

**R134a ve HİDROKARBON ESASLI  
GAZ KARIŞIMLARININ PERFORMANSININ  
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**Halit KAÇMAZ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNA EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**NİSAN 2013**

**ANKARA**

Halit KAÇMAZ tarafından hazırlanan ‘‘R134a ve HİDROKARBON ESASLI GAZ KARIŞIMLARININ PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ’’ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Tayfun MENLİK

.....

Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı

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

Doç. Dr. Hüseyin USTA

.....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, G.Ü.

Doç. Dr. Tayfun MENLİK

.....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, G.Ü.

Doç. Dr. Mustafa AKTAŞ

.....

Makine Eğitimi Anabilim Dalı, G.Ü.

Tez Savunma Tarih: 18/04/2013

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

Prof. Dr. Şeref SAĞIROĞLU

.....

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 bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

Halit KAÇMAZ

**R134a ve HİDROKARBON ESASLI GAZ KARIŞIMLARININ  
PERFORMANSININ  
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ  
(Yüksek Lisans)**

**Halit KAÇMAZ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Nisan 2013**

**ÖZET**

Bu çalışmada, soğutucu akışkan olarak R134a ile uyumlu su soğutmalı ısı pompası sisteminde, sistem akışkanına alternatif olarak farklı oranlarda kütleli olarak R134a/R290 (% 50-50, 60-40, 70-30, 80-20, 90-10) ve farklı bileşime sahip karışım gazı kullanılmıştır. Deney düzeneğinde karışım gazının içeriği R290-R600-R600a-R1270-R170 gazlarından oluşmakta ve kütleli olarak oranları ise %44,7-45,6-9-0,35-0,35'tir. Deneylerde 3 farklı fan debisi ve 3 farklı soğutma suyu debisinde çalışılmıştır. Karışım gazı Aygaz A.Ş'nin laboratuvarlarında TSE 6124 EN 27941 standartlarına uygun olarak 97,7 (% mol/mol) saflık oranında hazırlanmıştır. R134a/Propan karışımının termodinamik özellikleri için REFPROP 7,0 kullanılmıştır. Deneylerde termodinamiğin birinci ve ikinci kanun göre karışımların analizleri yapılmıştır. Deneysel çalışma sonucunda en yüksek soğutma performans katsayısı R134a soğutucu akışkanda elde edilmiştir. R134a/R290 gaz karışımlarının soğutma performans katsayısı R134a ve karışım gazı kadar performans gösterememiştir. Ekserji kayıpları sistemin referans akışkanı R134a'ya göre R134a/HC karışımlarında ve karışım gazında artış göstermiştir.

**Sonuç olarak deneysel çalışmada I. kanun ve II. kanun analizlerinde sistemin referans akışkanı olan R134a, karışım gazı ve R134a/R290 karışımlara göre daha iyi sonuçlar vermiştir.**

**Bilim Kodu : 708.3.015**

**Anahtar Kelimeler : Isı pompası, R134a, Propan, Hidrokarbon, Ekserji.**

**Sayfa Adedi : 63**

**Tez Yöneticisi : Doç. Dr. Tayfun MENLİK**

**THE EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF PERFORMANCES OF  
R134a and REFRIGERANTS MIXTURES BASED HYDROCARBONS**

**(M.Sc. Thesis)**

**Halit KAÇMAZ**

**GAZI UNIVERSITY  
INSTITUTE OF SCIENCE AND TECHNOLOGY**

**April 2013**

**ABSTRACT**

In this study, R134a/R290 mixtures which have various mass ratio (% 50-50, 60-40, 70-30, 80-20, 90-10) and a mix gas having different composition were used in water source heat pump compliant with R134a. The composition of the mix gas is R290-R600-R600a-R1270-R170 and the mass ratio of component gases are %44,7-45,6-9-0,35-0,35. The experiments are performed for 3 fan flow rates and 3 cooling water flow rates. The mix gas was prepared in 97,7% (mol/mol) rate of purity in accordance with TSE 6124 EN 27941 in AYGAZ CORPORATION. REFPROP 7,0 was used for the thermodynamics properties of R134a/R290 mixtures. The gas mixtures were analyzed according to the first and the second law of thermodynamics. The highest COP was obtained for R134a in the results of the experiments. The COP of R134a/R290 mixtures were equal to R134a. The exergy losses of R134a/HC are higher than R134a. As a result of the experimental study, R134a has a better performance than R134a/R290 mixtures and mix gas in the first and the second law analyses

**Science Code : 708.3.015**

**Key Words : Heat pump, R134a, Propane, Hydrocarbon, Exergy.**

**Page number : 63**

**Thesis Leader : Assoc. Prof. Dr. Tayfun MENLİK**

## TEŞEKKÜR

Tez çalışmam sırasında bana yardımcı olan danışmanım Doç. Dr. Tayfun MENLİK'e, teorik çalışmalarımda katkıda bulunan Yrd. Doç. Dr M. Bahadır ÖZDEMİR, Hasan ÖZCAN, Müjdat ÖZTÜRK'e ve değerli Gazi Üniversitesi Tesisat Anabilim Dalı'nda görev yapan öğretim elemanlarına teşekkürlerimi sunarım.

## İÇİNDEKİLER

|                                                                        | Sayfa |
|------------------------------------------------------------------------|-------|
| ÖZET.....                                                              | iv    |
| ABSTRACT.....                                                          | vi    |
| TEŞEKKÜR.....                                                          | vii   |
| İÇİNDEKİLER .....                                                      | viii  |
| ŞEKİLLERİN LİSTESİ .....                                               | xi    |
| 1. GİRİŞ .....                                                         | 1     |
| 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....                                         | 3     |
| 3. SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....                                             | 9     |
| 3.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi .....                        | 9     |
| 3.2. Isı Pompası .....                                                 | 11    |
| 4. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR.....                                            | 14    |
| 4.1. Hidrokarbonlar .....                                              | 15    |
| 4.2. Kloroflorokarbonlar (CFC) .....                                   | 15    |
| 4.3. Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) .....                             | 15    |
| 4.4. Hidroflorokarbonlar (HFC) .....                                   | 16    |
| 4.5. Karışım ve İnorganik Soğutucu Akışkanlar .....                    | 16    |
| 4.6. Soğutucu Akışkanlar ve Özellikleri .....                          | 17    |
| 5. ALTERNATİF AKIŞKAN OLARAK HİDROKARBONLAR.....                       | 21    |
| 5.1. Soğutucu Gazların Çevresel Etkileri .....                         | 22    |
| 6. TERMODİNAMİK ANALİZ .....                                           | 24    |
| 6.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi..... | 24    |
| 7. DENEYSEL ÇALIŞMA .....                                              | 35    |



**Sayfa**

|                                                   |    |
|---------------------------------------------------|----|
| 7.1 Belirsizlik Analizi.....                      | 37 |
| 8. DENEYSEL SONUÇLAR .....                        | 39 |
| 8.1. Birinci Kanuna Göre Enerji Analizi .....     | 39 |
| 8.2. İkinci Kanuna Göre Ekserji Analizi .....     | 45 |
| 9. SONUÇ VE ÖNERİLER .....                        | 51 |
| KAYNAKLAR .....                                   | 54 |
| Ek-1 Ticari Propan'ın Laboratuvar Analizler ..... | 61 |
| Ek-2 Karışım Gazının Laboratuvar Analizler .....  | 62 |
| ÖZGEÇMİŞ .....                                    | 63 |

## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

| Çizelge                                                                                 | Sayfa |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Çizelge 4.1. Bazı soğutucu akışkanların formül, tanım ve kullanılabilirlik sınıfı ..... | 17    |
| Çizelge 7.1. Fan ve su debisi durumları .....                                           | 37    |
| Çizelge 7.2. Deney esnasında kullanılan cihazların hassasiyeti ve belirsizliği .....    | 38    |
| Çizelge 8.1. Deneylerde kullanılan hidrokarbonların fiziksel özellikleri .....          | 40    |

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

| Şekil                                                                                        | Sayfa |
|----------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Şekil 3.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin elemanları .....                          | 10    |
| Şekil 3.2. Soğutma çevriminin de görülen Log P-h diyagramı .....                             | 11    |
| Şekil 3.3. Soğutma makinesi ve ısı pompasının termodinamik modeli .....                      | 12    |
| Şekil 3.4. T-s diyagramı ve ısı pompası şeması .....                                         | 13    |
| Şekil 6.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin şematik gösterimi . ....                  | 24    |
| Şekil 6.2. Buhar sıkıştırırmalı gerçek soğutma çevriminin logP-h diyagramı .....             | 26    |
| Şekil 6.3. Toplam enerji dengesi .....                                                       | 30    |
| Şekil 7.1. Deney düzeneği .....                                                              | 35    |
| Şekil 8.1. R134a için REFPROP’ da alınan akışkan özellikleri .....                           | 39    |
| Şekil 8.2. R134a için COP <sub>s</sub> değerleri .....                                       | 40    |
| Şekil 8.3. Karışım gaz’ ının COP <sub>s</sub> değerleri .....                                | 41    |
| Şekil 8.4. Kütleli olarak (%50-50) R134a-Propan karışımının COP <sub>s</sub> değerleri ..... | 42    |
| Şekil 8.5. Kütleli olarak (%60-40) R134a-Propan karışımının COP <sub>s</sub> değerleri ..... | 42    |
| Şekil 8.6. Kütleli olarak (%70-30) R134a-Propan karışımının COP <sub>s</sub> değerleri ..... | 43    |
| Şekil 8.7. Kütleli olarak (%80-20) R134a-Propan karışımının COP <sub>s</sub> değerleri ..... | 44    |
| Şekil 8.8. Kütleli olarak (%90-10) R134a-Propan karışımının COP <sub>s</sub> değerleri ..... | 44    |
| Şekil 8.9. R134a için sistem elemanlarının ekserji kaybı .....                               | 45    |
| Şekil 8.10. Karışım gazı için sistem elemanlarının ekserji kaybı .....                       | 46    |
| Şekil 8.11. Kütleli olarak (%50-50) R134a/R290 sisteminin ekserji kaybı .....                | 47    |
| Şekil 8.12. Kütleli olarak (%60-40) R134a/R290 sisteminin ekserji kaybı .....                | 48    |
| Şekil 8.13. Kütleli olarak (%70-30) R134a/R290 sisteminin ekserji kaybı .....                | 49    |
| Şekil 8.14. Kütleli olarak (%80-20) R134a/R290 sisteminin ekserji kaybı .....                | 49    |

| <b>Şekil</b>                                                                  | <b>Sayfa</b> |
|-------------------------------------------------------------------------------|--------------|
| Şekil 8.15. Kütlesel olarak (%90-10) R134a/R290 sisteminin ekserji kaybı..... | 50           |

## SİMGELER VE KISALTMALAR

Tez çalışmasında kullanılan bazı simgeler ve kısaltmalar, aşağıda açıklamalarıyla birlikte verilmiştir.

| Simgeler        | Açıklama                                      |
|-----------------|-----------------------------------------------|
| $h$             | Entalpi ( kJ/kg)                              |
| $T_{buh}, T_e$  | Buharlaştırıcı veya evaporatör sıcaklığı (°C) |
| $T_{yoğ}, T_c$  | Yoğuşturucu veya kondenser sıcaklığı (°C)     |
| $m,$            | Kütle (kg)                                    |
| $P_c$           | Kritik Basınç (pa)                            |
| $T_0$           | Çevre sıcaklığı (°C)                          |
| $s$             | Entropi (kJ/kgK)                              |
| $e$             | Özgül ekserji (kJ/kg)                         |
| $Q_H$           | Yüksek ısı kaynağı ( kJ)                      |
| $Q_L$           | Düşük ısı kaynağı (kJ)                        |
| $\dot{Q}_{buh}$ | Buharlaştırıcıda çekilen ısı (kW)             |
| $\dot{Q}_{yoğ}$ | Yoğuşturucudan atılan ısı (kW)                |
| $\dot{W}_{fan}$ | Fan gücü (kW)                                 |
| $\dot{m}_h$     | Hava debisi ( kg/s)                           |
| $\dot{m}_r$     | Soğutucu akışkanın debisi ( kg/s)             |
| $W$             | İş (J)                                        |

**Simgeler****Açıklama** $\dot{W}_{bf}$ 

Buharlaştırıcı fanının gücü (kW)

 $W_{net,giren}$ 

Isı pompasına giren net iş (kJ)

 $W_{net,çikan}$ 

Net iş çıkışının miktarı (kJ)

 $T_c$ 

Kritik sıcaklık (°C)

 $T_{kn}$ 

Kaynama noktası (°C)

**Kısaltmalar****Açıklama****Ashrae**

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

**CFC**

Kloroflorokarbonlar

**COP**

Performans katsayısı

**COP<sub>ip</sub>**

Isı pompası performans katsayısı

**COP<sub>s</sub>**

Soğutma performans katsayısı

**COP<sub>sis</sub>**

Sistem performans katsayısı

**GWP**

Global warming potential

**GK**

Güvenlik kodu

**HC**

Hidrokarbonlar

**HCFC**

Hidrokloroflorokarbon

**HFC**

Hidroflorokarbon

**Kısaltmalar****Açıklama****HVAC**

Heating ventilating and air conditioning

**HSK**

Hacimsel soğutma kapasitesi

**I.P**

Isı pompası

**ODP**

Ozan delme potansiyeli

**S.M**

Soğutma makinesi

## 1. GİRİŞ

Günümüzde, ısıtma sistemlerinde tüketilen enerjinin toplam enerji tüketimindeki payı, yaklaşık olarak % 20'sini oluşturmaktadır. Bundan dolayı, enerjinin ve hatta boşa giden enerjinin etkin ve verimli kullanımı, özellikle büyük önem taşımaktadır.

Günümüzde enerji üretim kaynaklarının sınırlı ve enerji üretim maliyetlerinin yüksek olması, mevcut enerjinin etkin ve verimli bir şekilde kullanılması zorunluluğunu beraberinde getirmiştir. 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 [1].

Bilindiği gibi soğutma sistemleri birçok alanda kullanılmaktadır. Yaygın olarak kullanılan sistemler ısı pompası ve soğutma makineleridir. Isı pompaları gelişmiş, en yaygın kullanılan soğutucu ve ısıtıcı sistemlerin temelini oluşturur. Bu sistemlere örnek verecek olursak buzdolapları, klimalar, araç soğutma sistemleri, soğuk hava depoları vs. dır. Bu cihazlar ve sistemlerde kullanılan soğutucu akışkanlar çevreye, özellikle ozon tabakasına ciddi zarar vermektedir. Konutlarda kullanılan buzdolabı sayısı düşünülürse soğutucu akışkanların çevreye verdiği zarar göz ardı edilemez düzeydedir [2].

Isı pompası ve soğutma makinelerinde soğutucu akışkanlar kullanılır, sistemde ısının bir bölümden alınıp başka bir bölüme iletilmesinde kullanılan aracı madde olarak adlandırılırlar. Soğutucu akışkanlarında yapısal olarak çeşitleri bulunmaktadır. Özellikle yapılarında klor ihtiva eden halojen soğutucu akışkanlar (CFC, HCFC), üstün termodinamik ve termofiziksel özelliklerinin yanı sıra düşük maliyetleri, zehirli ve patlayıcı olmamaları gibi avantajları nedeniyle gelişmekte olan ülkelerde halen yaygın olarak kullanılmaktadır. Yüksek ODP ve GWP'lerinden dolayı halojen soğutucu akışkanların Montreal ve Kyoto protokolleri ile tedavülden kaldırılmasına karar verilmiştir. Montreal Protokolü (1987) ile HCFC akışkanların terk edilmesiyle ilgili oluşturulan takvim gelişmiş ülkeler için 2030 yılında son bulmaktadır. Buna



rağmen CE-2037/2000 no'lu Avrupa Birliği Yönetmeliği (CE Regulation 2000) bu kısıtlamaları daha da sıkılaştırmış, ticari olarak son tarihi 31 Aralık 2009, kullanım için 1 Ocak 2015'i belirlemiştir [3].

