \frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}_C} \quad (6.40)$$

Genleşme Valfi:

$$\eta_{GV} = \frac{\dot{E}_4}{\dot{E}_3} \quad (6.41)$$

Kondenser:

$$\eta_K = \frac{\dot{E}_3}{\dot{E}_2} \quad (6.42)$$

Evaporatör:

$$\eta_E = \frac{\dot{E}_1}{\dot{E}_4} \quad (6.43)$$

### 6.3. Gaz Karışımlarının Özelliklerinin Hesaplanması

Yapmış olduğumuz çalışmada kullandığımız soğutucu akışkan karışımlarına ait termodinamik özellikleri elde etmek için REFPROP 7.0 programını kullanmıştık. Program işlem hızlılığı ve bünyesinde barındırdığı soğutucu akışkan özellikleri açısından yararlı olmuştur. Ancak bu programa kaynak teşkil eden hesaplama usüllerinin bilinmesi programın güvenilirliğini kontrol edilmesinde önemli bir etkidir.

Karışımların özelliklerini belirlemek için, karışımı oluşturan karışanların miktarlarını ve ayrı ayrı özelliklerini bilmek gerekir. Bir karışımda, karışanların miktarları mol veya kütle olarak belirtilebilir.

$N$  adet karışımdan oluşan bir gaz karışımında, karışımın toplam kütlesi  $m$ , karışımın toplam mol miktarı ise  $n$  dir. Eş. 6.44 ve Eş. 6.45'te toplam kütle ve mol miktarları verilmiştir.

$$m = \sum_{i=1}^N m_i \quad (6.44)$$

$$n = \sum_{i=1}^N n_i \quad (6.45)$$

Bir gaz karışımını oluşturan gazların kütle oranı  $y_m$  ve mol oranı  $y_n$  Eş. 6.46 ve Eş. 6.47'de olduğu gibi tanımlanır.

$$y_{mi} = \frac{m_i}{m} \quad (6.46)$$

$$y_{ni} = \frac{n_i}{n} \quad (6.47)$$

Bir maddenin kütlesi, maddenin mol miktarı  $n$  ve mol kütlesi  $M$  ile Eş. 6.48'de olduğu gibi ifade edilebilir [34].

$$m = nM \quad (6.48)$$

Bu durumda karışımın ortalama mol kütlesi ise Eş. 6.49'da ki gibi yazılır.

$$M = \frac{m}{n} = \frac{\sum m_i}{n} = \frac{\sum n_i M_i}{n} = \sum_{i=1}^N y_{ni} M_i \quad (6.49)$$

Soğutucu akışkan karışımının ortalama gaz sabiti ise Eş. 6.50'de olduğu gibi ifade edilir.

$$R = \frac{R_u}{M} \quad (6.50)$$

*Dalton'un toplanan basınçlar yasasına* göre bir gaz karışımının basıncı, karışanların karışım sıcaklığında olmaları ve ayrı ayrı toplam hacmi kaplamaları durumunda sahip olacakları basınçları toplamıdır. *Amagat'ın toplanan hacimler yasasına* göre bir gaz karışımının hacmi, karışanların karışım sıcaklığında ve basıncında olmaları durumunda, ayrı ayrı kaplayacakları hacimlerin toplamıdır. Mükemmel gazlar Dalton ve Amagat yasalarını tam olarak, gerçek gazlar ise yaklaşık olarak sağlarlar [34]. Dalton yasası Eş. 6.51'de, Amagat yasası ise Eş. 6.52'de verilmiştir.

$$P = \sum_{i=1}^N P_i \quad (6.51)$$

$$V = \sum_{i=1}^N V_i \quad (6.52)$$

Bu bağıntılarda,  $P_i$  karışan basıncı,  $V_i$  ise karışanın hacmi diye adlandırılır. Mükemmel gazlar için  $P_i$  ve  $V_i$  ile  $y_{ni}$  arasındaki ilişki Eş. 6.53'te olduğu gibi verilir.

$$\frac{P_i}{P} = \frac{V_i}{V} = \frac{n_i}{n} = y_{ni} \quad (6.53)$$

Burada  $y_{ni}P$  karışımın *kısmi basıncı*,  $y_{ni}V$  ise karışımın *kısmi hacmidir*. Gerçek gazların  $P-v-T$  davranışları, genişletilmiş sıkıştırılabilirlik diyagramlarını kullanarak belirtilir. Bu durumda karışımın sıkıştırılabilirlik çarpanı  $Z$ , karışanların sıkıştırılabilirlik çarpanları ise  $Z_i$  ile ifade edilir.

$$Z = \sum_{i=1}^N y_{ni} Z_i \quad (6.54)$$

Eş. 6.54.'te karışım için  $Z_i$ , ya  $T$  ve  $V$  kullanılarak veya  $T$  ve  $P$  kullanılarak bulunur. Bir gaz karışımının  $P-v-T$  davranışı *Kay kuralı* ile yaklaşık olarak belirlenebilir. Bu kurala göre gaz karışımı saf madde olarak göz önüne alınır ve karışım için kritik basınç  $P'_{kr}$  ve kritik sıcaklık  $T'_{kr}$  olarak tanımlanır.

$$P'_{kr} = \sum_{i=1}^N y_{ni} P'_{kr,i} \quad (6.55)$$

$$T'_{kr} = \sum_{i=1}^N y_{ni} T'_{kr,i} \quad (6.56)$$

Bir gaz karışımının yaygın özellikleri, genellikle her karışanın katkısını toplayarak bulunabilir. Karışımın daimi özellikleri ise karışanların kütle ve mol oranlarını kullanarak ortalama almayı gerektirir[34].

$$U = \sum_{i=1}^N U_i = \sum_{i=1}^N m_i u_i = \sum_{i=1}^N n_i \bar{u}_i \quad (6.57)$$

$$H = \sum_{i=1}^N H_i = \sum_{i=1}^N m_i h_i = \sum_{i=1}^N n_i \bar{h}_i \quad (6.58)$$

$$S = \sum_{i=1}^N S_i = \sum_{i=1}^N m_i s_i = \sum_{i=1}^N n_i \bar{s}_i \quad (6.59)$$

Benzer bir düşünceyle, gaz karışımının bir hal değişimi sırasındaki iç enerji, entalpi, ve entropi değişimleri sırasıyla Eş. 6.60, 6.61 ve 6.62' de verilmiştir.

$$\Delta U = \sum_{i=1}^N \Delta U_i = \sum_{i=1}^N m_i \Delta u_i = \sum_{i=1}^N n_i \Delta \bar{u}_i \quad (6.60)$$

$$\Delta H = \sum_{i=1}^N \Delta H_i = \sum_{i=1}^N m_i \Delta h_i = \sum_{i=1}^N n_i \Delta \bar{h}_i \quad (6.61)$$

$$\Delta S = \sum_{i=1}^N \Delta S_i = \sum_{i=1}^N m_i \Delta s_i = \sum_{i=1}^N n_i \Delta \bar{s}_i \quad (6.62)$$

Gaz karışımlarının sıcaklığını bulurken, sıcaklıkların toplamı değilde ortalaması alınır. Karışım özelliklerini belirlemede ideal yöntem budur. Bir gaz karışımının birim kütle veya birim mol için iç enerjisi, entalpisi ve entropisi yukarıda verilen denklemleri, karışım kütlesi ( $m_k$ ) veya mol miktarına ( $n_k$ ) bölerek elde edilir. Eş. 6.63, 6.64 ve 6.65' de sırasıyla karışımın iç enerjisi, entalpisi ve entropisi verilmiştir [34].

$$u = \sum_{i=1}^N y_{ni} u_i \quad \text{ve} \quad \bar{u} = \sum_{i=1}^N y_{ni} \bar{u}_i \quad (6.63)$$

$$h = \sum_{i=1}^N y_{ni} h_i \quad \text{ve} \quad \bar{h} = \sum_{i=1}^N y_{ni} \bar{h}_i \quad (6.64)$$

$$s = \sum_{i=1}^N y_{ni} s_i \quad \text{ve} \quad \bar{s} = \sum_{i=1}^N y_{ni} \bar{s}_i \quad (6.65)$$

Gerekli bağıntılardan yararlanılarak deneylerde kullanmış olduğumuz R134a/R152a soğutucu akışkan karışımlarına ait özellikler Çizelge 6.1'de verilmiştir.