Kyoto Protokolü (1997) ile HFC'lerin düşük ODP etkilerine rağmen GWP'lerinin yüksek olduğu ortaya konmuştur [4].

Hidrokarbonlar (HC) doğal, zehirsiz, ozonu tüketmeyen, yüksek enerji verimliliği sağlayan, küresel ısınma potansiyeli değeri ihmal edilebilir düzeyde olan, maliyeti düşük değişiklikler ile CFC, HCFC ve HCF ile uyumlu soğutma sistemlerinde kullanılabilen ve mevcut soğutucu akışkan yağları ile uyumluluk gösteren akışkanlardır. Doğada saf olarak bulundukları için üretimi kolay ve maliyeti düşüktür [5].

Propan (R290) termodinamik özellikleri itibarıyla R134a'ya yakın özelliklere sahip olup, R134a kullanılan sistemlerde doğrudan kullanılabilecek yapıdadır. R290 günümüzde, özellikle Kuzey Avrupa'da, buzdolapların yaklaşık % 35'inde kullanılmaktadır. Düşük zehirlilik, düşük buharlaşma sıcaklığı ve yüksek soğutma performansına sahip olmasına rağmen yüksek oranda yanıcıdır [6]. Ancak özellikle evsel buzdolaplarında kullanılan soğutucu akışkan miktarı göz önünde bulundurulduğunda, yanıcılık dezavantajı göz ardı edilebilecek bir özelliktir.

Son yıllarda R290 ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmaların birçoğu genellikle hidrokarbon karışımları ile ilgilidir [7]. Yapılan çalışmalarda hidrokarbonların genelde, -15 ila -20 °C buharlaşma sıcaklıklarında, 3 ila 5 COP değerlerinde iyi bir alternatif akışkan oldukları ortaya konmuştur.

Bu çalışmada, son 20 yıl içerisinde üretilmiş ve günümüzde evsel ve ticari soğutucularda yaygın olarak R134a soğutucu akışkanı ve bu akışkan ile benzer termofiziksel özellikler gösteren R134a-R290 karışımlarının ve karışım gaz'ı performanslarını, deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Ayrıca, R134a kullanılan soğutma sistemlerinde de doğrudan R290 kullanılabiliirliği araştırılmıştır.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanlar gerek sanayi gerekse evsel soğutmada çevresel etkileri gözden geçirilerek geliştirilmiştir. Soğutucu akışkanlar çevreye dostu ve verimi yüksek olmalıdır. Aşağıda soğutucu akışkanlarla yapılan deneysel çalışmalara yer verilmiştir.

James ve Missenden, evsel soğutma sistemlerinde R290'nın performansını CFC ile uyumluluğunu, yanıcılığını, çevreye olan zararını ve gazın güvenliği gibi etkenler üzerinde yaptıkları çalışmada R290'nın CFC gibi soğutucu gazlara alternatif olabileceğini bildirmişlerdir [8].

Petz ve Wolf, R12 kullanılan sisteme alternatif olarak R290, R600a ile yaptığı çalışmada soğutma kapasitelerini ve enerji tüketimlerini gözlemlemişlerdir. Soğutma kapasitesinde R290'nın verimi R12'ye göre %20 fazla, ancak enerji tüketim değerleri %5 daha yüksek olarak görülmüştür. R600a da ise soğutma kapasitesi R12'nin yaklaşık yarısı kadar görülse de enerji tüketimi %10 azdır. Sonuç olarak R290 ve R600a'nın daha yüksek enerji verimliliği için piston contaları ve vanaların sızıntıları engellenirse verimliliğin artacağını belirtmişlerdir [9].

Lee ve Su, 150 gr R600a kullanarak şarj ettikleri soğutma sisteminde 4 °C ve dondurma uygulamaları için -10 °C soğutma durumlarında deneysel analiz yapmışlardır. Çalışmaları sonucunda R600a kullanılan sistemde soğuk depo uygulamasında 1,2 ile 4,5 arasında ve dondurma uygulamasında ise 0,8 ile 3,5 arasında COP elde edilmiştir [10].

Halimic vd. deneysel çalışmalarında R134a, R401A ve R290 soğutucu akışkanlarını sistemin kendi akışkanı olan R12'ye göre incelemiştir. Sonuç olarak R290 diğer akışkanlara göre en yüksek soğutma kapasitesi göstermiştir [11].

Bansal ve Purkayastha, 1998 yılında soğutucu akışkanlar için NTU-ε modeli adlı çalışma yapmışlardır. Simülasyon olarak yaptıkları bu çalışmada buhar sıkıştırma

sistemlerde alternatif soğutucu akışkanın kullanılması durumunda kararlı hali incelemişlerdir. REFPROP programını kullanarak modele uygun hidrokarbon akışkanları da alan yeni akışkanlarda incelemişlerdir. Modellemede kullanılan ana girdiler kompresör verimi, ısı değiştiricinin fiziksel verileri, ısı transfer akışkanına ait kütle debisi, buharlaştırıcı ve yoğusturucu giriş sıcaklıkları, ısı değiştirici boyunca basınç düşümü, buharlaştırıcının ve yoğusturucunun kapasitelerini simülasyonda kullanmışlardır. Simülasyondan alınan sonuçlarda R22 ve R290 gibi uyumlu olduğu görülmüştür. Sonuç olarak deneylerde tespit edilen diğer ısıtıcılar gibi karışım soğutucu akışkanlara da uygulanabileceğini görülmüştür [12].

Linton ve ark. yapmış oldukları çalışmada R502 akışkanın alternatifi olarak -35 ile -15 °C buharlaştırıcı sıcaklıklarında yaptıkları çalışmalarda R407a, R407b, R404a ve R507 kullanılabilirliğini tespit etmişlerdir [13].

Türkoğlu ve arkadaşları, R134a, R404a, R507 ve R290 alternatif soğutucu akışkanlarının R12, R502 ve R22 gibi eski tip soğutucu akışkanların yerine kullanılabilirlik açısından buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde incelemişlerdir. Sistemde, kompresör gücü, farklı yoğusturucu sıcaklıklarında basınç oranı, kütle debisi ve soğutucu veriminin buharlaştırıcıdaki, akışkan sıcaklığı ile değişimi farklı soğutucu akışkanlar için incelenmiştir. Çalışmadaki sonuçlar alternatif soğutucu akışkanların seçimini kolaylaştırmak için grafikler ve tablolar halinde verilmiş ve farklı soğutucu akışkanlar aynı soğutma yükü ve kullanan ticari soğutucular karşılaştırılmıştır [14].

Ataer ve ark. yaptıkları çalışmada, Türkiye'de kapasitesi küçük olan ticari soğutucu üreticileri için, R12' ye alternatif R134a, R404a ve R290 alternatif soğutucu akışkanlar kullanılması halinde yapılması gereken teknoloji değişimlerini belirlemişlerdir. Yapılan çalışmalarda, farklı soğutma yükünün yanında çalışma şartlarında sekiz adet ticari soğutucu için yapılmış ve tasarım sonuçları tablolar halinde verilmiştir. Sistemde bazı değişiklikler yapılarak teknoloji değişimleri gerçekleştirilen ticari soğutucuları, ilgili standartlara uygun olarak hazırlanan test odasında test etmişler ve test sonuçlarını teorik sonuçlarla karşılaştırmışlardır [15].

Sekhar ve Lal, orta ve düşük sıcaklıklı sistemlerde kullanılan soğutucu akışkan karışımlarına ait performanslarını iki adet düşük sıcaklıklı sistemde deneysel olarak incelemişlerdir. R134a/HC karışımında %9 oranında HC içeren düşük ve orta sıcaklıklı sistemlerde kullanmışlardır. Yapılan deneysel çalışmada yeni karışımın orta sıcaklık sistemlerinde R12'ye göre %10 - %30 oranında, düşük sıcaklık sistemlerinde ise durum %5 - %15 arasında daha az enerji harcandığı tespit edilmiştir [16].

Mani ve Selladuari, deneysel çalışmalarda %68/32 oranında R290/R600a HC karışımını çalışmalarında incelemiştir. Deneysel çalışmalarda R12 ve R134a'ya alternatif olarak sunmuş ve karşılaştırmıştır. Deneysel analiz sonuçlarına göre R290/R600a karışımının R12'ye göre karşılaştırıldığında %20,6 ile %50,1 arasında R134a'ya göre ise %19,9 oranında daha fazla soğutma kapasitesine sahip olduğunu göstermiştir [17].

Richardson ve Butterworth, deneysel olarak buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde kullanılan soğutucu akışkan R12 ile %56/44 ve %43/57 oranlarında R290/R600a ile ölçümü yapmışlardır. R290/R600a yapılan %56/44 oranındaki karışım R12'den daha yüksek bir COP değeri göstermiştir. Karışımın %43/57 oranlısı ise -10 °C üzerindeki sıcaklıklarda yüksek performans tespit edilmiştir [18].

Alsaad ve Hammad, çalışmalarında R290, R600 ve R600a içeren LPG soğutucu akışkanı ile sırasıyla kütle oranında %24,4/56,4/17,2 karışımını R12 ile çalışmaya uyumlu evsel bir soğutma sisteminde yaptıkları çalışmada 27 °C yoğulaştırıcı sıcaklığı ve 20 °C ortam sıcaklığında 3,4 COP değeri ve -15 °C'ye kadar buharlaştırıcı sıcaklığı elde tespit edilmiştir. Bir başka deneysel çalışmada ise R12 ile uyumlu evsel soğutma sistemine farklı HC karışımları (%100 R290, %75,9/15/9, %50/38,3/11,7 ve %25/57,5/17,5 kütle oranlarında R290/R600/R600a sisteme şarj edilerek performans ölçümü yapmışlardır. Bu ölçümün sonunda %50/38,3/11,7 oranındaki karışım 27 °C yoğusturucu sıcaklığında 3,7 COP değeri ve -16 °C buharlaştırıcı sıcaklığı ile en yüksek performansı göstermiştir. R12'ye alternatif olarak bu karışım aynı koşullarda 3,6 COP değerini göstermiştir [19,20].

Coulbourne ve Ritter, yapmış oldukları çalışmalarda R290/R600a ile kütleli olarak %45,2/54,8 oranında HC karışımının kimyasal olarak kararlı davranış gösterdiğini ve hermetik kompresörlerde metal olmayan kısımlarıyla tepkimeye girmeyen yapıda olduğunu tespit etmişleridir [21].

Arcaklıoğlu, yapmış olduğu tezinde R12'ye alternatif aramak için yaptığı teorik çalışmada, R290/R600a'nın teorik olarak yaptığı performans çalışmasında 9 farklı karışım oranını (% 40/60, 43/57, 48/52, 50/50, 56/44, 60/40, 70/30, 80/20, 90/10) hesaplamıştır. %14/86 oranında R152a/R134a, %18/82 oranında R600a/R134a ve %5/95 oranında R290/R134a karışımlarına göre daha iyi hacimsel soğutma katsayısı gösteren R290/R600a'nın %56/44 oranlı karışımı R12'ye en iyi alternatif olarak tespit edilmiştir [22].

Wongwises ve Chimres, R134a'ya alternatif sunmak için R290, R600 ve R600a soğutucu akışkanlarını saf, ikili ve üçlü olarak orta boy hermetik kompresörlü buhar sıkıştırmalı bir soğutma sisteminde kullanmıştır. Deneysel çalışmada sisteme, %60/40 oranında R290/R600 ile R134a'dan daha az enerji tükettiği tespit edilmiştir. Sebebi bu karışımın doyma sıcaklığının R134a'dan daha düşük, erime sıcaklığının da R134a'dan daha yüksek olmasıdır. Bunun yanında sisteme 60g HC şarjı yapılırken, R134a şarjı 120g'dır. Sisteme yapılan bu şarjdan HC karışımının daha ekonomik olduğu söylenebilir. Diğer çalışmada ise Wongwises vd. araç iklimlendirme sisteminde yaptıkları çalışmada R290/R600/R600a sırayla %50/40/10 oranında karışımının R134a'dan daha düşük kompresör deşarj sıcaklığı ve basıncı gösterdiğini, 4-6 °C buharlaştırma sıcaklığında R134a'dan %16,5 daha yüksek COP değerine sahip olduğunu tespit etmiştir [23,24].

Fatouh ve Kafafy, LPG kullanarak yaptıkları çalışmada, %60 propan ve %40 ticari bütan içeren deneysel analiz sonucunda, soğutma sisteminin enerji tüketiminin %10,8 azaldığını, COP değerinin %7,6 arttığını tespit etmişlerdir. LPG'nin sistemdeki şarjı arttıkça deşarj sıcaklığı, soğutma kapasitesi ve elektrik tüketimi artış görülmüştür. Bu sebeple uygun değer LPG şarjı 60 g olarak öngörülmüştür. Diğer çalışmalarında ise -35 °C ve -10 °C arası buharlaştırma sıcaklıkları ve kondenser

sıcaklıkları 40-60 °C göz önüne alarak HC ve HC karışımları için simülasyon hazırlamışlardır. Deneylerde görülen %60 propanlı Propan/bütan/ticari bütan karışımı R134a ile hemen aynı buhar basıncındadır. R134a'dan 2 °C daha fazla deşarj sıcaklığı gösterir, COP değeri ise %2,3 fazladır [25,26].

Park ve Jung, deneysel çalışmalarında R170/R290 ile şarj ettikleri bir ısı pompasının performansını incelemişlerdir. Sistemde R170 oranı artan karışımında deşarj sıcaklığı düşmekte ve soğutma kapasitesi de artmaktadır. Çalışmada görülen düşük deşarj sıcaklığı sistem güvenilirliğini ve ömrünü uzatmaktadır bu da üreticilere fayda açısından yara sağlar. R170/R290 karışımının sıvı faz yoğunluğu düşük olduğundan R22'den %58 daha az şarj gerektirmektedir. %6 R170 içeren karışımın COP değeri R22'den %6 fazladır ve bu karışım R22'ye uzun vadede alternatif olarak tespit edilmiştir [27].

Dalkılıç ve Wongwises, yapmış oldukları teorik çalışmalarında bir buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde karışım olarak HC, HFC ve HC ile performans analizi yapmışlardır. Çalışmaların sonucunda ise 50 °C yoğuşturucu ve -10 °C buharlaştırıcı sıcaklığında, %40/60 oranlı R290/R600a'yı R12' ye alternatif olarak ve %20/80 oranlı R290/R1270 karışımını da R22'ye alternatifi olarak tespit etmişlerdir [28].

Apprea ve Renno, yaptıkları çalışmada soğutucu akışkan olarak R417A karışım oranları bakımından (R125-R134a-R600, %46,6-50-3,4) ile R22'nin deneysel olarak ekserji ve enerji performanslarını karşılaştırmışlardır. Ekserji ve enerji performanslarını bakımından karşılaştırılan soğutucu gazlar soğuk depo düzeneğinde yaz ve kış için elde edilen bilgilere kıyasla R22, R417a'dan daha üstün performans gösterse de R417a eski sistemlere tam uyumu ve çevre dostu olması nedeniyle uzun vade R22'ye alternatifi olarak göz önüne alınabilir [29].

Jabaraj ve ark., çalışmalarında R407c/HC karışım oranı bakımından (%80/20) karışımının performansını pencere tipi iklimlendiricide R22'ye alternatif olarak gözlemlemiştir. HC karışımı R600a/R290 oranı (%54,8/45,2) dır. %20 oranında HC

karışımı ile sıcaklık kayması değeri 6 °C civarında olsa da R22'ye alternatif olabilecek durumdadır [30].