Çizelge 6.1. R134a/R152a soğutucu akışkan karışımlarına ait özellikler

	R134a	R152a	K1 % (90/10)	K2 % (80/20)	K3 % (70/30)	K4 % (60/40)	K5 % (50/50)
Moleküler Ağırlığı (kg/kmol)	102,03	66,051	96,761	92,008	87,7	83,777	80,19
Normal Kaynama Sıcaklığı (°C)	-26,074	-24,023	-----	-----	-----	-----	-----
Kritik Sıcaklığı (°C)	101,06	113,26	102,79	104,37	105,82	107,14	108,36
Kritik Basıncı (bar)	40,593	45,168	41,086	41,584	42,079	42,564	43,037



## 7. ARAŞTIRMA BULGULARI

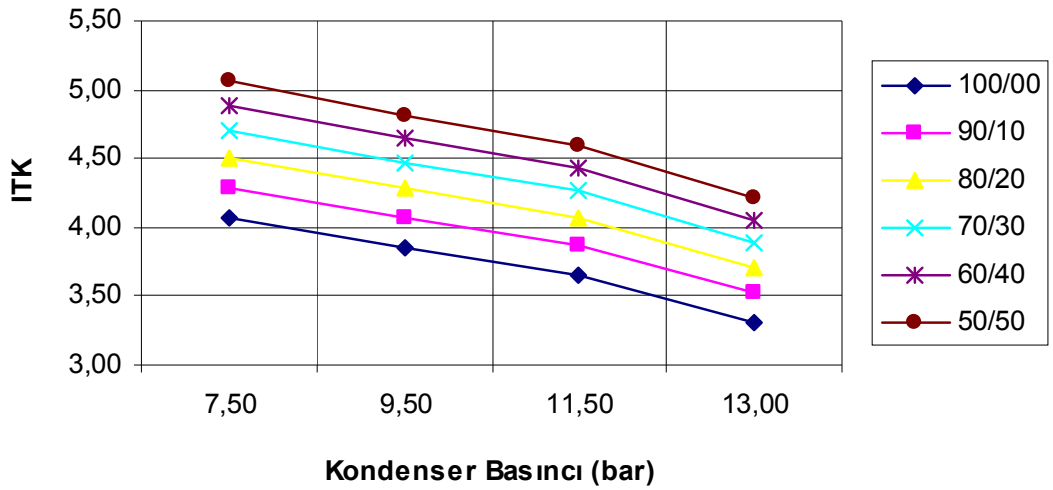
Bu deneysel çalışmanın amacı ısı pompası sisteminde, R134a/R152a soğutucu akışkanların farklı oranlarda karıştırılmasıyla elde edilen yeni soğutucu akışkanların kullanılmasının sistem performansına etkilerinin araştırılmasıdır. Sistem üzerinde değişen parametreler, evaporatör basıncının ve soğutucu akışkanların karışım oranlarının değiştirilmesine elde edilmiştir. Evaporatör basıncının değişmesi sistem üzerinde soğutucu akışkan debisinin, soğutma suyu debisinin ve kondenser basıncının değişmesine sebep olmaktadır. Alternatif soğutucu akışkanların karışım oranlarının değiştirilmesi ise sistem performansını etkilemektedir.

Performans değerleri açısından bakıldığında yüksek evaporatör sıcaklığı ve düşük kondenser basıncı daha verimli olmaktadır. Oransal verimde ise her iki değişkenin düşük değerleri önem kazanmaktadır. Yapılan çalışmanın literatür araştırmalarıyla uyumluluk göstermesi araştırma yönteminin başarılı bir şekilde uygulanabildiğini göstermiştir. Yapılan çalışmada R152a soğutucu akışkanının karışımlarda daha baskın olduğu görülmüştür.

Deneysel çalışmada sırasıyla ağırlıkça (% 100/00, 90/10, 80/20, 70/30, 60/40, ve 50/50) R134a/R152a alternatif soğutucu akışkan karışımlarına ait performans katsayıları ve oransal verim değerleri, elde edilen deney sonuçlarına göre hesaplanmıştır. Hesaplamalarda kullanılan soğutucu akışkan karışımlara ait entalpi ve entropi değerleri REFPROP 7.0 programından alınmıştır. Ulaşılan sonuçlar çizelge (Çizelge 7.1 - Çizelge 7.15) ve grafik (Şekil 7.1 - Şekil 7.15) halinde karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Çizelge 7.1. -3,2 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile ITK'nın değişimi

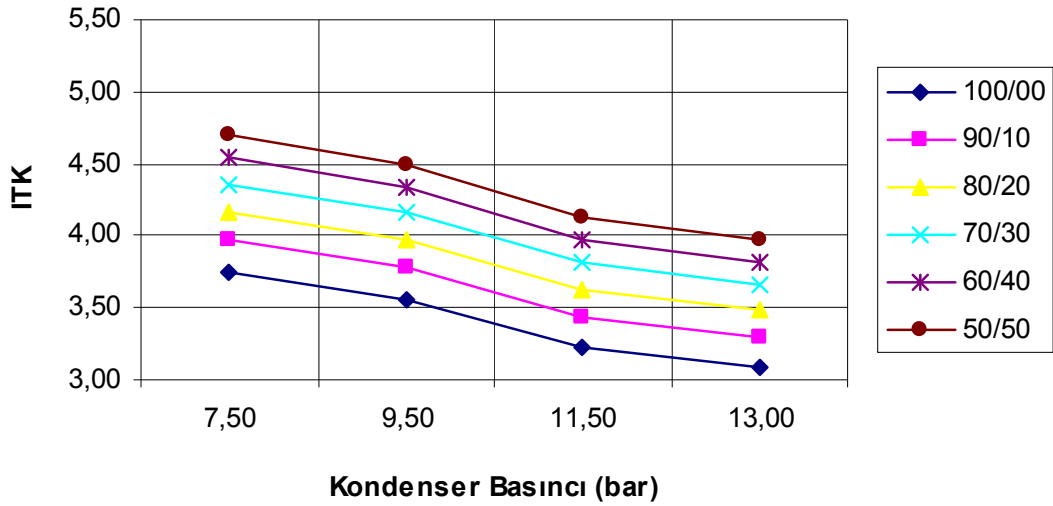
Kondenser Basıncı (bar)	Isıtma Tesir Katsayısı (ITK)					
	R134a/R152a Karışım Oranı (%)					
	100/00	90/10	80/20	70/30	60/40	50/50
7,50	4,07	4,29	4,51	4,70	4,89	5,06
9,50	3,85	4,07	4,28	4,47	4,65	4,82
11,50	3,66	3,87	4,07	4,26	4,44	4,60
13,00	3,31	3,52	3,71	3,89	4,05	3,29



Şekil 7.1. -3,2 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile ITK'nın değişimi

Çizelge 7.2. 0,7 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile ITK'nın değişimi

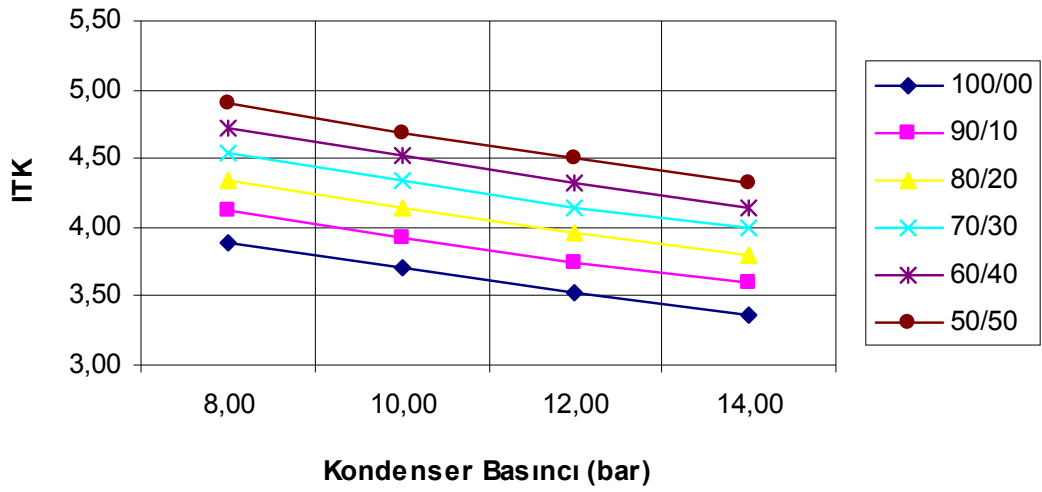
Kondenser Basıncı (bar)	Isıtma Tesir Katsayısı (ITK)					
	R134a/R152a Karışım Oranı (%)					
	100/00	90/10	80/20	70/30	60/40	50/50
7,50	3,75	3,97	4,17	4,36	4,54	4,71
9,50	3,56	3,78	3,98	4,16	4,34	4,50
11,50	3,23	3,44	3,63	3,81	3,98	4,13
13,00	3,09	3,29	3,48	3,66	3,82	3,98



Şekil 7.2. 0,7 °C evaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile ITK'nın değişimi

Çizelge 7.3. 6,1 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değışimi

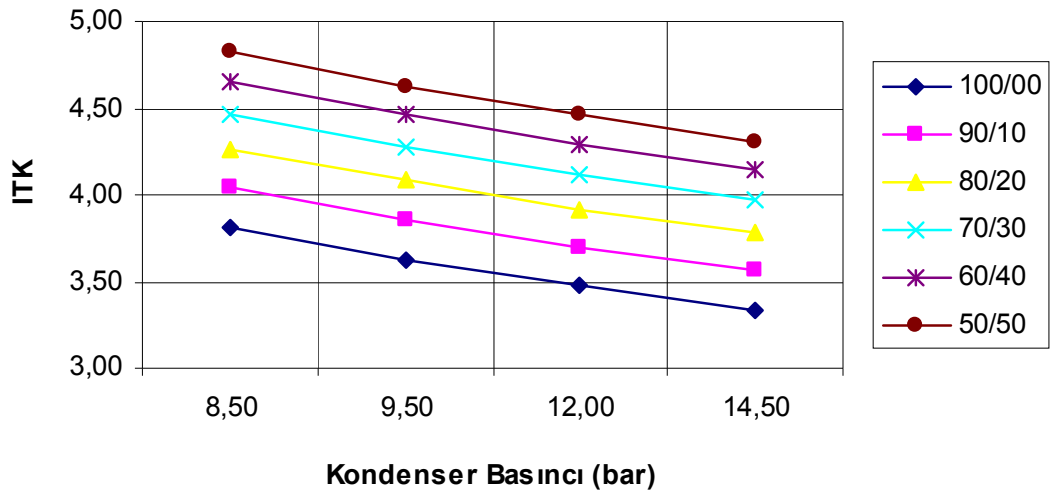
Kondenser Basıncı (bar)	Isıtma Tesir Katsayısı (İTK)					
	R134a/R152a Karışım Oranı (%)					
	100/00	90/10	80/20	70/30	60/40	50/50
8,00	3,89	4,12	4,34	4,54	4,73	4,91
10,00	3,70	3,92	4,14	4,34	4,52	4,69
12,00	3,53	3,75	3,96	4,15	4,33	4,50
14,00	3,37	3,59	3,80	3,99	4,14	4,33



Şekil 7.3. 6,1 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değışimi

Çizelge 7.4. 8,5 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değışimi

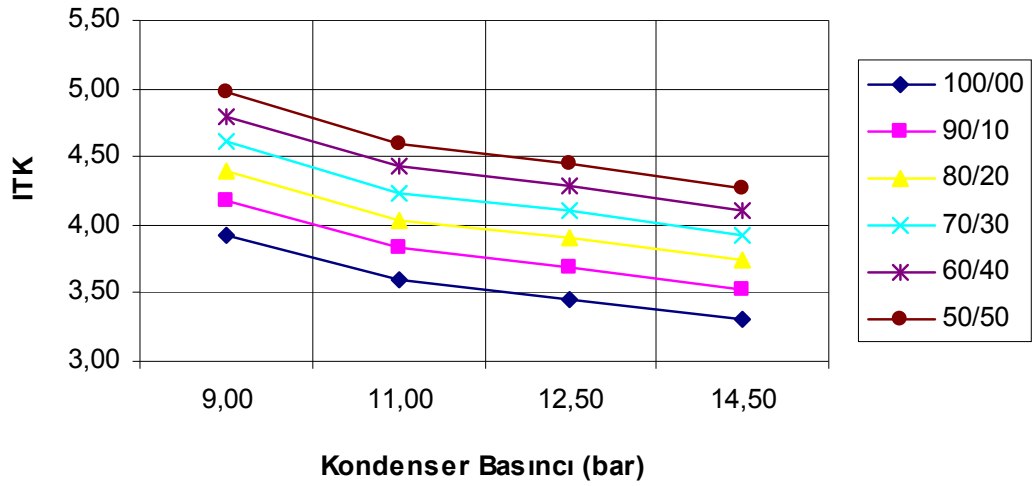
Kondenser Basıncı (bar)	Isıtma Tesir Katsayısı (ITK)					
	R134a/R152a Karışım Oranı (%)					
	100/00	90/10	80/20	70/30	60/40	50/50
8,50	3,81	4,04	4,26	4,46	4,65	4,83
9,50	3,63	3,86	4,08	4,28	4,46	4,63
12,00	3,48	3,70	3,92	4,11	4,29	4,46
14,50	3,34	3,57	3,78	3,97	4,15	4,31



Şekil 7.4. 8,5 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değışimi

Çizelge 7.5. 11,2 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değışimi

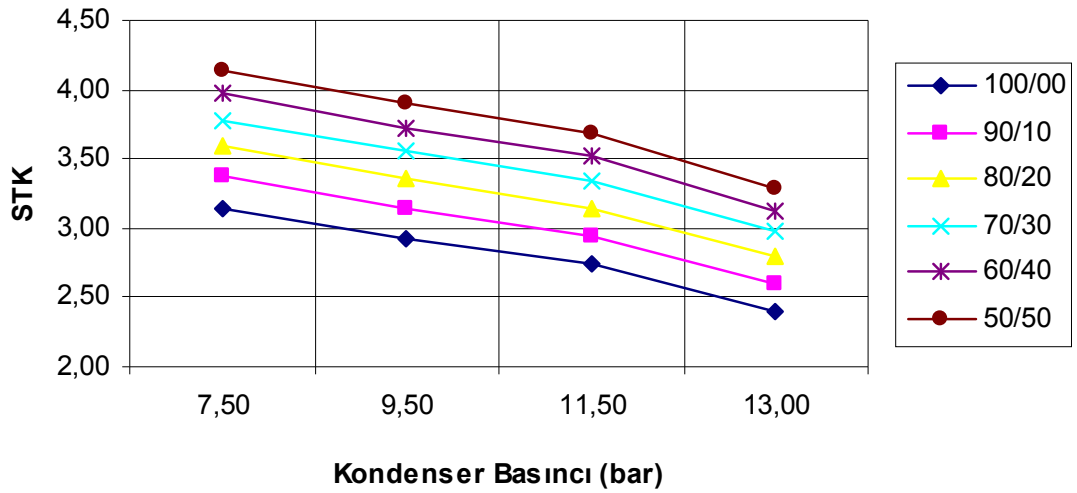
Kondenser Basıncı (bar)	Isıtma Tesir Katsayısı (ITK)					
	R134a/R152a Karışım Oranı (%)					
	100/00	90/10	80/20	70/30	60/40	50/50
9,00	3,93	4,17	4,40	4,61	4,80	4,98
11,00	3,59	3,83	4,04	4,24	4,43	4,60
12,50	3,46	3,69	3,91	4,10	4,29	4,45
14,50	3,30	3,53	3,74	3,93	4,10	4,26