Sekhar ve ark, deneysel analizini yaptıkları çalışmalarında 3 farklı R134a/R290/R600a karışımını yapmıştır. R134a ile HC karışımını %7/9/11 olarak karıştırmışlardır. R290/R600a %45,2/54,8 oranında karıştırılmıştır. R134a/HC (%91/9) karışımının enerji tüketimi R12'den %6,4'e kadar azdır. Teorik COP değeri %3-12, gerçek COP değeri %3-8 arasında R12'den fazladır. Sıcaklık değişimi 3 °C civarındadır ve kabul edilebilir değerdedir. Yağ uyumluluğu konusunda da 8000 saatlik çalışma sonucunda hiçbir problem yaşanmamış olduğu görülmüştür [31].

Sekhar ve Lal, R134a/HC karışımı oranı (%91/9) olan soğutucu akışkanda evsel soğutucu, derin dondurucu, soğuk oda ve otomat soğutucuda performansını değerlendirmiştir. R290/R600a karışımı (%44,8/55,2)'dan oluşmaktadır. Elde edilen sonuçlara göre HFC/HC karışımı R12'den %10-30 arası daha iyi performans ve %5-15 arası daha az enerji tüketimi değerleri tespit edilmiştir [32].

Deneysel çalışmamda ısı pompası ile sistemin referans akışkanı R134a'ya, alternatif olarak karışım gazı ve kütleli olarak farklı oranlarda R134a-HC karışımları kullanılmıştır. Soğutma katsayılarındaki elde edilen veriler yardımıyla soğutma sisteminin performansı deneysel olarak incelenmiştir. Termodinamik özellikler REFPROP programı ve alt yazılımları yardımıyla elde edilerek, enerji ve ekserji analizi uygulaması yapılmıştır.

### 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 işlemini gerçekleştirebilmek için birçok çevrim ve sistem kullanılmıştır [33].

Günümüzde, soğutulacak malzemeye, miktarına, soğutma yapılacak yere, istenilen sıcaklık değerine, vb. nedenlere bağlı olarak değişiklik gösteren soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Soğutma sistemlerinin yaygın olarak kullanılanları aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

- Absorbsiyonlu Soğutma Sistemi,
- Ejektörlü Soğutma Sistemi,
- Hava Soğutma Çevrimi,
- Termoelektrik Soğutma,
- Vorteks Tüpü,
- Termoakustik soğutma,
- Kademeli (kaskad) soğutma sistemleri,
- Paramanyetik soğutma sistemi,
- Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemleri [34].

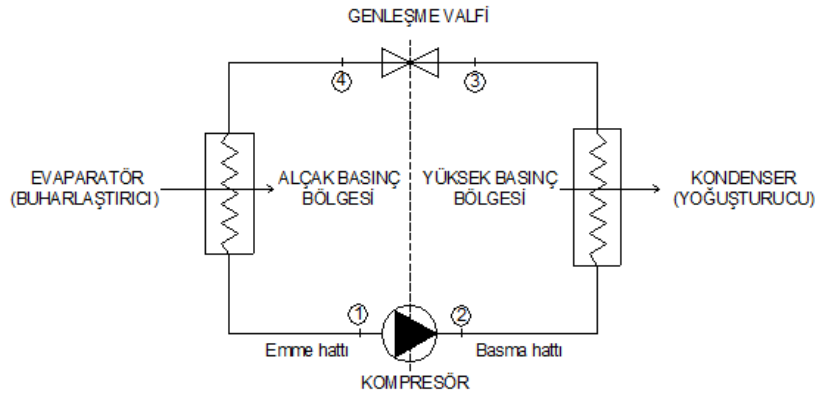
#### 3.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi

Bir sistemde sıcaklık bakımından düşük olan bir ortamdaki ısı yüksek bir ortama ısı enerjisi aktarmada görev yapan makinelere ısı pompası olarak tanımlanır.



Soğutma makineleri ise ısı pompaları aynı çevrimi gerçekleştirirler, fakat kullanım amaçları farklı olup aynı alanlarda da kullanılabilir.

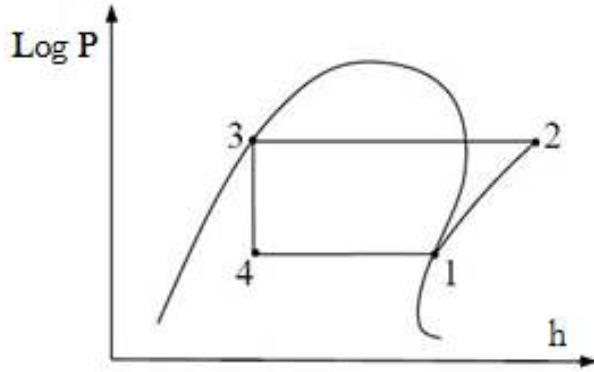
Bir soğutma makinesinin temel amacı sıcaklığı düşük ortamı, sıcaklığı yüksek ortamdan ısı enerjisi çekerek bulunduğu ortamı çevre sıcaklığının altında tutar. Şekil 3.1.'de buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sisteminin oluşturan sistem elemanları görülmektedir [35]. Soğutmacılıkta en sık uygulanmakta olan ve en çok tercih edilen sistemdir.



Şekil 3.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin elemanları

Şekil 3.1'de gösterilen mekanik soğutma sisteminin temel elemanları; kompresör, yoğuşturucu, genleşme valfi ve buharlaştırmacı olmak üzere dört ana elemandan oluştuğu görülmektedir. İş olarak soğutucu akışkanın kompresör tarafından sıkıştırılmasına dayanmaktadır. Soğutma sisteminde kompresör tarafından sıkıştırılan yüksek basınçlı soğutucu akışkan kızgın buhar halinde kondensere (yoğuşturucu) ya gönderilir. Yoğuşturucudan ortama ısı verilerek yoğuşan soğutucu akışkan genleşme vanasında alçak basında kısılarak buharlaştırmacıya ıslak buhar halinde girer. Ortam sıcaklığı altında bulunan soğutucu akışkan ortamın ısısını çeker ortamı soğutur, doymuş buhar halinde kömpresöre çekilen akışkan böylelikle çevrimini tamamlamış olur.

Soğutma çevriminin de görülen basınç-entapi diyagramı diyagramı Şekil 3.2.'de verilmiştir [36].



Şekil 3.2. Soğutma çevriminin de görülen Log P-h diyagramı [36].

Soğutma çevriminde soğutucu akışkan doymuş buhar olarak kompresöre girer ve izentropik bir sıkıştırmayla kompresörden yoğuşturucuya geçerek yüksek basınçta sıkıştırılır. Sıkıştırma işleminin sonucunda yoğuşturucuya giren kızgın buhar halindeki akışkan çevreye ısı atarak yoğuşur. Yoğuşan akışkan genişleme vanasından geçirilerek sabit entalpide buharlaşma basıncına kadar düşürülerek buharlaştırıcıya gönderilir. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıda çevre sıcaklığının altında çekildiğinden ortamdan ısı çekerek soğutma gerçekleşir. Doymuş buhar olarak buharlaştırıcıdan çıkan akışkan kompresöre girerek çevrimini tamamlar [37].

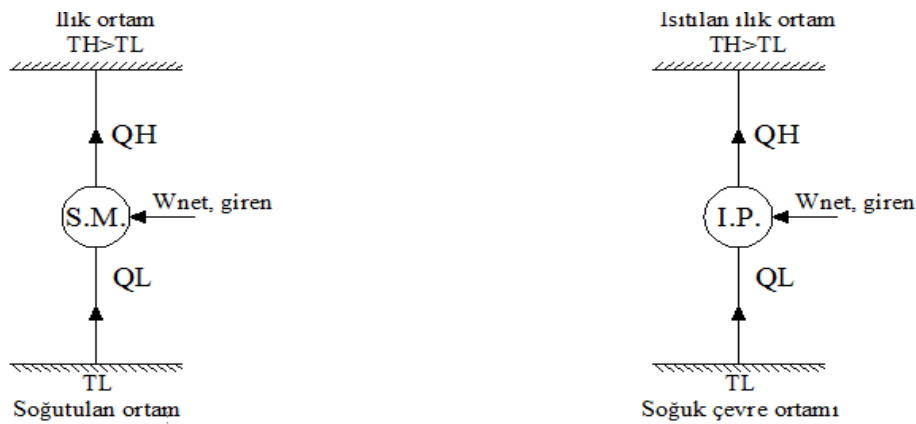
### 3.2. Isı Pompası

Isı pompası basit olarak ısıtma aylarında ısı enerjisini çevre sıcaklığından düşük ısı kaynağından ısıyı çekerek, yüksek sıcaklıktaki ısı kaynağına aktarmaktır. Isı pompası ile soğutma makinesini birbirinden ayıran tek fark kullanım amaçlarıdır [38].

Isı pompalarında, kondenserde 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 soğutucu ve ısı pompası arasında temel bir fark bulunmamaktadır. Sistem ilgi alanının yüksek sıcaklık bölgesi olması halinde "ısı pompası", düşük sıcaklık bölgesi olması halinde ise "soğutucu" olarak isimlendirilmektedir. Isıtıcı ve serinletici

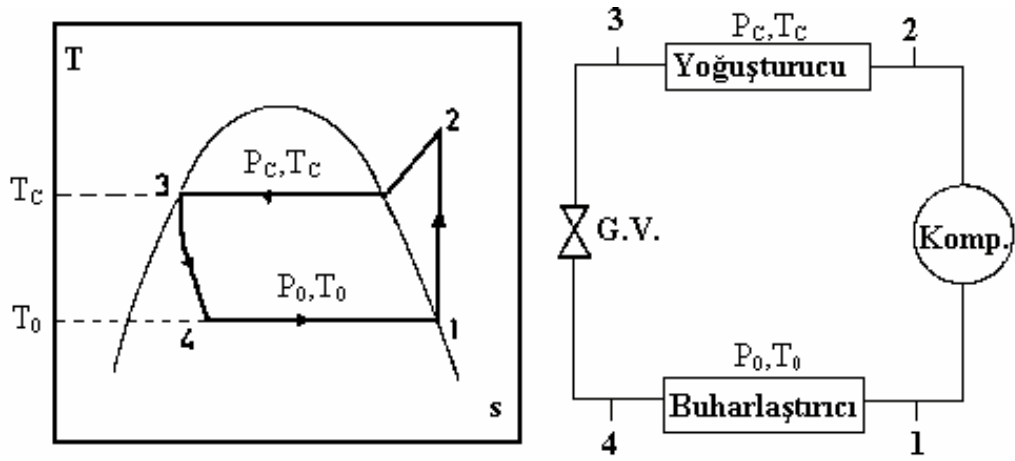
işlevlerinin her ikisinin birden değerlendirilmesi ise olayın ekonomikliği açısından önem taşımaktadır. Termodinamiğin ikinci yasasına göre düşük sıcaklık seviyesindeki ısıyı, yüksek sıcaklık seviyesine aktarmak için ilave bir enerji kaynağına gereksinimi ortaya koyar. Bu enerji ihtiyacı mekanik veya 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 oluyor. Ancak her yerde de gözümüz kapalı olarak ısı pompasından yararlanmayı düşünmemeliyiz. Öncelikle atılan ısının enerji (kalori) olarak büyüklüğü, sıcaklığı, geri kazanma yolları, ısı alınan soğuk ortam, konstruktif özellikler, 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 [39].

Soğutma makinesi ve ısı pompasının sisteminin çalışma modeli Şekil 3.3. 'te verilmiştir.



Şekil 3.3. Soğutma makinesi ve ısı pompasının termodinamik modeli

Burada  $Q_L$ ,  $T_L$  sıcaklığındaki soğutulan ortamdaki çekilen ısıyı göstermektedir.  $Q_H$  ise  $T_H$  sıcaklığındaki ılık ortama verilen ısıyı simgelemektedir.  $W_{\text{net,giren}}$  soğutma makinesine ve ısı pompasına girilen net iştir.



Şekil 3.4. T-s diyagramı ve ısı pompası şeması

Şekil 3.4.'te bir ısı pompası sisteminde T-s diyagramı görülmektedir. Burada çevrim akışkanı düşük basınçta, düşük sıcaklıkta ısı kaynağından ısı çeker ve buharlaşarak kompresörde basıncı yükselir. Kompresörden yüksek sıcaklık ve basınçta çıkan akışkan yoğusturucuya gelir. Akışkan yoğusturucuda ısı verdikten sonra sıvılaşır ve genişleme vanasında tekrar buharlaştırıcı basıncına dönerek çevrimi tamamlar [40].

#### 4. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Soğutma sisteminde, bir ortamdan ısıнын alınıp başka bir ortama ısıнын iletilmesine kullanılan ara maddeye soğutucu akışkan denir. Çoğunlukla bu akışkanlar, buharlaşma ve yoğuşma faz değişimi işlemleri yardımıyla, bir ortamdan çektikleri ısıyı diğer bir ortama atarlar. Bu faz değişimleri, mekanik buhar sıkıştırırmalı ve absorpsiyonlu sistemlerde görülürken hava gibi akışkan kullanan soğutma sistemlerinde görülmez. Bir soğutma cihazının tasarımı, seçilen soğutucu akışkanın özelliklerine bağlıdır [41].

19. yüzyıldan sonra soğutucu akışkan olarak karbondioksit, hava, su ve amonyak gibi doğal maddeler kullanılmıştır. Zamanla teknolojinin gelişimine bağlı olarak inorganik soğutucu akışkanların kullanım yaygınlaşmıştır. Bunlar kloroflorokarbon ve hidrokloroflorokarbonlardır. Soğutma sistemlerinde en çok kullanılan yapay soğutucu akışkan maddeler ise R 12, R 22 ve R 502 'dir [42].

ASHRAE 34 numaralı standart tarafından sınıflandırıldığı üzere birçok soğutucu madde olmasına rağmen sadece bunların bazıları ticari ve evsel soğutma uygulamalarında kullanılmaktadır. Aşağıda kullanılan veya geçmişte kullanılmış genel soğutucu akışkan gruplarının kısa bir özeti verilmiştir [43].

*Su (R718):* Genellikle soğutma uygulamaları absorpsiyonlu çevrimden veya buhar sıkıştırırmalı çevrimden oluşmaktadır. Ticari absorpsiyonlu soğutma çevrimlerinde soğutucu akışkan olarak genellikle absorbent olarak lityum bromit gibi bir tuz çözeltisi ile su kullanılır. Suyun en önemli özelliği ise zehirsiz, yanıcı olmayan ve bol miktarda bulunan doğal bir soğutucu akışkandır [44].

*Amonyak (R717):* Amonyak, doğal bir soğutucu olup en verimli ve günümüzde kullanılan en eski soğutucu akışkanlardan birisidir. Genellikle pozitif yer değiştirmeli kompresörlerin kullanıldığı buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Amonyak birçok büyük ticari iklimlendirme sistemlerinde kullanılmasına rağmen çoğunlukla endüstriyel uygulamalarda kullanılmaktadır.

*Karbondioksit (R744):* Karbondioksit, doğal bir soğutucu akışkandır. Bu yüzyılın başında kullanımının durdurulmasına rağmen yeni araştırmalar tekrar kullanımı için eğilimler göstermektedir. Önceleri, sadece pozitif yer değiştirmeli kompresörlü buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde kullanılmaktaydı. 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.

#### **4.1. Hidrokarbonlar**

R290 ve R600a, diğer hidrokarbonlar arasında buhar sıkıştırmalı 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.