Şekil 7.5. 11,2 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile İTK'nın değışimi

Çizelge 7.6. -3,2 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonuyla STK'nın değışimi

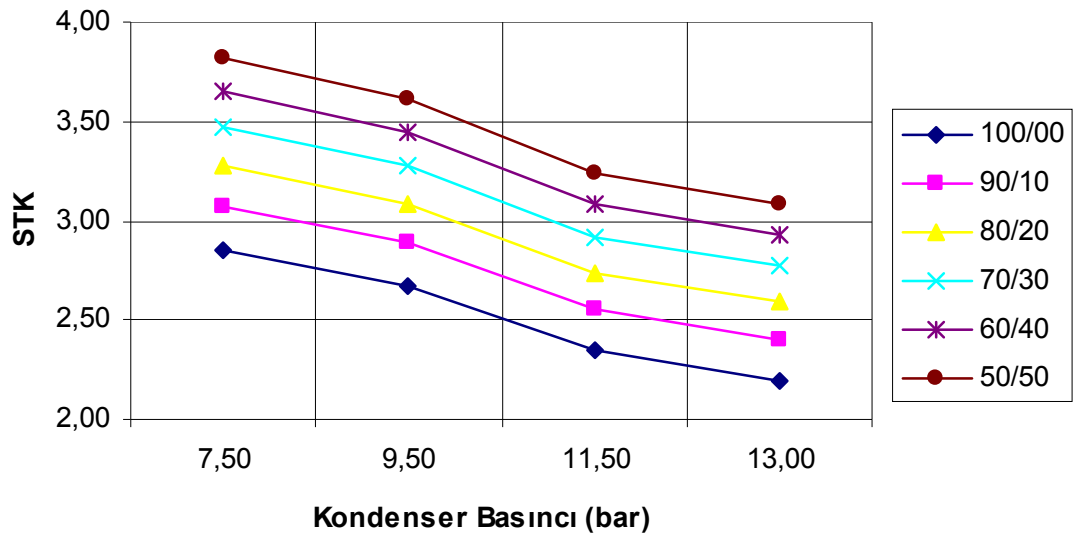
Kondenser Basıncı (bar)	Soğutma Tesir Katsayısı (STK)					
	R134a/R152a Karışım Oranı (%)					
	100/00	90/10	80/20	70/30	60/40	50/50
7,50	3,15	3,37	3,59	3,78	3,97	4,14
9,50	2,93	3,15	3,36	3,55	3,73	3,90
11,50	2,74	2,95	3,15	3,34	3,52	3,68
13,00	2,39	2,60	2,79	2,97	3,13	3,29



Şekil 7.6. -3,2 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonuyla STK'nın değışimi

Çizelge 7.7. 0,7 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonuyla STK'nın değışimi

Kondenser Basıncı (bar)	Soğutma Tesir Katsayısı (STK)					
	R134a/R152a Karışım Oranı (%)					
	100/00	90/10	80/20	70/30	60/40	50/50
7,50	2,86	3,08	3,28	3,47	3,65	3,82
9,50	2,67	2,89	3,09	3,27	3,45	3,61
11,50	2,34	2,55	2,74	2,92	3,09	3,24
13,00	2,20	2,40	2,59	2,77	2,93	3,09

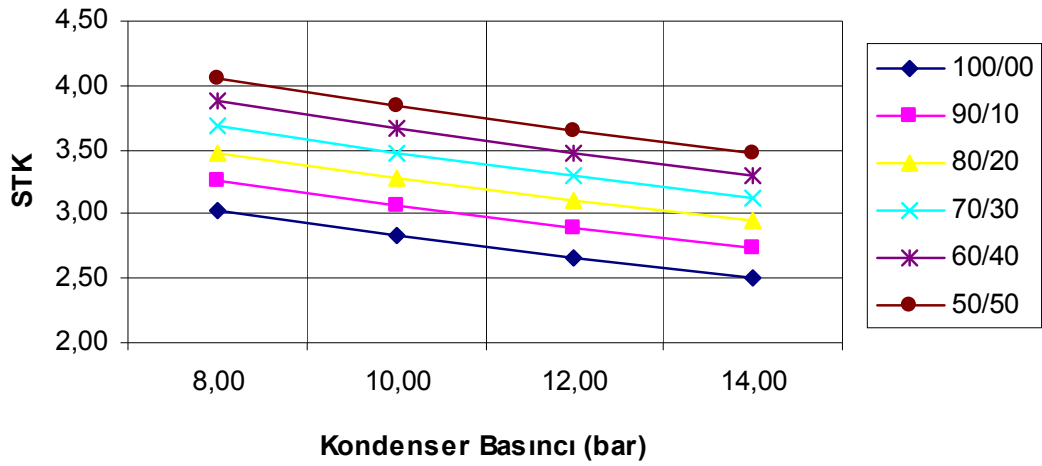


Şekil 7.7. 0,7 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonuyla STK'nın değışimi



Çizelge 7.8. 6,1 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonuyla STK'nın değışimi

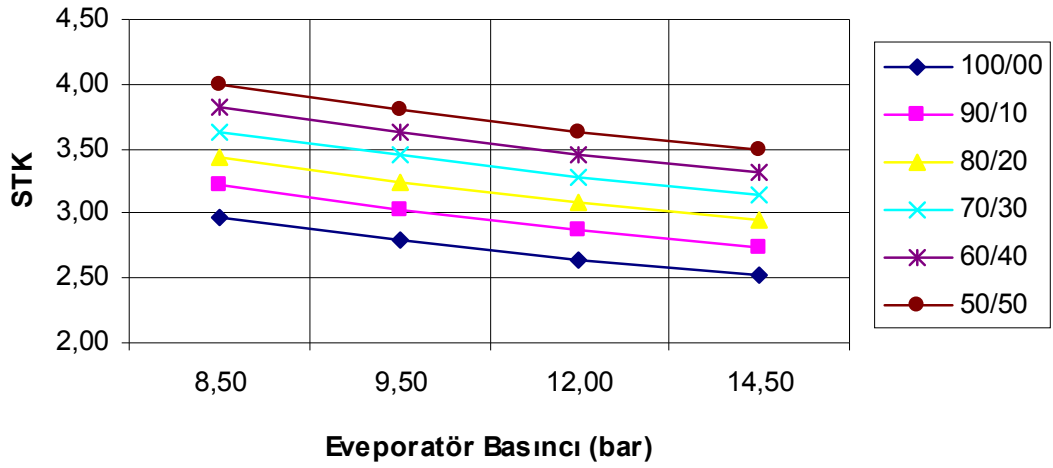
Kondenser Basıncı (bar)	Soğutma Tesir Katsayısı (STK)					
	R134a/R152a Karışım Oranı (%)					
	100/00	90/10	80/20	70/30	60/40	50/50
8,00	3,03	3,26	3,48	3,68	3,87	4,05
10,00	2,84	3,06	3,28	3,48	3,66	3,83
12,00	2,67	2,89	3,10	3,29	3,47	3,64
14,00	2,51	2,73	2,94	3,13	3,31	3,47