#### **4.2. Kloroflorokarbonlar (CFC)**

Bünyesindeki klor, flor ve karbon atomlarının bileşik isimleri olarak adlandırılan soğutucu akışkanlardır. CFC'ler etan veya metan serisinden oluşan bileşikler olabilir. CFC'ler en fazla ozon tabakası tahribatı yapan soğutucu akışkanlardandır. Ayrıca küresel ısınma potansiyelleri oldukça fazla olan bu akışkanlar kimyasal yapılarından dolayı uzun zaman atmosferde bozulmadan kalabilirler. Sonuçta, ozon tabakasının tahribine neden olurlar. Uygulamada yaygın olarak kullanılanları bazı akışkanlar CFC'ler R11, R12, R13, R114 ve R115'tir.

#### **4.3. Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC)**

Yapılarında hidrojen, klor, flor ve karbon içeren bileşikler olarak bilinir. Etan ve metan bulunan yapılarında hidrojen atomlarının bazıları klor veya klor atomları ile yaptıkları yer değiştirmeler sonucunda halojen adını alırlar. İçerdikleri klor ozon tabakasına zarar verir bu zarar CFC'lere oranla daha az nitelendirilebilir. Ozon delme potansiyeli 0,01 ile 0,1 arasında değişir.

#### 4.4. Hidroflorokarbonlar (HFC)

HFC'ler yapılarında hidrojen, flor ve karbon bulunur. İçeriğinde klor bulunmadığından dolayı ozon tabakasına zarar vermezler bundan dolayı CFC'lere alternatif oluşturur. HFC'ler ozon tabakasına zarar vermemelerine rağmen yüksek oranda küresele ısınma etkisine sahip akışkanlardır.

#### 4.5. Karışım ve İnorganik Soğutucu Akışkanlar

Soğutucu akışkanlar saf halde bulundukları gibi karışım halinde de bulunabilirler. Karışım şeklindeki soğutucu akışkan oluşturan bileşen soğutucu akışkanlar, genellikle benzer özellik göstermeyebilir. Bunu sebebi farklı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları farkı basınç altında ki özgül ağırlıkları belirleyici rol oynar. Bu karışımlar azeotropik ve zeotropik şekilde adlandırılırlar.

*Azeotropik soğutucu karışımları:* Azeotropik soğutucu karışımlarında doymuş buhar ve doymuş sıvı fazlarının termodinamik fiziksel özellikleri birbirinin aynıdır.

*Zeotropik soğutucu karışımları:* Azeotropik soğutucu karışımlarının aksine bu karışımlar iki veya üç bileşenli olan durumlarında doymuş sıvı ve doymuş buhar fazlarında termodinamik fiziksel özellikleri birbirinden farklıdır. Bu tür karışımlarda sabit kaynamaya ve buharlaşma sıcaklıklarından denge halinde değildir.

Belirli oranlarda karıştırılarak elde edilen iki veya daha fazla soğutucu akışkan gruplarıdır. En popüler karışımlar R500, R502, R404a ve R407a'dır. Yapılan yoğun çalışmalar sonucu ozonu hiç tahrip etmeyen ve küresel ısınmaya etkisi olmayan akışkanlar geliştirilmektedir.

Çizelge 4.1'de günümüze kadar kullanılmış ve hali hazırda kullanılmakta olan ve gelecek yıllarda alternatif olarak kullanılacak bazı soğutucu akışkanlar kimyasal gösterişleriyle beraber verilmiştir.

Çizelge 4.1. Bazı soğutucu akışkanların formül, tanım ve kullanılabilirlik sınıfı

| Soğutucu Akışkan  | Kimyasal Tanımı     | Kimyasal Formülü                               | Kullanılabilirlik Sınıfı |
|-------------------|---------------------|------------------------------------------------|--------------------------|
| R 11 (CFC 11)     | Triklorformetan     | $\text{CFCl}_3$                                | 1                        |
| R 12 (CFC 12)     | Diklorformetan      | $\text{CF}_2\text{Cl}_2$                       | 1                        |
| R 13 (CFC 13)     | Klortiflormetan     | $\text{CClF}_3$                                | 1                        |
| R 13 B1(BFC13)    | Bromtriflormetan    | $\text{CBrF}_3$                                | 1                        |
| R 22 (HCFC 22)    | Klordiflormetan     | $\text{CHF}_2\text{Cl}$                        | 2                        |
| R 23 (HCF 23)     | Triflormetan        | $\text{CHF}_3$                                 | 3                        |
| R 32 (HCF 32)     | Diflormetan         | $\text{CH}_2\text{F}_2$                        | 3                        |
| R 113 (CFC113)    | Triklortrifloreten  | $\text{C}_2\text{F}_3\text{Cl}_3$              | 1                        |
| R 114 (CFC114)    | Triklortrifloreten  | $\text{C}_2\text{F}_4\text{Cl}_2$              | 1                        |
| R 115 (CFC115)    | Diklortetrafloretan | $\text{C}_2\text{F}_5\text{Cl}$                | 1                        |
| R 123 (HCFC123)   | Diklortrifl üreten  | $\text{C}_2\text{HF}_3\text{Cl}_2$             | 3                        |
| R 125 (HFC 125)   | Pentafloretan       | $\text{CF}_3\text{CHF}_2$                      | 3                        |
| R 134a(HFC 134a)  | Tetrafloretan       | $\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$               | 3                        |
| R141b(HCFC141b)   | Flordikloreten      | $\text{C}_2\text{Cl}_2\text{FH}_3$             | 3                        |
| R 143a (HFC143 a) | Trifloreten         | $\text{CF}_3\text{CH}_3$                       | 3                        |
| R 152a (HFC 152a) | Difloreten          | $\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$               | 3                        |
| R 290 (HC 290)    | Propan              | $\text{C}_3\text{H}_8$                         | 3                        |
| R 600 (HC 600)    | Bütan               | $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$ | 3                        |
| R 600a (HC600a )  | İzobütan            | $\text{CH}(\text{CH}_3)_3$                     | 3                        |
| R 717             | Amonyak             | $\text{NH}_3$                                  | 3                        |
| R 718             | Su                  | $\text{H}_2\text{O}$                           | 3                        |
| R 744             | Karbondioksit       | $\text{CO}_2$                                  | 3                        |

#### 4.6. Soğutucu Akışkanlar ve Özellikleri

- Soğutucu akışkanın buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır (Daha az soğutkan akışı).
- Düşük bir enerji (güç) sarfıyatı ile daha çok soğutma elde edilebilmelidir.
- Evaporatör basıncının yüksek ve yoğuşma basıncının düşük olması gerekir.
- Vizkozitesi düşük, yüzey gerilimi (kılcallığı) az olmalıdır.
- Emniyetli, güvenilir, nakli, depolanması ve sisteme şarjı kolay olmalıdır.



- Soğutma çevriminde bulunmaması gereken rutubet (su) bulunsa bile çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmemelidir.
- Yağlama yağları ile soğutma çevrimindeki elemanlar arasında zararlı reaksiyonlara girmeme korozif yapıda olmalıdır.
- Sistemde kaçak olduğunda havaya karışması sonucunda etraftaki insanlara, çevreye zarar vermeyecek yapıda olmalıdır.
- Sistemde kaçak olması halde, özellikle yiyecek maddeleri üzerinde zararlı etki göstermemelidir. Sistemden kaçması halinde kolay fark edilmeli ve saptanabilmelidir.
- Havaya karıştığında yanıcı ve patlayıcı ortam oluşturmamalıdır.
- Temini kolay fiyatı düşük olmalıdır.
- Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların sınır değerlerinde bile ayrışıp çözülmemeli ve özelliklerini yitirmemelidir.
- Hermetik ve yarı-hermetik tip kompresörler için elektriksel özellikleri uygun olmalıdır.
- Kritik noktası ve kaynama sıcaklığı, kullanılacağı soğutma sistemine uygun olmalı, ısıl kondüktivitesi yüksek, molar buhar ısınma ısısı ise alçak olmalıdır.
- 101300 (pa) = 1,013 (bar) 'lık normal atmosfer basıncı koşullarında geçerli olan kaynama, buharlaşma ve yoğuşma sıvılaşma sıcaklığı olabildiğince düşük seviyede bulunmaktadır. Bunun nedeni açıktır. Soğuk ortamlara ilişkin sıcaklık derecelerinin haliyle düşük seviyeli olması söz konusudur. Mekanik kompresörlü buhar sıkıştırmalı soğutma makinelerinde evaporatör aygıtı soğuk kaynak yerleştirilmekte, buharlaşma olayı bu aygıt içinde düşük sıcaklık etkisi altında gerçekleşmektedir. Soğutucu akışkanların düşük doyma sıcaklıklarına ve doğallıkla da buna karşılık olan düşük doyma basıncı değerlerinde buharlaşabilmesine gerek vardır.

- Buharlaşma olayıyla ilgili olarak düşük doyma sıcaklığı değerlerine karşılık olan doyma basıncı değerleri m¼mk¼n mertebe düşük d¼zeyli olmalıdır. Bu ¼zellik soğutucu akışkanların evaporat¼r aygıtında olabildiğince düşük seviyeli doyma basıncı değerlerinin etkisi altında buharlaşması gerektiğini belirtir. Bu sayede hem kompres¼r tarafından t¼ketilen elektrik enerjisi sarfıyatında azalma g¼zlenir ve hem de buharlaşma basıncının düşük d¼zeyli olmasına bağlı olarak yoğuşma basıncı ile yoğuşma sıcaklığının daha fazla artmaması sağlanır. Bir başka avantaj da düşük basınç koşullarında sızdırmazlık ¼zellięinin daha kolaylıkla sağlanabilmesi olanağının yaratılmasıdır.
- Evaporat¼r aygıtında oluşan buharların k¼tlesel ¼zg¼l hacim değerleri olabildiğince düşük olmalıdır. Bu ¼zellik kompres¼r g¼c¼n¼n azaltılabilmesi ve bu yolla enerji ekonomisi sağlanabilmesi imk¼nına elverir. Buharlaşma olayı sırasında oluşan buhar hacminin düşük d¼zeyli olması da aynı amaca hizmet eder.
- Soğutucu akışkanların olabildiğince düşük d¼zeyli doyma basıncı değerlerinde yoğuşabilmesi gerekir. Bu sayede kompres¼r g¼c¼n¼n azaltılabilmesi olanağı elde edilebildiği gibi kondanser aygıtının ve dolayısıyla tesisatın daha kolaylıkla denetim altında tutulabilmesi imk¼nı da sağlanabilir. Akışkan kaçağı tehlikesinin en alt d¼zeye indirilebilmesi ve b¼ylelikle sızdırmazlık ¼zellięinin daha uygun koşullarda sağlanabilmesi de yine bu yolla m¼mk¼n olabilir.
- Soğutma makinesinin bir ısı pompası niteliğinde tasarlanıp sıcak kaynak ortamlarının ısıtılması amacıyla ısıtma makinesi olarak kullanılmasının ¼ng¼r¼lecek alması halinde kondanser de gerçeklenen yoğuşma olayıyla ilgili olarak yoğuşma basıncının aksine yoğuşma sıcaklığının tam tersine olabildiğince y¼ksek d¼zeyli olmasına gerek vardır. Bunun nedeni sıcaklık d¼zeyi daha y¼ksek olan sıcak kaynak ortamlarının ısıtılabilmesi olanağının elde edilmesi ve ısıtma g¼c¼'n¼n artırılabilmesi imk¼nının sağlanabilmesidir [45].

İyi bir soğutucu akışkanda bulunması gereken ¼zellikleri bir arada bulunduran evrensel bir akışkan mevcut değildir. Fakat uygulamadaki şartlara g¼re bunlardan bir kısmı aranmayabilir. Uygulamanın durumuna g¼re bu ¼zelliklerin gerekli olanlarını

sağlayabilen pek çok soğutkan madde mevcut olup bunlar geniş ölçüde kullanılmaktadır.

## 5. ALTERNATİF AKIŞKAN OLARAK HİDROKARBONLAR

Hidrokarbonlar yapılarında hidrojen ve karbon atomları içeren bileşikler olarak adlandırılabilirler. Ozon tabakasına zarar vermemeleri ve çok düşük sera etkileri nedeniyle, bazı soğutucu akışkanlara alternatiflerdir. Bu grupta yer alan maddeler Propan, İzobütan ve Bütan olarak sıralanabilir. Yanıcılık özellikleri yüksek olması kullanım alanlarının fazla yaygınlaşmasına engel olmaktadır. Bu akışkanlar tek başlarına kullanıldıkları gibi karışımlar olarak kullanılmaktadırlar. Propan-izobütan ve propan-bütan gaz karışımları ev tipi soğutucularda R12 yerine soğutucu akışkan olarak sıkça tercih edilmektedir. R12 ile kullanılan yağlarla uyumluluk göstermektedirler. Hidrokarbon soğutucular arasında propan ucuz ve kolaylıkla temin edilebilir olmasının ve hacimsel soğutma kapasitesinin de R12'ye göre % 35 - 50 kadar daha yüksek olması alternatif olarak düşündürmektedir [46].

Alternatif soğutucu akışkanların seçiminde termodinamik ve termofiziksel özellikleri göz önünde bulundurulur. Performans katsayısı, hacimsel soğutma kapasitesi, kritik sıcaklık ve basınç, moleküler ağırlık değerleri alternatif olabilecek akışkanlara göre yakın ya da üstün olmalıdır [47]. Çizelge 5.1 'de literatürde kullanılan hidrokarbonlar ve R12, R22 ve R134a soğutucu akışkanlarına ait bazı termodinamik ve termofiziksel değerler gösterilmiştir [48].

Propan (R290) ve Propilen (R1270)'in normal kaynama sıcaklıkları  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin altında olduğu için genel soğutma uygulamaları için uygundur. Bütan (R600) ve isobütan (R600a)'ın normal kaynama sıcaklıkları  $0,-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  civarında olsa da, yüksek kritik sıcaklık değerleri sayesinde bu iki akışkan soğutma uygulamalarında verimli bir şekilde çalışabilirler. Yanıcılıkları nedeniyle sızdırmazlık başta olmak üzere alınacak güvenlik önlemleri ile araç, konut ve endüstriyel soğutma sistemlerinde halojenlere göre daha verimli ve sessiz olarak çalışabilirler [49].

Çizelge 5.1. Yoğuşma/buharlaşma sıcaklıklarında soğutucu akışkan özellikleri

|                                   | <b>R12</b> | <b>R22</b> | <b>R134a</b> | <b>R290</b> | <b>R600</b> | <b>R600a</b> | <b>R1270</b> |
|-----------------------------------|------------|------------|--------------|-------------|-------------|--------------|--------------|
| <b>GK</b>                         | A1         | A1         | A1           | A3          | A3          | A3           | A3           |
| <b>T<sub>kn</sub> (°C)</b>        | -29,8      | -40,8      | -26,07       | -42,11      | -0,49       | -11,75       | -47,62       |
| <b>M(kg/kmol)</b>                 | 120,9      | 86,47      | 102,03       | 44,096      | 58,12       | 58,122       | 42,08        |
| <b>T<sub>c</sub> (°C)</b>         | 117,9      | 96,14      | 101,06       | 96,74       | 151,9       | 134,66       | 91,061       |
| <b>P<sub>c</sub> (Mpa)</b>        | 4,136      | 4,99       | 4,06         | 4,25        | 3,796       | 3,629        | 4,555        |
| <b>COP</b>                        | 2,547      | 2,519      | 2,484        | 2,468       | 2,589       | 2,499        | 2,471        |
| <b>HSK<br/>(J/dm<sup>3</sup>)</b> | 453,1      | 765,3      | 387,37       | 693,36      | 138,1       | 211,56       | 883,55       |

Çizelge 5.1’de karşılaştırılan akışkanların COP (Performans Katsayısı) değerleri arasındaki değişim %1 civarındadır ve R600’ün COP değeri karşılaştırıldığında çizelgede görülen diğer akışkanlara daha üstündür. Hacimsel soğutma kapasitesi (HSK) soğutucu akışkanların birim hacimde ortamdan alabileceği ısı miktarının bir göstergesidir. Tüm soğutucu akışkanlarda HSK değerleri normal kaynama sıcaklıkları ile doğru orantılı olarak değişmektedir ve en düşük normal kaynama sıcaklığına sahip olan R1270, en yüksek hacimsel soğutma kapasitesine sahiptir.