Şekil 7.8. 6,1 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonuyla STK'nın değışimi

Çizelge 7.9. 8,5 °C eveporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile STK'nın değişimi

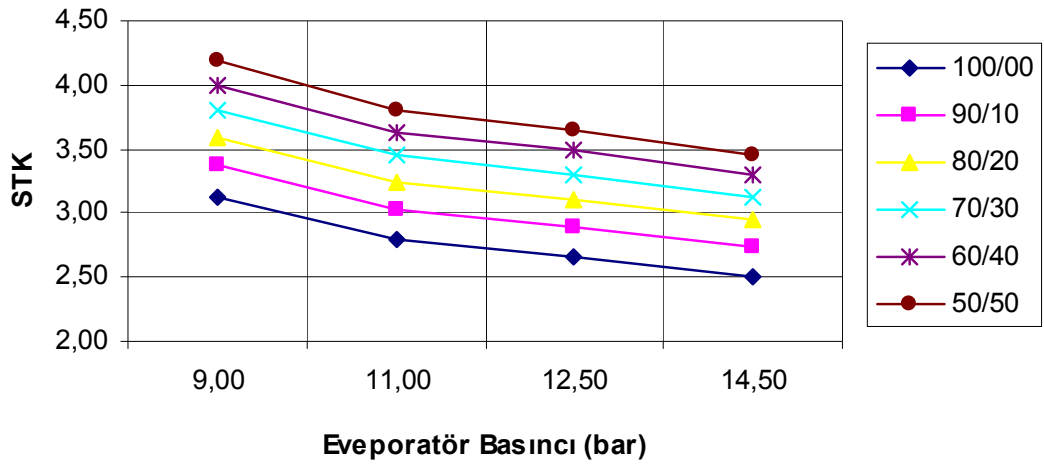
Kondenser Basıncı (bar)	Soğutma Tesir Katsayısı (STK)					
	R134a/R152a Karışım Oranı (%)					
	100/00	90/10	80/20	70/30	60/40	50/50
8,50	2,98	3,21	3,43	3,63	3,82	4,00
9,50	2,80	3,03	3,25	3,45	3,63	3,80
12,00	2,65	2,87	3,09	3,28	3,46	3,63
14,50	2,51	2,74	2,95	3,14	3,32	3,48



Şekil 7.9. 8,5 °C eveporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile STK'nın değişimi

Çizelge 7.10. 11,2 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonuyla STK'nın değışimi

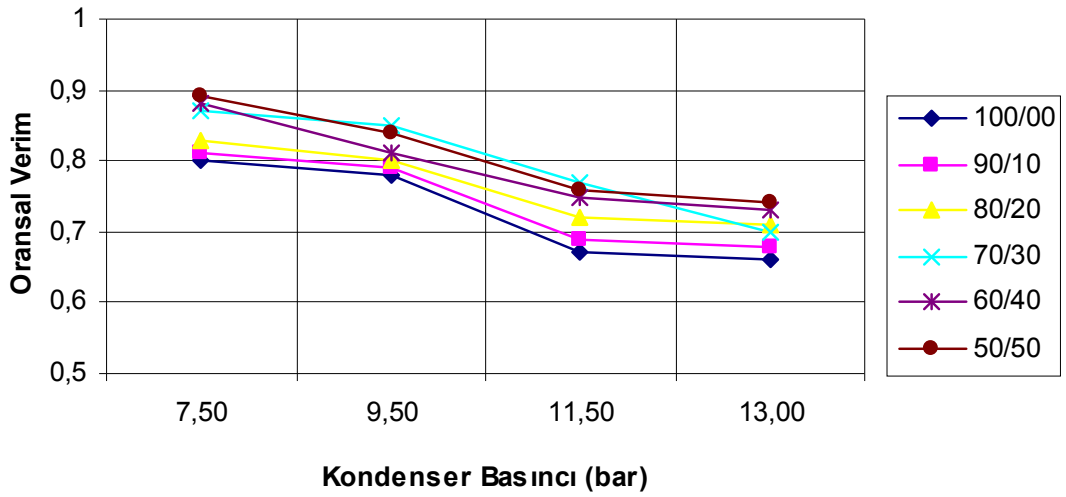
Kondenser Basıncı (bar)	Soğutma Tesir Katsayısı (STK)					
	R134a/R152a Karışım Oranı (%)					
	100/00	90/10	80/20	70/30	60/40	50/50
9,00	3,13	3,37	3,60	3,81	4,00	4,18
11,00	2,79	3,03	3,24	3,44	3,63	3,80
12,50	2,66	2,89	3,11	3,30	3,49	3,65
14,50	2,50	2,73	2,94	3,13	3,30	3,46



Şekil 7.10. 11,2 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonuyla STK'nın değışimi

Çizelge 7.11. -3,2 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonuyla oransal verimin değışimi

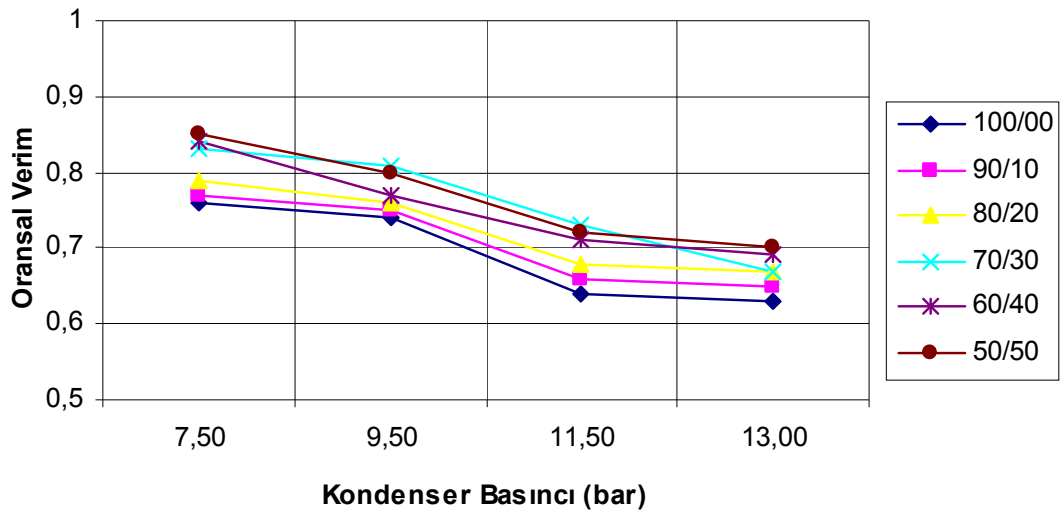
Kondenser Basıncı (bar)	Oransal Verim					
	R134a/R152a Karışım Oranı (%)					
	100/00	90/10	80/20	70/30	60/40	50/50
7,50	0,80	0,81	0,83	0,87	0,88	0,89
9,50	0,78	0,79	0,80	0,85	0,81	0,84
11,50	0,67	0,69	0,72	0,77	0,75	0,76
13,00	0,66	0,68	0,71	0,70	0,73	0,74



Şekil 7.11. -3,2 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonuyla oransal verimin değışimi

Çizelge 7.12. 0,7 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonuyla oransal verimin değışimi