### 5.1. Soğutucu Gazların Çevresel Etkileri

1987 Montreal Protokolü ile CFC gazlarını çevreye verdiği etki göz önüne alınarak üretimi ve kullanımına kısıtlama getirilmiştir. Protokole göre 2000 yılında CFC gazlarının üretimi tamamen kaldırılacak, HCFC gazları için ise kısıtlama söz konusu olup bu gazların kaldırılması ise 2025 yılını bulacaktır. Kısa bir zaman sonra bu soğutucu akışkanların kaldırılacak olması bizleri aynı termodinamiksel özelliklere sahip alternatif soğutucu akışkanlar bulmaya itmiştir.

Çizelge 5.2. 'de saf hidrokarbonlar ve karışımlarının soğutma sistemlerinde kullanılan uygulama alanları gösterilmiştir.

Çizelge 5.2. Bazı saf hidrokarbonlar ve karışımlarının kullanım alanları

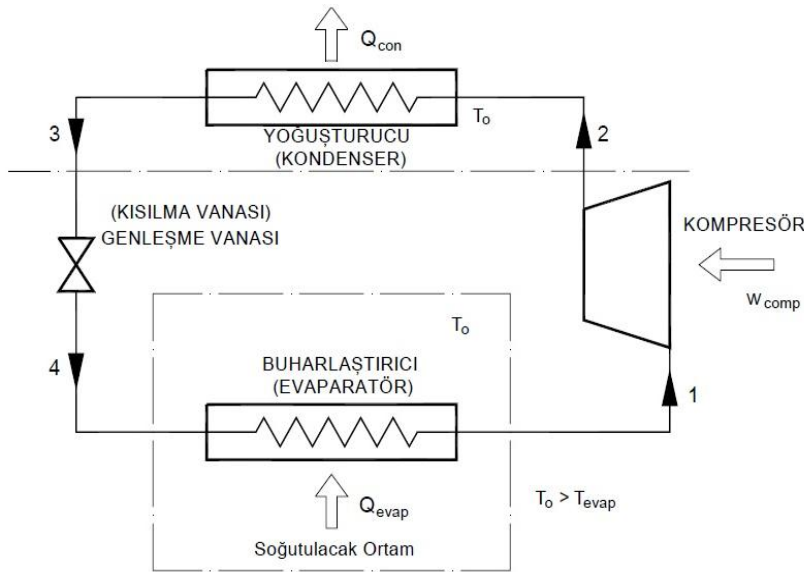
| Akışkan Kodu | Akışkan Adı | Sıcaklık Aralığı        | Uygulama Aralığı                              | Kullanılan Akışkan                  |
|--------------|-------------|-------------------------|-----------------------------------------------|-------------------------------------|
| R600         | Bütan       | Düşük<br>Orta<br>Yüksek | Klima<br>Isı Pompası<br>Konutsal              | R12<br>R22<br>R134a                 |
| R600a        | İsobütan    | Orta<br>Yüksek          | Konutsal                                      | R12<br>R134a<br>(Karışım durumunda) |
| R290         | Propan      | Düşük<br>Orta<br>Yüksek | Ticari<br>Endüstriyel<br>Klima<br>Isı Pompası | R22<br>R404A<br>R407C<br>R507A      |
| R1270        | Propilen    | Düşük<br>Orta<br>Yüksek | Ticari<br>Endüstriyel<br>Klima<br>Isı Pompası | R22<br>R404A<br>R407C<br>R507A      |
| R170         | Etan        | Düşük                   | Kaskat<br>Soğutma<br>Sistemleri               | R13<br>R23<br>R503                  |

R22 ve R134a soğutucu akışkanları R12'ye geçici alternatifler olarak sunulmuş fakat her ne kadar R12'den daha çevre dostu olsalar da uzun vadeli kullanımlarında çevreye ciddi zararlar verebilirler [50].

## 6. TERMODİNAMİK ANALİZ

### 6.1. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminin Termodinamik Analizi

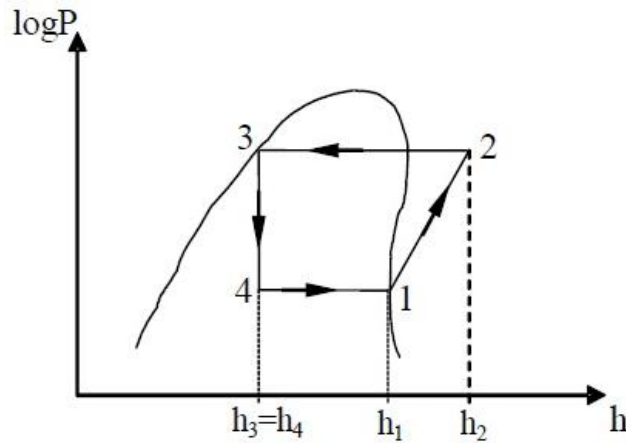
Günümüzde, soğutma sistemlerinde en çok kullanılan çevrim buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimidir. Gaz fazındaki bir akışkan sıkıştırma düzeneği ile belirli bir ortamda sıkıştırılır ve bu ortamdan basıncı daha düşük bir ortama alınarak buharlaştırma sağlanırsa bu çevrime “Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi” denir. Çevrim esnasındaki yoğuşma durumundaki basınca yoğuşma basıncı, buharlaşma durumundaki basınca buharlaşma basıncı denir. Sıcaklıklarına ise sırasıyla yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları denir [36]. Şekil 6.1.’de buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin şematik gösterimi ve yoğuşma ve buharlaşma bölgelerindeki basınç ve sıcaklıklar verilmiştir.



Şekil 6.1. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin şematik gösterimi [51].

Soğutucu akışkan düşük bir sıcaklıktaki ortamdan ısıyı çekerken ve yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısıyı atarken; akışkan basıncı kompresör çıkışında artar ve ısı vererek ( $Q_{con}$ ) yoğuşur. Yoğuşmamış akışkan genleşme vanasından geçerek düşük basınçlı evaporatör ortamında buharlaşır ve çevreden ısı çeker ( $Q_{evap}$ ).

Evaporatörden buhar fazında çıkan soğutucu akışkan kompresör yeniden emer ve çevrim tamamlanmış olur. Akışkan çevrim sürecince devamlı faz değiştirir. Sıkıştırma işlemi kompresör vasıtasıyla mekanik iş harcanarak yapılması halinde soğutma sistemine “Mekanik soğutma sistemi” veya “Kompresörlü soğutma sistemi” denir. Sistem sadece soğutma amaçlı kullanıldığında “Soğutma Makinesi”, ısıtma ve soğutma amaçlı kullanıldığında ise “Isı Pompası” olarak adlandırılır. Çevrimdeki ısı aktarımlarındaki tersinmezliklerin, sürtünmelerin, basınç kayıplarının ihmal edilmesi ve verimi artırıcı yöntemlerin uygulanması durumunda çevrim basit soğutma çevrimi olarak adlandırılır [52]. Şekil 6.2.’te buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin logP-h diyagramı verilmiştir.



Şekil 6.2. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi logP-h diyagramı.

Şekil 6.2. görüldüğü gibi buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde soğutucu sırasıyla;

1 – 2 Doymuş buharın bir kompresör yardımıyla buharlaşma basıncından yoğuşma basıncına sıkıştırılma işlemi,

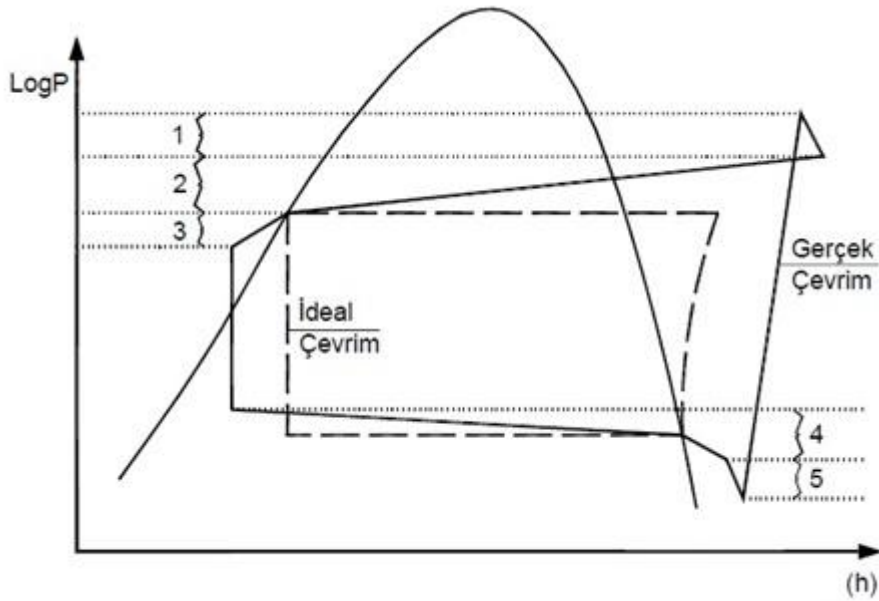
2 – 3 Sabit basınçta ısı atarak yoğuşma işlemi (doymuş sıvı haline kadar),



3 – 4 Adyabatik olarak, akışa direnç gösteren bir genişleme vanasından geçirilerek, sıvı haldeki soğutucu akışkanın basıncının yoğuşma basıncından, buharlaşma basıncına düşürülmesi işlemi,

4 – 1 Sabit basınçta ısı çekerek buharlaştırma işlemidir [53].

İdeal soğutma çevrimi birçok nedenden dolayı gerçekte meydana gelen çevrimden farklıdır. İdeal çevrimde, gerçektekinden farklı olarak borularda, kondenserde, evaporatörde ve diğer sistem elemanlarında meydana gelen sürtünme ve kesit farklılıklarından meydana gelen basınç düşmeleri ihmal edilir. Emme hattındaki soğutucu akışkanın aşırı ısınması, yoğuşturucudan sonra sıvı hattındaki aşırı soğuma ve kompresör kayıplarda ihmal edilir. Kayıpların ihmal edilmediği çevrime “buhar sıkıştırırmalı gerçek soğutma çevrimi” denir. Şekil 6.4’te buhar sıkıştırırmalı gerçek bir soğutma çevriminin (logP-h) diyagramı görülmektedir [54].



Şekil 6.2.Buhar sıkıştırırmalı gerçek soğutma çevriminin logP-h diyagramı

Şekil 6.4.’teki gerçek soğutma çevrimi logP-h diyagramı üzerindeki noktalar;

- (1) Kompresör çıkış vanası,
- (2) Basma borusu ve yoğuşturucu,
- (3) Sıvı borusu,
- (4) Emme borusu ve buharlaştırıcı,
- (5) Kompresör giriş vanası

Kompresörlü soğutma sistemleri, soğutucu akışkan kompresör girişinde kızgın buhar olacak şekilde tasarımlanır. Bu şekilde tasarımlanmasının amacı soğutucu akışkanın kompresöre tamamen buhar olarak girmesini sağlamaktır. Kompresör ile buharlaştırıcının (evaporatör) arasındaki borunun genellikle uzun olmasından dolayı akış sürtünmelerinden kaynaklanan basınç düşük oluşu ve çevreden soğutucu akışkana ısı geçişleri soğutucu akışkanın kompresör girişinde kızgın hale gelmesini sağlar. Ancak kompresör girişinde soğutucu akışkanın sıcaklığının yüksek olması kompresörde yapılan işi artırır. Bu sebepten dolayı kompresörün girişinden soğutucu akışkanın sıcaklığının doyma sıcaklığından çok yüksek olmamasına dikkat edilmelidir.

Buhar sıkıştırmalı gerçek soğutma sistemlerinde sıkıştırma sırasında entropiyi etkileyen ısı aktarımı ve akış sürtünmesi vardır. Sürtünmeden kaynaklanan sıcaklık artışı entropiyi artırırken ısı aktarımından entropi ısı transfer yönüne göre artar veya azalır. Bu etkilere dayanarak sıkıştırma esnasında soğutucu akışkanın entropisi artabilir veya azalabilir [55].

İdeal çevrimdeki soğutucu akışkan yoğuşturucudaki çıkış durumu olarak kompresörün çıkış basıncında doymuş sıvı olarak görülür. Bu durum gerçek çevrimde kompresör çıkışında, yoğuşturucuda ve basma borusunda sürtünmeden, bağlantı elemanlarından ve yoğuşturucuda basınç düşmeleri meydana gelmektedir. Soğutucu akışkan yoğuşturucu çıkışında doymuş sıvı olmayabilir. Aynı zamanda soğutucu akışkan yoğuşturucudan sonra sıvı borusunda da soğumaya devam eder. Dolayısıyla soğutucu akışkan genleşme elemanına geldiği zaman aşırı soğutulmuş

olarak gelir. Soğutucu akışkanı doymuş sıvı haline uygulamada tam olarak getirebilmek zor olduğundan ve aşırı soğuma birim soğutucu akışkan kütlesinin soğutma kapasitesini arttıracak için aşırı soğumasının bir zararı yoktur. Buharlaştırıcı ile kılcal boru birbirlerine çok yakındır ve bu sebepten dolayı aralarındaki basınç düşümü çok azdır [54].

Sistem performansı katsayısının hesaplanmasında yararlanılan eşitlikler aşağıdaki gibidir [56].

$$COP_s = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{W}_{komp}} \quad (6.1)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_r (h_8 - h_7) \quad (6.2)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{11} - T_{12}) \quad (6.3)$$

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (6.3)$$

Eşitliklerde  $COP_s$  soğutma performans katsayısı,  $\dot{Q}_{buh}$  buharlaştırıcı ısı yükünü,  $\dot{W}_{komp}$  kompresör işini,  $\dot{m}_r$  soğutucu akışkan debisini,  $\dot{m}_h$  hava debisini,  $c_{p,h}$  havanın özgül ısısını,  $h$  entalpi ve  $T$  sıcaklığı temsil etmektedir.

$$COP_{sis} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{W}_{komp} + \dot{W}_{fan}} \quad (6.4)$$

$$\dot{W}_{fan} = \dot{m}_h ((h_{11} - h_{0,h}) + \frac{V_\epsilon^2}{2000}) \quad (6.5)$$

Eşitlik (6.4) ve (6.6)'da,  $COP_{sis}$  sistemin performans katsayısı, fan işini  $\dot{W}_{fan}$  ve fan çıkış hızını da  $V_\epsilon$  ifade etmektedir.

$$COP_{sis,el} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{W}_{komp,el} + \dot{W}_{fan,el}} \quad (6.6)$$

$$\dot{W}_{komp,el} = \frac{\dot{W}_{komp}}{\eta_{komp,el} \cdot \eta_{komp,mek}} \quad (6.7)$$

$$\dot{W}_{fan,el} = \frac{\dot{W}_{fan}}{\eta_{fan,el} \cdot \eta_{fan,mek}} \quad (6.8)$$

$$COP_{ger} = \frac{\dot{m}_h c_{p,h} (T_{11} - T_{12})}{\dot{W}_{ger}} \quad (6.9)$$

Eşitlik (6.6), eşitlik (6.7), eşitlik (6.8) ve eşitlik (6.9) eşitliklerindeki  $COP_{sis,el}$ ,  $\dot{W}_{komp,el}$ ,  $\dot{W}_{fan,el}$  ve  $COP_{ger}$  sırasıyla elektrik girdisi göz önüne alınarak hesaplanan sistem performans katsayısı, gerçek performans katsayısı, kompresör işi ve fan işini,  $\eta_{fan,el}$ ,  $\eta_{komp,el}$ ,  $\eta_{fan,mek}$  ve  $\eta_{komp,mek}$  ise fanın ve kompresörün mekanik ve elektrik verimini ifade etmektedir. Kompresör ve fanın elektrik ve mekanik verimleri sırasıyla % 70, %70 ve %80, %40 olarak alınmıştır [57].