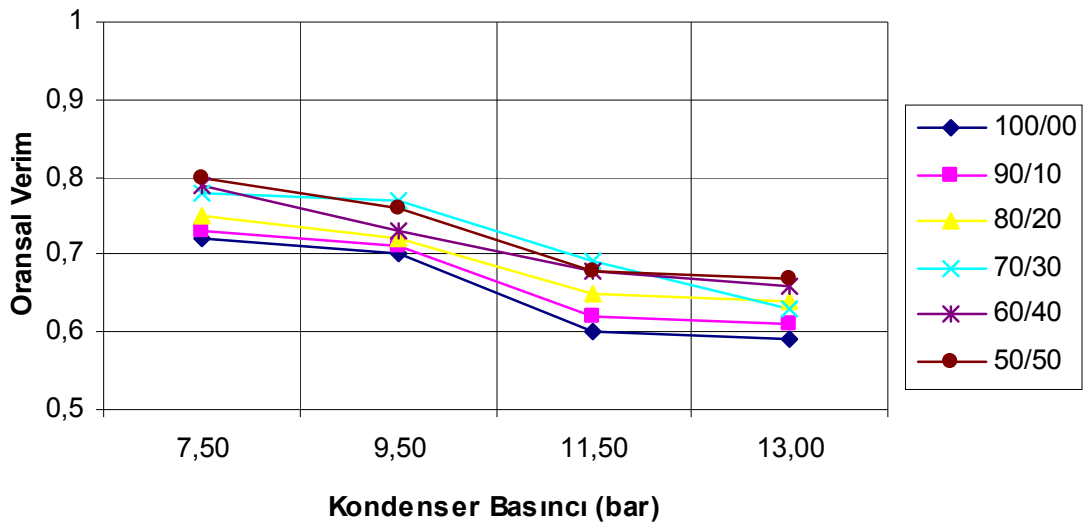
Kondenser Basıncı (bar)	Oransal Verim					
	R134a/R152a Karışım Oranı (%)					
	100/00	90/10	80/20	70/30	60/40	50/50
7,50	0,76	0,77	0,79	0,83	0,84	0,85
9,50	0,74	0,75	0,76	0,81	0,77	0,80
11,50	0,64	0,66	0,68	0,73	0,71	0,72
13,00	0,63	0,65	0,67	0,67	0,69	0,70



Şekil 7.12. 0,7 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonuyla oransal verimin değışimi

Çizelge 7.13. 6,1 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile oransal verimin değişimi

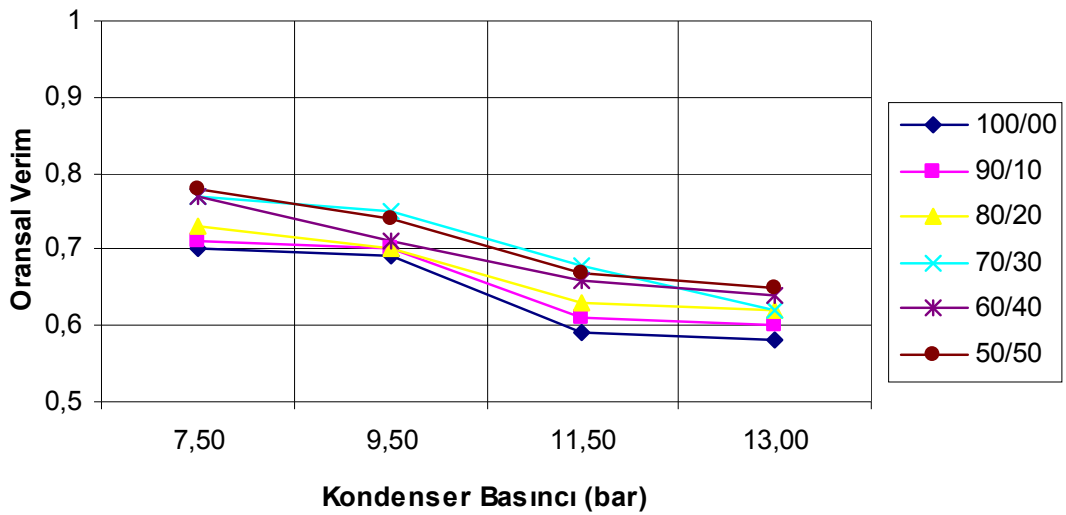
Kondenser Basıncı (bar)	Oransal Verim					
	R134a/R152a Karışım Oranı (%)					
	100/00	90/10	80/20	70/30	60/40	50/50
8,00	0,72	0,73	0,75	0,78	0,79	0,80
10,00	0,70	0,71	0,72	0,77	0,73	0,76
12,00	0,60	0,62	0,65	0,69	0,68	0,68
14,00	0,59	0,61	0,64	0,63	0,66	0,67



Şekil 7.13. 6,1 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile oransal verimin değişimi

Çizelge 7.14. 8,5 °C evedaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonuyla oransal verimin değışimi

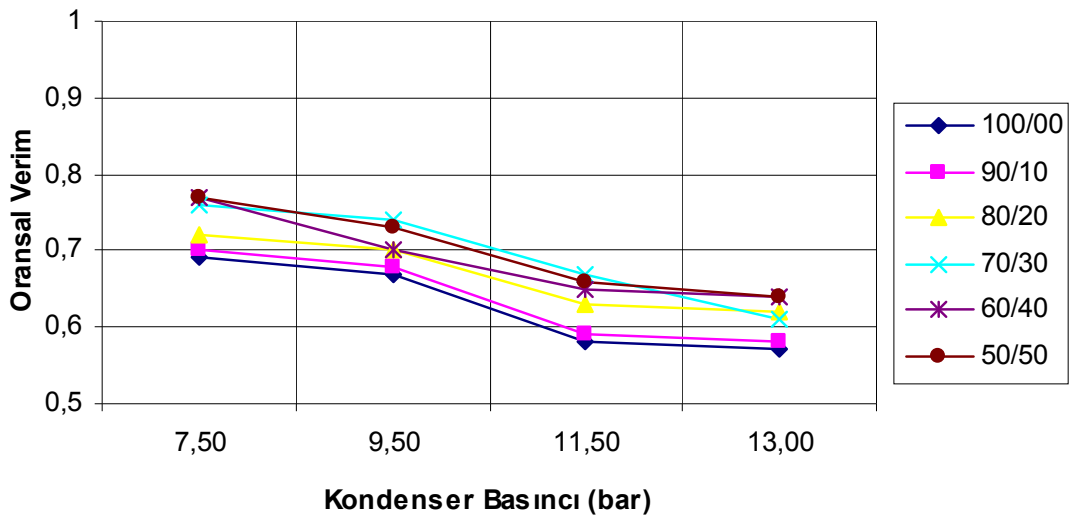
Kondenser Basıncı (bar)	Oransal Verim R134a/R152a Karışım Oranı (%)					
	100/00	90/10	80/20	70/30	60/40	50/50
8,50	0,70	0,71	0,73	0,77	0,77	0,78
9,50	0,69	0,70	0,70	0,75	0,71	0,74
12,00	0,59	0,61	0,63	0,68	0,66	0,67
14,50	0,58	0,60	0,62	0,62	0,64	0,65



Şekil 7.14. 8,5 °C evedaporatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonuyla oransal verimin değışimi

Çizelge 7.15. 11,2 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile oransal verimin değışimi

Kondenser Basıncı (bar)	Oransal Verim					
	R134a/R152a Karışım Oranı (%)					
	100/00	90/10	80/20	70/30	60/40	50/50
9,00	0,69	0,70	0,72	0,76	0,77	0,77
11,00	0,67	0,68	0,70	0,74	0,70	0,73
12,50	0,58	0,59	0,63	0,67	0,65	0,66
14,50	0,57	0,58	0,62	0,61	0,64	0,64



Şekil 7.15. 11,2 °C epeparatör sıcaklığı için karışım yüzdesi ve kondenser basıncı kombinasyonu ile oransal verimin değışimi



## 8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada alternatif soğutucu akışkan olarak farklı oranlarda R134a/R152a karışımının kullanıldığı bir ısı pompası sistemine ait performans ve oransal verim değerleri hesaplanmıştır. Deneysel olarak yapılan çalışmada bağımsız değişken olarak evaporatör sıcaklığı, kondenser basıncı ve kütleli karışım oranı dikkate alınmıştır. Yapılan deneysel çalışmanın sonuçları incelendiğinde bağımsız değişkenlerin sistem performansını doğrudan etkilediği görülmüştür.

Isıtma tesir katsayısı bütün sıcaklık ve basınçlarda soğutucu akışkan karışımlarındaki R152a oranının artmasıyla artış göstermiştir. Sabit kondenser basıncı için, -3 ile 11,2 °C aralığında evaporatör sıcaklıklarında ITK artmıştır. Sabit evaporatör sıcaklıklarında kondenser basıncının artmasıyla ITK genel itibariyle azalma göstermiştir.

Oransal verim bütün sıcaklık ve basınçlarda soğutucu akışkan karışımlarındaki R152a oranının artmasıyla artış göstermiştir. Sabit kondenser basıncı için, -3 ile 11,2 °C evaporatör sıcaklığı aralığında, evaporatör sıcaklığının artmasıyla oransal verim azalma göstermiştir. Sabit evaporatör sıcaklıklarında kondenser basıncının artmasıyla oransal verimde düşüş gözlemlenmiştir.

Soğutma tesir katsayısı bütün sıcaklık ve basınçlarda soğutucu akışkan karışımlarındaki R152a oranının artmasıyla artış göstermiştir. Sabit evaporatör sıcaklıklarında, kondenser basıncının artmasıyla soğutma tesir katsayısı düşüş göstermiştir.

Performans değerleri açısından bakıldığında yüksek evaporatör sıcaklığı ve düşük kondenser basıncı daha verimli olmaktadır. Oransal verimde ise her iki değişkenin düşük değerleri önem kazanmaktadır. Yapılan çalışmanın literatür araştırmalarıyla uyumluluk göstermesi araştırma yönteminin başarılı bir

şekilde uygulanabildiğini göstermiştir. Yapılan çalışmada R152a soğutucu akışkanının karışımlarda daha baskın olduğu görülmüştür.

Bu konuda yapılacak olan çalışmalarda, soğutucu akışkan karışım oranlarına bağlı olarak evaporatör basıncının yükseltilmesi ve kondenser basıncının düşürülmesi, oransal verimin artmasını ve performans katsayılarının iyileştirilmesini sağlayacaktır. Deney ünitesinden alınan ölçümlerin eş zamanlı olarak bilgisayar ortamına aktarılması daha sağlıklı ölçüm ve hasaplama yapmayı sağlayacaktır. Ayrıca soğutucu akışkan karışımlarının kimyasal analizleri yapılarak ozonu tahrip etme potansiyeli ve küresel ısınmaya etkileri araştırılabilir.

## KAYNAKLAR

1. Özkol, N., "Uygulamalı soğutma tekniği", **Makine Mühendisleri Odası Yayın No: MMO/2007/115/7**, Ankara, 21-28, 55-72, 107-153 (2007).
2. Gürler, S., "R134a ve R600a soğutucu akışkanlı ev tipi buzdolaplarında ekserji analizi", Yüksek Lisans Tezi, **Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İzmir, 43-48 (2006).
3. Arcaklıoğlu, E. ve Erişen, A., "R12, R22, R502 soğutucu akışkanları ve alternatif karışımlarının buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde ekserji analizi", **Teknoloji**, 3-4: 55-64 (2002).
4. Sekhar, S.J. and Lal, D.M., "HFC134a/HC600a/HC290 mixture a retrofit for CFC12 systems", **Refrigeration**, 28: 735-743 (2005).
5. Wu, J., Chu, Y., Hu, J. and Liu, Z., "Performance of mixture refrigerant R152a/R125/R32 indomestic air-conditioner", **Refrigeration**, 54: 1-9 (2008).
6. Yılmaz, R., "R12/R22 soğutucu akışkan karışımları kullanılarak buhar sıkıştırımlı soğutma ünitelerinin performans özelliklerinin deneysel incelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, **Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Kırıkkale, 3-8, 13-22 (1997).
7. Chen, J. and Yu, J., "Performance of a new refrigeration cycle using refrigerant mixture R32/R134a for residential air-conditioner applications", **Energy and Buildings**, 40: 2022-2027 (2008).
8. Kim, J.H., Cho, J.M. and Kim, M.S., "Cooling performance of several CO<sub>2</sub>/propane mixtures and glide matching with secondary heat transfer fluid", **Refrigeration**, 31: 800-806 (2008).
9. Arora, A. and Kaushik, S.C., "Theoretical analysis of a vapour compression refrigeration system with R502, R404A and R507A", **Refrigeration**, 31: 998-1005 (2008).
10. Kim, M., Kim, M.S. and Kim, Y., "Experimental study on the performance of a heat pump system with refrigerant mixtures composition change", **Energy**, 29: 1053-1068 (2004).
11. Xuan, Y. and Chen, G., "Experimental study on HFC-161 mixture as an alternative refrigerant to R502", **Refrigeration**, 33: 760-772 (2004).

12. Niu, B. and Zhang, Y., "Experimental study of the refrigeration cycle performance for the R744/R290 mixtures", **Refrigeration**, 30: 37-42 (2007).
13. Park, K. and Jung, D., "Thermodynamic performance of R502 alternative refrigerant mixtures for low temperature and transport applications", **Energy Conversion & Management**, 48: 3084-3089 (2007).
14. Mani, K. and Selladurai, V., "Experimental analysis of a new refrigerant mixture as drop-in replacement for CFC12 and HFC134a", **International Journal of Thermal Sciences**, 36: 2041-2051 (2007).
15. Linton, J.W., Snelson, W.K., Triebe, A.R. and Hearty, P.F., "System performance comparison of R 507 with R 502", **ASHRAE Transsactions**, 101: 502-510 (1995).
16. Linton, J.W., Snelson, W.K., Triebe, A.R. and Hearty, P.F., , "Some performance measurements of four long term R 502 replacements in a test facility containing a scroll compressor", **19 International Congress of Refrigeration**, The Hague, The Netherlands, 95-98 (1995).
17. Türkoğlu, H., Ataer, Ö.,E. ve Ataman, Ş., "Alternatif soğutucu akışkanların karşılaştırılması", **ULBTK'99-220 12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi**, Sakarya, 6-9 (1999).
18. Ataer, Ö., E., Türkoğlu H. ve Usta H., "Ticari soğutucularda alternatif soğutucu akışkanların kullanımı", **Türkiye Teknoloji Geliştirme Vakfı Dergisi**, 29-33 (1999).
19. Ree, H., "Replecament of R-22", **Bulletin of the International Institue**, 98-1, 5-16 (1998).
20. Luzzatto, D., Magni, F. and Redaelli, G., "Alternative refrigerants: applications of R-22 alternativites in air conditioning equipment", **AERMEK International Conferance CFCs The Day After Joint Meeting Of IIR Commissions B1, B2, E1 and E2**, Padova, 21-23, 307-317 (1994).
21. Chen, Q. and Prasad, R.C., "Simulation of a vapour compression refrigeration cycles using HFC134a and CFC12", **Int. Comm. Heat Mass Transfer**, 26(4): 513-521 (1999).
22. Ataer, Ö.,E. ve Usta, H., "Alternatif akışkan seçiminde ticari soğutucuların test edilmesi", **ULBTK'99 12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi**, Ankara, 6-7 (1999).