## 6.2. Ekserji Analizi

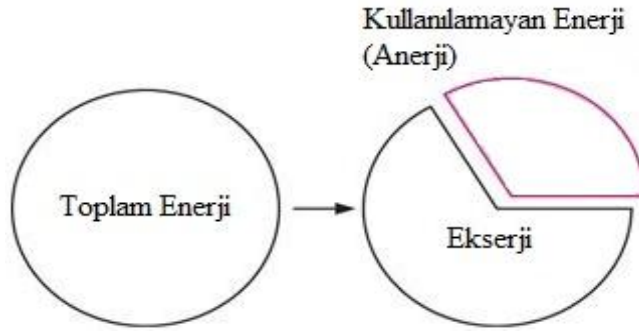
Termodinamiğin birinci yasası enerjinin yoktan var edilemeyeceği var olan enerjinin de yok edilemeyeceği ve sistemlerdeki enerji dengesini ifade ederken, termodinamiğin ikinci yasasına göre enerjinin bir kalitesi olduğuna ve gerçek hal değişimleri durumunda enerji kalitesinin azalması eğiliminde olacağından söz eder [58].

Ekserji, enerjinin kalitesini ya da iş yapma potansiyelinin sayısal veriler olarak ifade etme durumuna verilen bir özellik olarak tanımlanabilir [58].

Ekserji aynı zamanda enerjinin işe çevrilebilme durumu olarak tanımlanır ve bir kaynaktan elde edilen maksimum iş olarak ifade eder. Hal değişimi durumunda kaybedilen iş potansiyeli ekserji kaybı ya da tersinmezlik olarak tanımlanabilir. Hal değişimi durumunda ekserji kayıplarının az oluşu üretilen işin o kadar fazlalığı ya da tüketilen iş o kadar azlığı anlamına gelir. Bir sistemin performansı düşünüldüğünde

ekserji kayıplarını en aza indirmek yoluyla maksimize edilebilir. Ekserji analizinin ikinci yasaya göre dayanan bir termodinamik analiz olup, enerji sistemlerindeki hal değişimlerini gerçekçi ve anlamlı biçimde sayısal değerlendirmeye ve karşılaştırmayla mümkün kılar. Ekserji analizi ile bulunan ekserji verimi ya da kayıpları gerçek sistem performansını en iyi performansla karşılaştırırken, ekserji analizinin miktarları ve nedenleri bulunabilir. Ekserji analizinin sonuçları sistemin performansında iyileştirilmesi ve daha iyi tasarlanmasında kullanılır [58].

Kısacası ekserji bir sistemin verilen bir durumda sahip olduğu kullanılabilir iş potansiyelini ve herhangi bir termodinamik yasaya aykırı olmaksızın sağlayabileceği maksimum işi ifade eder. Toplam enerji dengesi içinde ekserjinin yeri Şekil 6.5.'de ifade edilmiştir [59].



Şekil 6.3. Toplam enerji dengesi

Kullanılabilir enerji veya ekserji fonksiyonu, aynı koşullardaki bir sistemin karşılaştırılmasına olanak sağlar. Ayrıca ekserji analizi, bir sistemin enerji niteliğinin yol açtığı verim kayıplarının belirlenmesine yardım eder. Açıkça böyle bir analiz, bir sistemin nasıl daha iyiye doğru geliştirilebileceğini sağlamayabilir ve prosesin neresinin iyileştirilebileceğini gösterir .

Rant, ekserjiyi ilk olarak, teknik iş kapasitesi olarak tanımlamıştır. Ekserjinin tam olarak açıklaması ise Baehr tarafından yapılmıştır. Baehr'e göre "Ekserji, enerjinin diğer enerji türlerine dönüştürülebilen kısmıdır [59].

Ekserjinin hesaplanmasında, çevrenin basınç, sıcaklık ve kimyasal durumlarının kesinlikle belirtilmesi gerektiği ve tersinirliğin var olduğunu kabul etmek gerekir.

Kotas'a göre ekserji; referans noktası olarak çevresel parametrelerin kullanıldığı, enerjinin verilen bir formundan yararlanılacak azami iştir [60].

Szargut vd. ekserjiyi elde edilebilecek iş miktarı olarak tanımlamışlardır [61]. Ekserji iş ya da iş üretebilme yeteneğidir.

Ekserji analizi yapılırken tüm ünitelerde aşağıdaki temel eşitlikler kullanılır [62].

Ekserji denkliği;

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

Eşitlikte verilen  $\dot{E}_Q$  ısı transferinin ekserjisi  $\dot{E}_W$  ise birim zamandaki mekanik enerjiye karşılık gelen ekserjidir. Özgül enerji ' $e$ ', çevre sıcaklığı ' $T_0$ ', Entropi üretimi de ' $S_{\text{üretim}}$ ' olarak tanımlanır.

Kompresörlü ideal soğutma sistemleri için ekserji analizi yaparken tüm elemanların tersinmezliklerinin hesaplanması için bütün elemanların giren ve çıkan ekserjilerinin hesap edilmesi gereklidir. Bu ifadeye göre Eş. 6.10 aşağıdaki gibi yeniden düzenlenmiştir.

$$\dot{W} = \sum \dot{E}_Q + \sum_{\text{giren}} \dot{m}e - \sum_{\text{çıkan}} \dot{m}e - I \quad (6.11)$$

İfadedeki ' $I$ ' tersinmezliği, birim zamanda kaybolan ekserjiyi ifade eder. Eş. 6.12 ile hesaplanır.

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (6.12)$$

Eş. 6.13' deki  $\dot{E}_Q$  ısı ekserjisi ve  $\dot{E}_W$  iş ekserjisi, kapalı sistemler için aşağıdaki Eş. 6.13 ve Eş. 6.14' deki gibi tanımlanır.

$$\dot{E}_Q = Q \left( \frac{T - T_0}{T} \right) \quad (6.13)$$

$$\dot{E}_W = \dot{W} \quad (6.14)$$

Eş. 6.13' te ' $T$ ' yüzey sıcaklığını ifade etmektedir;

Termodinamiksel ekserji tanımında herhangi bir durum için sıcaklık ve basınç ile çevrenin basıncı ve sıcaklığı ile dengedeki bir durum arasında olan ekserjidir.

Kimyasal ekserji ise ' $P_o$ ' ve ' $T_o$ ' çevre şartlarındaki bir durumun yine çevreyle kimyasal dengede olduğu halin arasındaki durumdur.

Termodinamiksel enerji kimyasal enerji ihmal edilerek aşağıda Eş. 6.15' de verildiği şekilde ifade edilir.

$$e = (h - T_0 s) + \frac{1}{2} V^2 + g Z - (h_0 - T_0 s_0) \quad (6.15)$$

Eş. 6.15'de ki potansiyel enerji ve kinetik enerjiler ihmal edilirse termodinamiksel enerji

$$e = (h - T_0 s) - (h_0 - T_0 s_0) \quad (6.16)$$

eşitliği ile bulunur [63].

Isı pompası sistem elemanlarının ekserji denklemleri verilmiştir.

Kompresör için ekserji kaybı:

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

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (6.18)$$

$$\dot{E}_{kay,komp} = \dot{m}_r (ex_2 - ex_1) + \dot{W}_{komp} \quad (6.19)$$

Yoğusturucu için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_r \quad (6.20)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{su} \quad (6.21)$$

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_r (h_3 - h_4) \quad (6.22)$$

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_{su} c_{p,su} (T_{10} - T_9) \quad (6.23)$$

$$\dot{Q}_{kay,yoğ} = \dot{m}_r (ex_3 - ex_4) + \dot{m}_{su} (ex_9 - ex_{10}) \quad (6.24)$$

Buharlaştırıcı için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_r \quad (6.25)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_r (h_8 - h_7) \quad (6.26)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{hava} c_{p,hava} (T_{10} - T_9) \quad (6.27)$$

$$\dot{Q}_{kay,buh} = \dot{m}_r (ex_8 - ex_7) + \dot{m}_{hava} (ex_{11} - ex_{12}) + \dot{W}_{fan} \quad (6.28)$$



Genleşme valfi (gv) için ekserji kaybı:

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_r \quad (6.29)$$

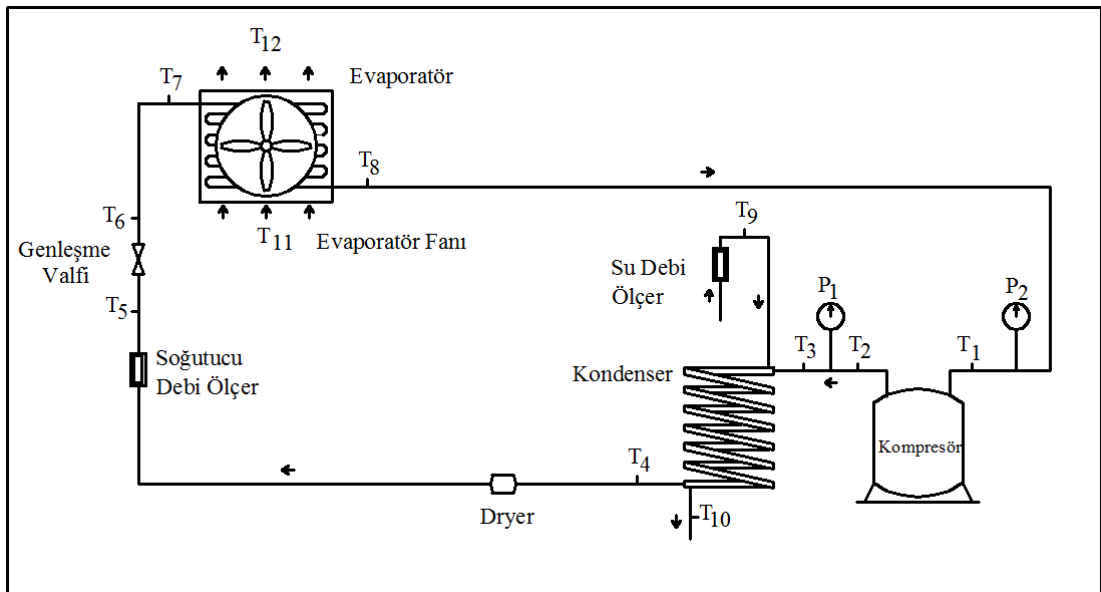
$$h_5 = h_6 \quad (6.30)$$

$$\dot{Ex}_{kay, GV} = \dot{m}_r (ex_5 - ex_6) \quad (6.31)$$

## 7. DENEYSEL ÇALIŞMA

Çalışmalar sırasında akışkanların performansının hesaplanmasında teorik ve deneysel yöntemler kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda gerçek değerler göz önüne alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Teorik ve deneysel çalışmalarda sisteme şarj edilen akışkanlara ait veriler REFROP 7,0 programının da hazırlanmıştır.

Deney düzeneği buhar sıkıştırımlı çevrimi ile çalışan sistem elemanları R134a soğutucu akışkanı için seçilmiş ısı pompasıdır. Sisteme verilen iş hermetik kompresöre verilen elektrik enerjisi ile sağlanmaktadır.



Şekil 7.1. Deney düzeneği

*Kompresör:* Hermetik şekilde kapatılmıştır. Silindir hacmi  $8,85 \text{ cm}^3/\text{devir}$ , dairesel hızı  $2800 \text{ d/dk}$ , frekansı  $50 \text{ Hz}$ ,  $3400 \text{ d/dak'}$ da  $60 \text{ Hz}$ , aşırı ısı yüküne karşı korumalıdır.

*Kondenser:* Boruları tek yönlü, paralel akışlı su soğutmalıdır.

*Genleşme vanası:* Termostatik kontrollü olup, el kumandası ile aşırı ısıtma ayarı yapılır.

*Evaporatör:* Sürekli borulu, dıştan kanatlı olup, bakır/alüminyum veya galvanizlenmiş çelikten yapılmıştır.

*Sıcaklık Hissedici:* -200 °C den 2320 °C ye kadar çeşitli sıcaklık aralıklarında en çok kullanılan DIN 43710 ve IEC 584 standartlarındadır, (Elimko, K tipi).

*Basınç Ölçer:* Mutlak 0-25 bar arası çalışma imkânı sağlayan 10-24V DC besleme imkanı olan her türlü mutlak basınç ölçümü için kullanılabilen ve  $\pm \%0,5$  bar hassasiyetinde basınç ölçer, (Gems sensör 2220 serisi).

*İletişim Cihazı:* -10 °C ile 55 °C çalışma sıcaklığı aralığında termokupldan gelen ölçümleri sayısal olarak gösteren evrensel girişli gelişmiş tarayıcı, (Elimko E-680).

Sistem ana elemanları olarak kompresör, genleşme vanası, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu yanı sıra filtre, su ve gaz akışkan debisi ölçüm cihazı bulunmaktadır. Fan hızını kademeli olarak ayarlamak için 3 kademeli dimmer kullanılmıştır. Deneyde sıcaklık verilerini ölçmek için 12 adet K tipi termokupl ve 2 adet basınç ölçer kullanılmıştır. Sistemdeki bu termokupllar dış hava şartlarından etkilenmeyecek şekilde monte edilmiştir. Termokupllar 1'den başlayarak 12'ye kadar numaralandırılmıştır.

- Kompresör giriş ( $T_1$ ) ve çıkış ( $T_2$ ),
- Yoğuşturucu giriş ( $T_3$ ) ve çıkış ( $T_4$ ),
- Genleşme valfi giriş ( $T_5$ ) ve çıkış ( $T_6$ ),
- Buharlaştırıcı giriş ( $T_7$ ) ve çıkış ( $T_8$ ),
- Soğuma suyu giriş ( $T_9$ ) ve çıkış ( $T_{10}$ ),
- Buharlaştırıcı fanına giriş ( $T_{11}$ ) ve çıkış ( $T_{12}$ ),
- Basınç ölçer kompresör giriş ( $P_1$ ),

- Basınç ölçer kompresör çıkış ( $P_2$ ),

Sistemde elde edilen veriler data logger cihazıyla bilgisayara aktarılmıştır.

Deney düzeneğinde farklı soğutucu akışkanların incelenmesinde her akışkan için 3 farklı fan debisi ve 3 farklı su debisi kullanılmıştır. Her deney için 9 farklı değer alınarak akışkanlar karşılaştırılmıştır. Bu değişkenler Çizelge 7.1’de gösterilmiştir.

Çizelge 7.1. Fan ve su debisi durumları

| Durumlar            |      | Su Debisi(kg/s) |       |       |
|---------------------|------|-----------------|-------|-------|
|                     |      | 0,030           | 0,035 | 0,045 |
| Fan<br>Debisi(kg/s) | 0,1  | X1              | Y1    | Z1    |
|                     | 0,13 | X2              | Y2    | Z2    |
|                     | 0,35 | X3              | Y3    | Z3    |

Çizelge 7.1’de görüldüğü gibi X1 durumunda su debisi 0,030 kg/s ve fan debisi 0,1 kg/s, X2 durumu için su debisi 0,030 kg/s ve fan debisi 0,13 kg/s, X3 durumunda su debisi 0,030 kg/s fan debisi 0,35 kg/s, Y1 için su debisi 0,035 kg/s ve fan debisi 0,1 kg/s, Y2 için su debisi 0,035 kg/s ve fan debisi 0,13 kg/s, X3 için 0,035 kg/s ve fan debisi 0,35 kg, Z1 için su debisi 0,045 kg/s ve fan debisi 0,1 kg/s, Z2 için su debisi 0,045 kg/s ve fan debisi 0,13 kg/s, Z3 için su debisi 0,045 kg/s ve fan debisi 0,35 kg/s dir.

### 7.1 Belirsizlik Analizi

Deney yapılırken, deneyi yapan ne kadar dikkatli ve tecrübeli olursa olsun deney sonuçlarında hatalar görülebilir. Ölçmede, ölçme yapan kişinin hataların kaynaklarını bilmesi gerekir. Bu sayede hata oranı asgariye indirilebilir. Deneylerde kullanılan ölçüm cihazlarının ölçüm hassasiyetleri mevcuttur. Deney esnasında ölçüm cihazların hassasiyetlerinden kaynaklanan belirsizlikler hesaplanmalıdır. Belirsizlik analizi, verilen bilgilerin doğruluk sınırlarını belirler. Belirsizlik analizi hesabı aşağıdaki eşitlikler kullanılarak yapılır [66].

$$X_M = \frac{1}{N} \sum X_i \quad (7.1)$$

$$V = \frac{1}{N-1} \sum (X_i^2 - X_M^2) \quad (7.2)$$

$$S = \sqrt{V} \quad (7.3)$$

$$a = \frac{1}{\sqrt{N}} \quad (7.4)$$

$$U = \sqrt{\sum_{i=1}^R a_i^2 S_i^2} \quad (7.5)$$

Eşitliklerde kullanılan semboller, “X<sub>M</sub>” deneylerin aritmetik ortalaması, “X<sub>i</sub>” yapılan deneyler, “N” deney sayısı, “a” hassasiyet, “S” standart sapma, “V” varyans ve “U” belirsizliktir.

Ölçü aletlerinin hassasiyetleri ve analizi yapılan belirsizlikler Çizelge 7.2.’de verilmiştir.

Çizelge 7. 2. Deney esnasında kullanılan cihazların hassasiyeti ve belirsizliği

| Cihaz            | Hassasiyet | Belirsizlik |
|------------------|------------|-------------|
| Sıcaklık sensörü | ± 1°C      | ± 0,90°C    |
| Basınç sensörü   | ± 0,5 bar  | ± 0,378 bar |

## 8. DENEYSEL SONUÇLAR

### 8.1. Birinci Kanuna Göre Enerji Analizi

Hesaplamalarda kullanılacak noktasal termodinamik özellikler, deneysel çalışma sonunda elde edilen veriler kullanılarak REFPROP 7,0 yazılımı ile hesaplanmıştır. Örnek olarak REFPROP 7,0 ile R134a için yapılan bir çalışma sayfası Şekil 8.1.'de verilmiştir.

Şekil 8.1 . R134a için REFPROP’ da alınan akışkan özellikleri

Deney çalışmaları, referans akışkan olan R134a ile şarj edilmiştir. Deney düzeneğinde  $X1, X2$  ve  $X3$  durumu için 0,03 kg/s su debisi sabittir, bu durumlarda fan debisi sırasıyla artarak ölçülmüştür. Diğer ölçüm durumlar için de aynı şartlar söz konusudur.

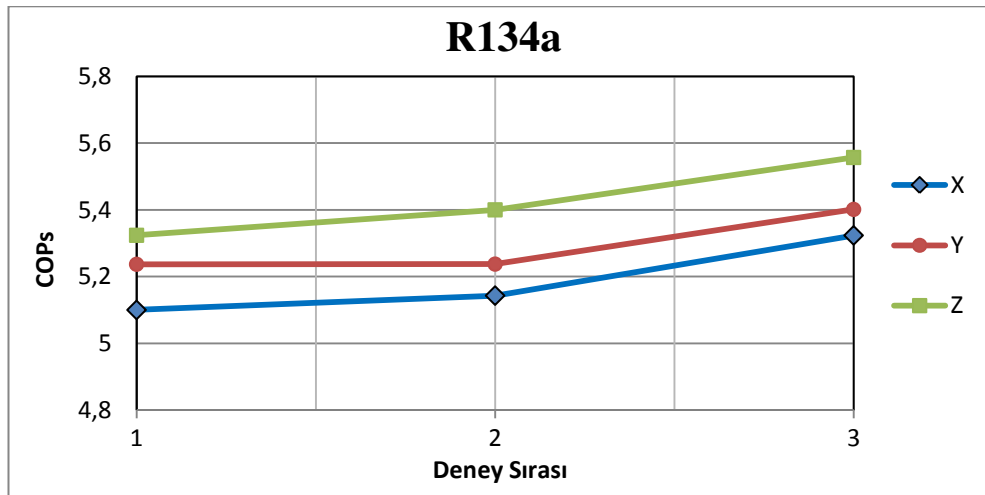
Alternatif soğutucu akışkanların seçiminde termodinamik ve termofiziksel özellikleri göz önünde bulundurulur. Performans katsayısı (COP) , hacimsel soğutma kapasitesi (HSK), kritik sıcaklık ( $T_{kr}$ ) ve basınç ( $P_{kr}$ ) ve moleküler ağırlık (M) değerleri

alternatifi olacakları akışkanlara göre yakın ya da üstün olmalıdır [64]. Çizelge 8.1. Deneylerde kullanılan hidrokarbonların soğutucu akışkan olarak kullanımında gerekli olan fiziksel özelliklerini göstermektedir [65].

Çizelge 8.1. Deneylerde kullanılan hidrokarbonların fiziksel özellikleri

| Soğutucu Akışkan | Molar Ağırlık (kg/kmol) | Normal Kaynama Sıcaklığı (°C) | Kritik Sıcaklık (°C) | Kritik Basınç (Mpa) | Üçlü Nokta Sıcaklığı (°C) | Hacimsel Soğutma Katsayısı (J/dm <sup>3</sup> ) |
|------------------|-------------------------|-------------------------------|----------------------|---------------------|---------------------------|-------------------------------------------------|
| R600             | 58,122                  | -0,49                         | 151,98               | 3,796               | -138,26                   | 138,1                                           |
| R600a            | 58,122                  | -11,75                        | 134,66               | 3,629               | -159,42                   | 211,6                                           |
| R290             | 44,096                  | -42,11                        | 96,74                | 4,251               | -187,62                   | 693,4                                           |
| R1270            | 42,08                   | -47,62                        | 91,061               | 4,555               | -185,2                    | 883,55                                          |

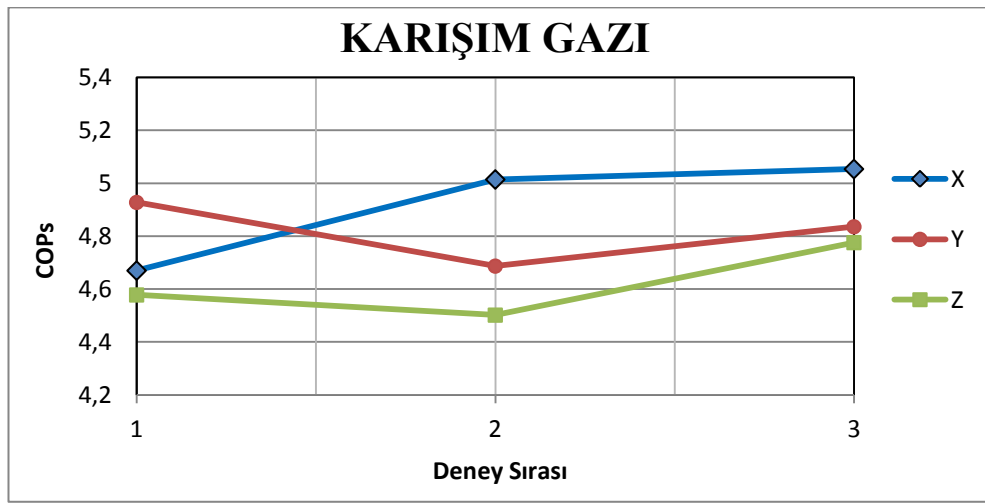
R134a ve HC karışımının ve karışım gazının performansını incelemek ve karşılaştırmak için soğutma performans katsayısı, sistem performans katsayısı, fan ve kompresörün mekanik ve elektrik verimleri göz önüne alınarak gerçek performans katsayısı hesaplanmıştır. Bu hesaplamalar her akışkan için 9 farklı şekilde yapılmış ve birbiri ile karşılaştırılmıştır. Şekil 8.2.' de R134a için 9 farklı durumda COP<sub>s</sub> değerleri verilmiştir.



Şekil 8.2. R134a için COP<sub>s</sub> değerleri

Deney düzeneğinde R134a 750gr şarj edilmiştir. R134a için  $COP_s$  en yüksek Z3 durumunda 5,5 olarak gözlemlenmiştir. Z3 durumunda fan debisi 0,35 kg/s ve su debisi 0,045 kg/s dir. Bu nedenle Z3 durumunda fan hızı buharlaştırıcının daha iyi geçişine sebep olmaktadır. Sistemin denge profiline ulaşmış olması soğutma performans katsayısını artırmıştır.

Sisteme şarj edilen diğer akışkan karışım gazı  $COP_s$  Çizelge 8.3.'te verilmiştir.

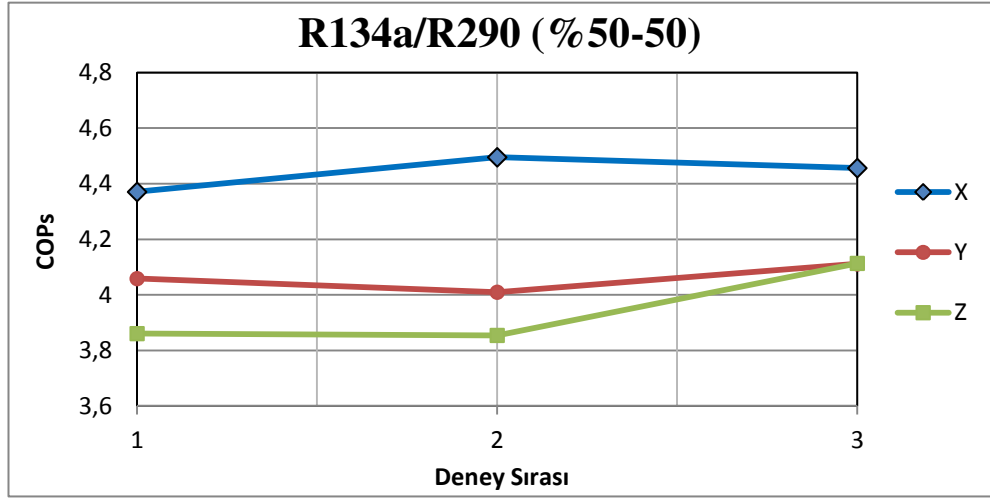


Şekil 8.3.Karışım gaz'ının  $COP_s$  değerleri

Karışım gazı için  $COP_s$  değeri en yüksek X3 durumunda 5,05 olarak gözlenmektedir. X1 ile X3 durumu arasında  $COP_s$  katsayısı artış göstermiş ve X3 ile Z3 durumları arasında X3 durumuna göre daha düşüktür. X3 durumu incelendiğinde fan debisi 0,35 kg/s ve su debisi 0,03 kg/s dir. Sistem verimi karışım gazında en yüksek fan debisi ve en düşük su debisinde gerçekleşmiştir. Referans akışkan olan R134a' ya göre  $COP_s$  daha düşüktür.

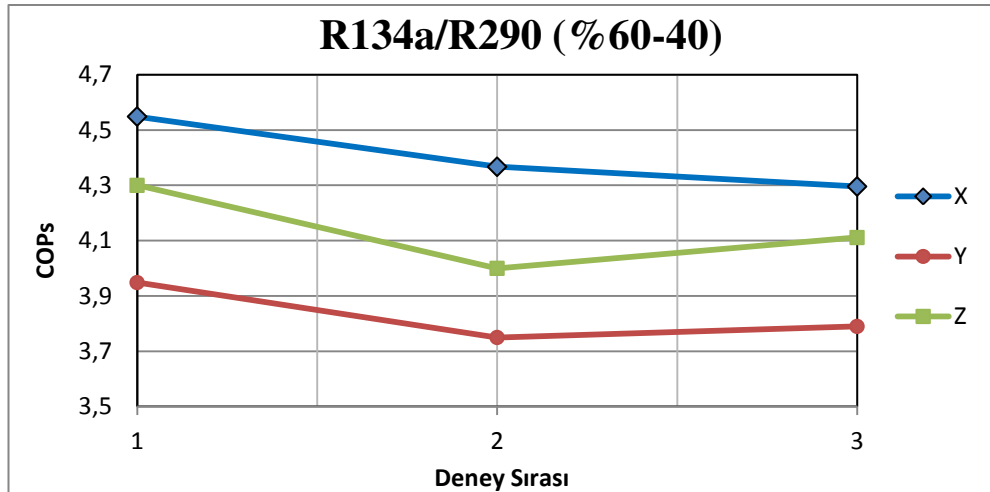
Deney düzeneğinde kullanılan R134a-Propan gaz karışımlarının  $COP_s$  katsayıları sırasıyla kütesel olarak (% 50-50, 60-40, 70-30, 80-20, 90-10) aşağıdaki çizelgelerde verilmiştir.





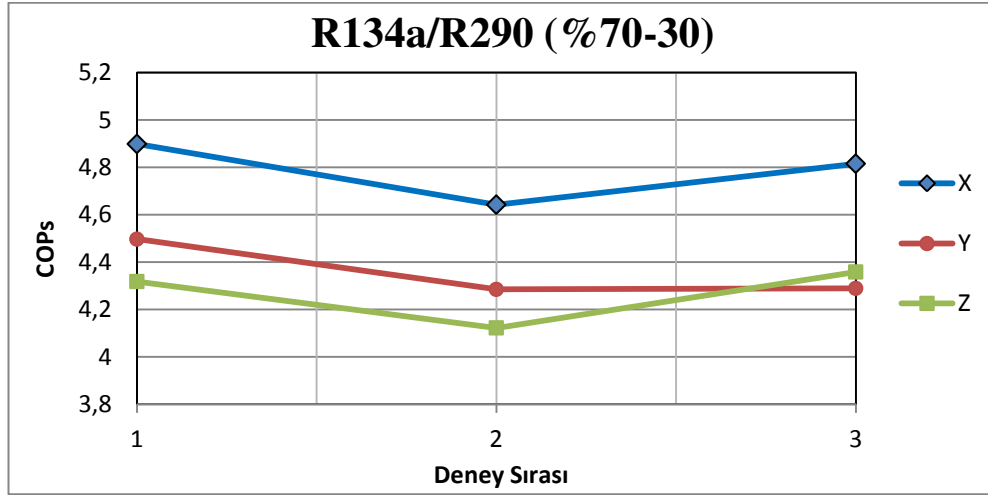
Şekil 8.4. Kütlesel olarak (%50-50) R134a-Propan karışımının COP<sub>s</sub> değerleri

R134a-Propan karışımı sistemde kütlesel olarak (%50/50) kullanılmıştır. Sisteme kütlesel olarak %50 R134a içerdiği için 175gr gaz şarj edilmiştir. Geriye kalan %50'lik kısım içinde Propandan 175gr sisteme şarj edilmiştir. Bu karışım için en yüksek COPs X2 durumu için geçerlidir. X2 durumunda fan debisi 0,13 kg/s ve su debisi 0,030 kg/s'dir.