23. Yumrutaş, R., Kunduz, M., Kanoğlu, M., “Exergy analysis of vapor compression refrigeration systems”, ***Exergy an International Journal***, 2(4): 266-274 (2002).
24. Bansal, P. K., Purkayastha, B., “An NTU- model for alternative refrigerants”, ***International Journal of Refrigeration***, 21: 381-397 (1998).
25. Cabello, R., Torrella, E., Navarro-Esbri, J., “Experimental evaluation of a vapour compression plant performance using R134a, R407C and R22 as working fluids”, ***Applied Thermal Engineering***, 24: 1905 – 1917 (2005).
26. Sami, S.M., Desjardins, D.E., “Performance analysis of new alternatives to HCFC-22 inside air/refrigerant-enhanced surface tubing”, ***Int. J. Energy Res.***, 24(9): 759-768 (2000).
27. Halimic, E., Ross, D., Agnew, B., Anderson, A., Potts, I., “A comparison of the operating performance of alternative refrigerants”, ***Applied Thermal Engineering***, 23: 1441-1451 (2003).
28. Park, K.J., Seo, T., Jung, D., “Performance of alternative refrigerants for residential air-conditioning applications”, ***Applied Energy***, 84: 985-991 (2007a).
29. Park, K.J., Jung, D., “Thermodynamic performance of R502 alternative refrigerant mixtures for low temperature and transport applications”, ***Energy Conversion and Management***, 48: 3084-3089 (2007b).
30. Lee, D.Y., Ahn, Y., Kim, Y., Kim, Y., Changa, Y.S., Man, L., “Experimental investigation on the drop-in performance of R407C as a substitute for R22 in a screw chiller with shell-and-tube heat exchangers”, ***International Journal of Refrigeration***, 25: 575-585 (2002).
31. Ardiç, A. “Klima sistemlerinde enerjinin iktisadi kullanımı”, ***Termodinamik Dergisi***, 100: 63-65 (2000).
32. Yiğit, A. “Absorpsiyonlu soğutma sistemi simülasyonu” Doktora Tezi, ***İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü***, İstanbul, 1-3 (1989).
33. Şengür, S., “Buzdolaplarında alternatif soğutucu akışkan olarak L.P.G. kullanılmasının deneysel olarak araştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, ***Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Elazığ, 9-21 (2005).
34. Çengel, A.Y., Boles, A.M, “Thermodynamics an engineering approach”, ***McGraw-Hill***, New York, 600-617 (1994).

35. Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., “Soğutma tekniği ve uygulamaları” **VİPAŞ A.Ş.**, Bursa, 608-624 (2002).
36. Dossat, R.J., “Principles of refrigeration”, Prentice Hall, **New Jersey**, 414-428 (1997).
37. Ashrae, “Fundamentals”, American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers Inc., 1, **Atlanta**, 1-25 (1993).
38. Kılıç, H., “Güneş enerjisi destekli ısı pompasının tasarımı imalatı ve performans değerleri”, Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 17-24 (2006).
39. Beşer, E., “Soğutucu maddelerle ilgili Dünyada ve Türkiye’de gelişmeler” **Mühendis ve Makine**, 39 (458): 15-26 (1998).
40. Onat, A., İmal, M., İnan, A. T., “Soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerine etkilerinin araştırılması ve alternatif soğutucu akışkanlar” **KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi**, 7(1): 32-37 (2004).
41. Kızıllan, Ö., “Alternatif soğutucu akışkanlı değişken hızlı kompresörlü bir soğutma sisteminin teorik ve deneysel incelenmesi”, Doktora Tezi, **Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Isparta, 51-63 (2008).
42. Ashrae, “Ashrae temel el kitabı (Fundamentals) bölüm 17, soğutucu akışkanların özellikleri”, **Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınlar**, Ankara, 3: 87-93 (2005).
43. Hilton, P.A., “Mekanik ısı pompası R514”, **P.A. Hilton LTD.**, 27-28 (1996).
44. Dengeç, H., “Thermoeconomic optimization of simple refrigerators”, Master Thesis, **M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences**, Ankara, 89-95 (1996).
45. Hepbasli, A., Dincer, I., Rosen, M.,A., “Exergy analysis of heat pump systems for residential applications”, **CD-Proceedings of 7th International HVAC+R Technology Symposium**, Istanbul, 158-163 (2006).
46. Kanoglu, M., Dincer, I., Rosen, M.,A., “Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants”, **Energy Policy**, 35: 3967-3978 (2007).

47. Dinçer, İ., Rosen, M.A., “Thermodynamic aspects of renewables and sustainable development”, ***Renewable and Sustainable Energy Reviews***, 9 (2): 169-189 (2005).
48. Rosen, M.A., “Assessing energy technologies and environmental impacts with the principles of thermodynamics”, ***Applied Energy***, 1, 172, 427-441 (2002).
49. Arıkol, M., “Ekserji analizine giriş”, ***Tübitak Projesi***, Proje No: 0630048401, Gebze, 27-43 (1985).
50. Wall, G., “Exergy-a useful concept within resource accounting”, ***Institute of Theoretical Physics***, Report no. 77 – 42, Göteborg, 59-66 (1977).
51. Kızıllıkan, Ö., “Kompresörlü soğutma sistemlerinde farklı soğutucu akışkanlar için aşırı kızdırma ve aşırı soğutma etkisinin termoeconomik yönden incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, ***Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü***, Isparta, 43-54, 63-65 (2004).
52. Koçoğlu, A., “Thermo-economic Optimization of a single state heat pump”, Master Thesis, ***M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences***, Ankara, 117-123 (1993).
53. Kotas, T.J., “The exergy method of thermal plant analysis”, ***Butterworths***, London, 265-271 (1985).
54. Bejan, A., “Advanced engineering thermodynamics”, John Wiley and Sons, ***New York***, 764-769 (1997).
55. Bejan, A., “Fundamentals of exergy analysis, entropy generation minimization, and the generation of flow architecture”, ***International Journal of Energy Research***, 26: 545-565 (2002).
56. Çengel, A.Y., Wood, B., Dincer, I., “Is bigger thermodynamically better”, ***Exergy, An International Journal***, 2: 62-68 (2002).
57. Bejan, A., “Thermodynamic optimization of geometry in engineering flow systems”, ***Exergy, An International Journal***, 1 (4): 269-277 (2001).
58. Hepbaslı, A., “Thermoeconomic analysis of household refrigerators”, ***International Journal Of Energy Research***, 31: 947-959 (2007a).
59. Kopac, M., Zemher, B., “Effect of saturation-temperature on the performance of a vapour-compression refrigeration-cycle working on different refrigerants using exergy method, Short communication”, ***International Journal of Energy Research***, 30: 729-740 (2006).

60. Kanoglu, M., Dincer, I., Rosen, M.,A., "Understanding energy and exergy efficiencies for improved energy management in power plants", ***Energy Policy***, 35: 3967-3978 (2007).
61. Kilic, M., Kaynakli, Ö., "Second law-based thermodynamic analysis of waterlithium bromide absorption refrigeration system", ***Energy***, 32: 1505-1512 (2007).
62. NIST, "Thermodynamics properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP)", Standart Referance Database 23, Version 7.0, ***Gaithersburg***, MD (2002).



## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : ALPSOY, Halil  
Uyruğu : T.C.  
Doğum tarihi ve yeri : 14.12.1983/ Ankara  
Medeni hali : Bekar  
Telefon : 0 (312) 596 27 58  
Faks : 0 (312) 517 19 95  
e-mail : alpsoyhalil@hotmail.com.

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Gazi Üniversitesi / Makine Eğitimi	2006
Lise	Mamak İmam Hatip Lisesi	2000

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2005-.....	Sağlık Bakanlığı	Memur

### Yabancı Dil

İngilizce

### Hobiler

Bilgisayar teknolojileri, Futbol, Doğa gezileri