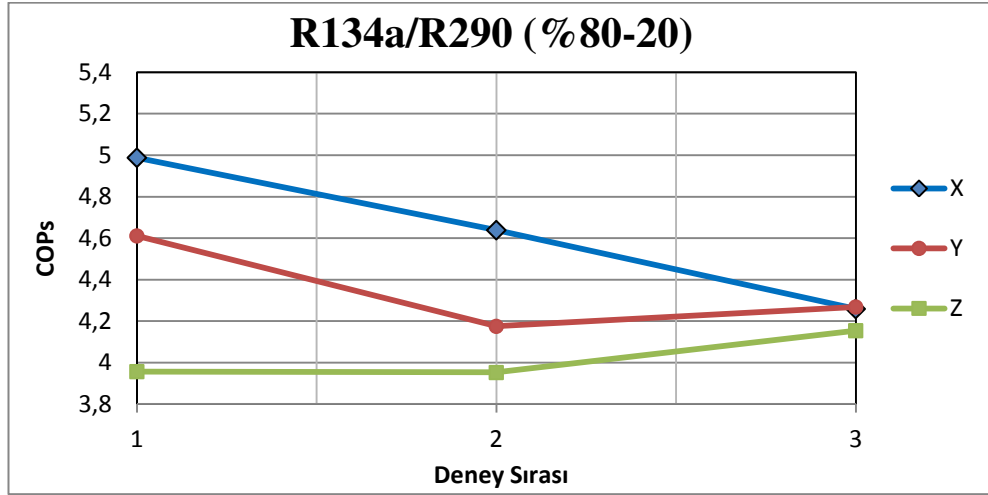
Şekil 8.5. Kütlesel olarak (%60-40) R134a-Propan karışımının COP<sub>s</sub> değerleri

Kütlesel olarak (%60-40) olarak şarj edilen R134a-Propan karışımında sisteme R134a'dan 230 gr ve Propan dan 150 gr şarj edilmiştir. Bu karışım içinde  $COP_s$  en yüksek *XI* durumunda görülmüştür. *XI* durumunda su debisi 0,030 kg/s ve fan debisi 0,1 kg/s dir.



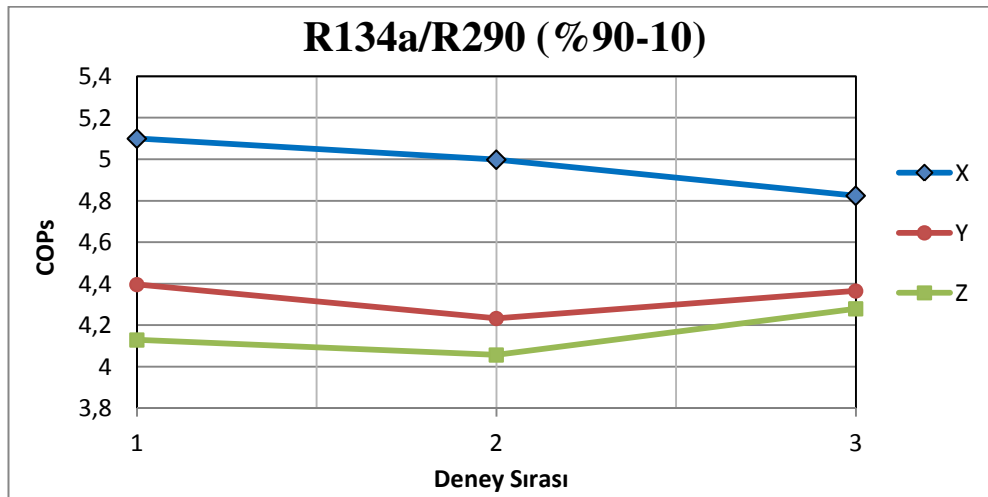
Şekil 8.6. Kütlesel olarak (%70-30) R134a-Propan karışımının  $COP_s$  değerleri

Kütlesel olarak %70-30 şarj edilen R134a-Propan karışımında sisteme R134a'dan 290gr ve Propan dan 125 gr şarj edilmiştir. Bu karışım içinde  $COP_s$  en yüksek *XI* durumunda görülmüştür. *XI* durumunda su debisi 0,030 kg/s ve fan debisi 0,1 kg/s dir.



Şekil 8.7. Kütlesel olarak (%80-20) R134a-Propan karışımının COP<sub>s</sub> değerleri

R134a-Propan kütlesel olarak %80-20 şarj edilen karışımında sisteme R134a'dan 370 gr ve Propan dan 95 gr şarj edilmiştir. Bu karışım içinde COP<sub>s</sub> en yüksek *XI* durumunda görülmüştür. *XI* durumunda su debisi 0,030 kg/s ve fan debisi 0,1 kg/s dir.



Şekil 8.8. Kütlesel olarak (%90-10) R134a-Propan karışımının COP<sub>s</sub> değerleri

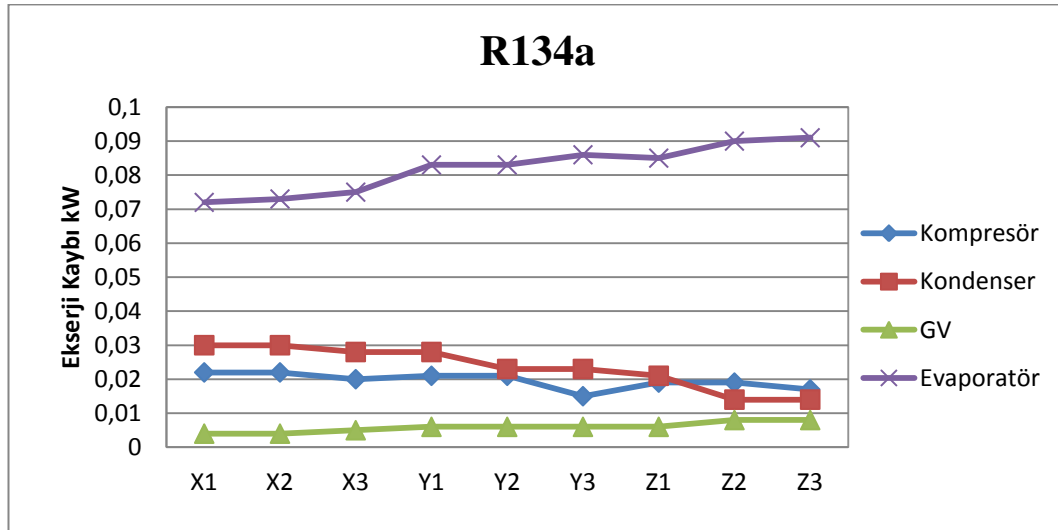
Deney düzeneğinde kullanılan kütlesel olarak %90-10 R134a-Propan karışımında sisteme 470gr R134a ve 47 gr Propan şarj edilmiştir. Bu karışım için en yüksek COP<sub>s</sub> değeri *XI* durumunda görülmüştür.

Su soğutmalı ısı pompası sisteminde kütle, enerji ve ekserji denklemleri oluşturularak ekserji kaybı hesaplanmıştır. Ekserji analizinde entalpi ve entropi değerleri için REFPROP 7,0 kullanılmıştır.

## 8.2. İkinci Kanuna Göre Ekserji Analizi

Isı pompasında sistem ekipmanlarının ekserji analizi yapılırken 6. Bölümde tanımlanan denklemlerden yararlanılmıştır. R134a, Karışım gaz, R134a/ R290 kütleli olarak (%50-50, 60-40, 70-30, 80-20, 90-10) karışımları için 9 farklı durumda ekserji kayıpları ayrı ayrı hesaplanmıştır.

Soğutucu akışkan R134a için 9 durumun ekserji kayıpları ve toplam ısı pompası kayıpları Şekillerde 8.9. ila Şekil 8.15.'te gösterilmiştir. Deney yorumlarında 3 farklı su debisi ve 3 farklı fan debisi göz önüne alınarak yapılmıştır.



Şekil 8.9. R134a için sistem elemanlarının ekserji kaybı

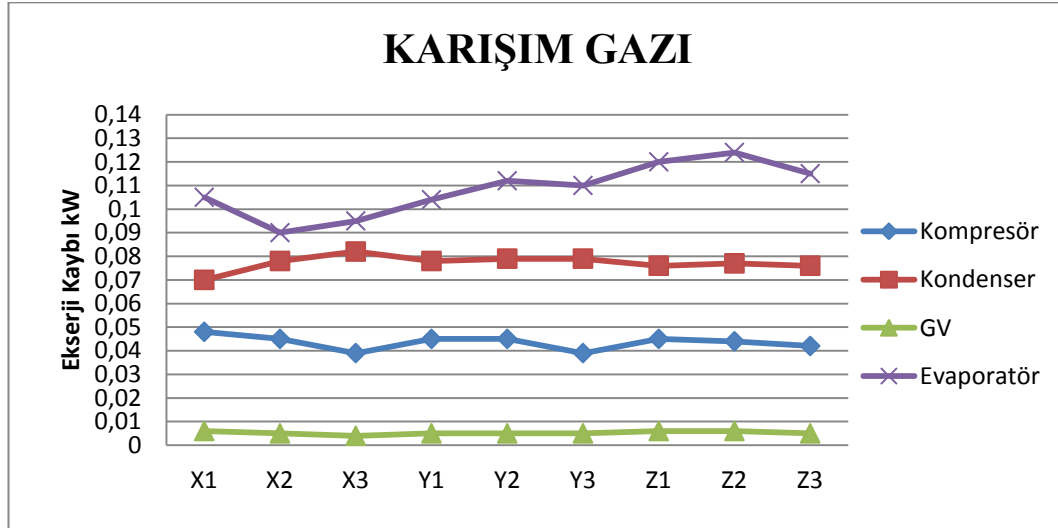
Şekil 8.9. da deneyinde kullanılan R134a akışkanı için kompresör de ekserji kaybı en yüksek X1 ve X2 durumlarında en fazla ve en az ekserji kaybı ise Z3 durumunda olduğu görülmektedir. Bunun sebebi X1 ve X2 durumlarında alçak ve yüksek

basıncın Z3 durumuna göre daha fazla olmasıdır. Bu basınç değerleri entalpi ve entropi değerlerinin artırmıştır.

Kondenserdeki (yoğusturucu) ekserji kaybında ise düşüş gözlemlenmiştir. Ekserji kaybı en fazla X1 durumunda gözlenirken en düşük Z3 durumunda görülmüştür. Su debisinin artış göstermesi ve kondenser çıkış sıcaklığının düşüşü ekserji kayıplarını azaltmıştır.

Genleşme vanasındaki ekserji kayıpları. R134a, karışım gazı ve R134a-R290 soğutucu akışkanlarda ihmal edilebilir değerlerdedir. R134a için genleşme vanası ekserji kayıpları maximum 0,008 kW olarak ölçülmüştür.

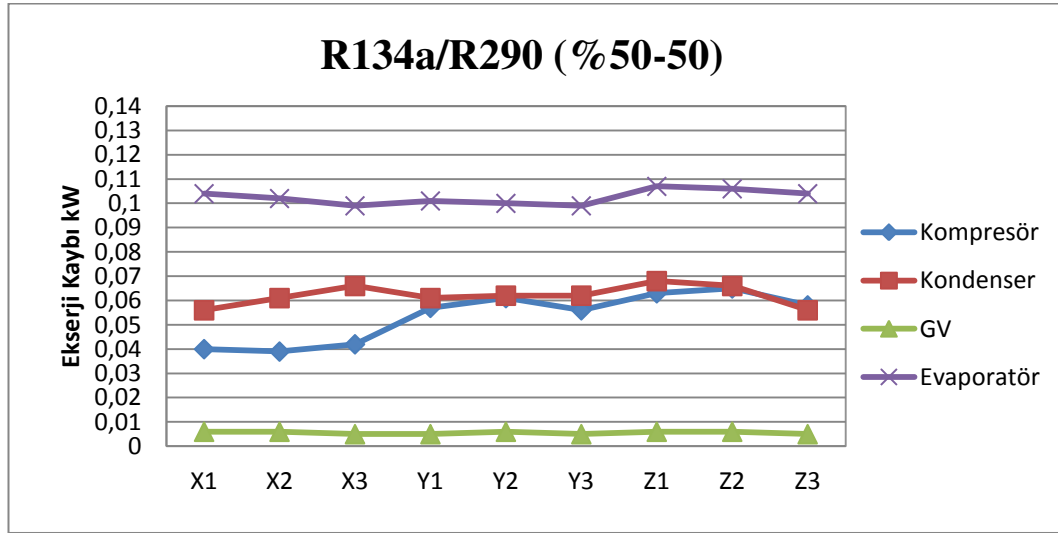
Evaporatörde (buharlaştırıcı) ekserji kayıpları değerlerinde artış gözlemlenmiştir. X1 durumunda en düşük Z3 durumunda ise en fazla kayıp görülmektedir. Buharlaştırıcıdaki kayıpların artma sebeplerinde fan debisinin artışı ve elektrik tüketimi ekserji kayıplarını etkilemiştir.



Şekil 8.10. Karışım gazı için sistem elemanlarının ekserji kaybı

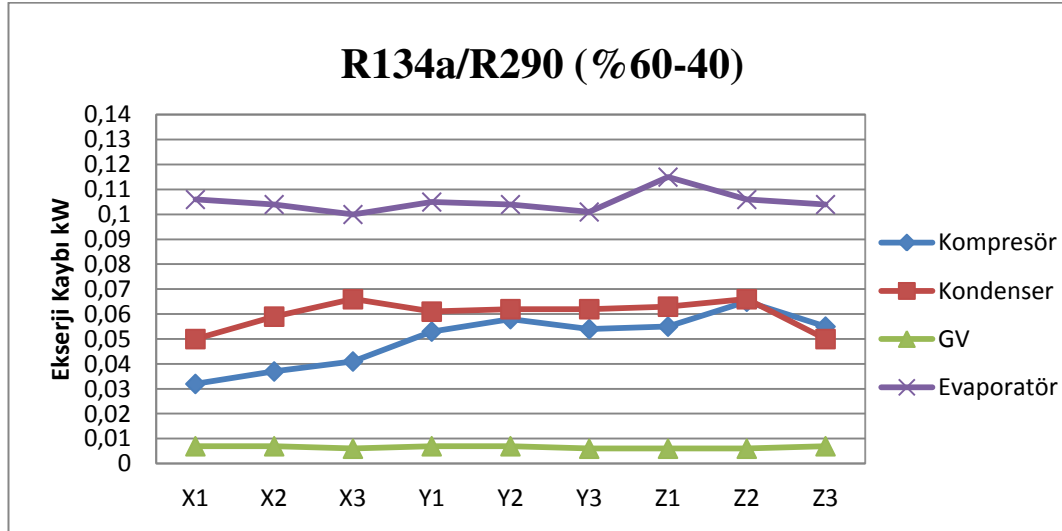
Karışım gazı için kompresör ekserji kaybı en az X2 ve en fazla kayıp Z2 durumunda görülmüştür. Kompresörün R134a'ya uyumlu olması ekserji kaybını artırmıştır.

Kömpresörün aksine kondenserde ve buharlaştırıcıda değişim fazla görülmemektedir. Kondenser için X3'te en fazla kayıp oluşurken X1'de en az kayıp alınmıştır. Genleşme valfinde ise kayıplar oldukça düşüktür.



Şekil 8.11. Kütlesel olarak (%50-50) R134a/R290 sisteminin ekserji kaybı

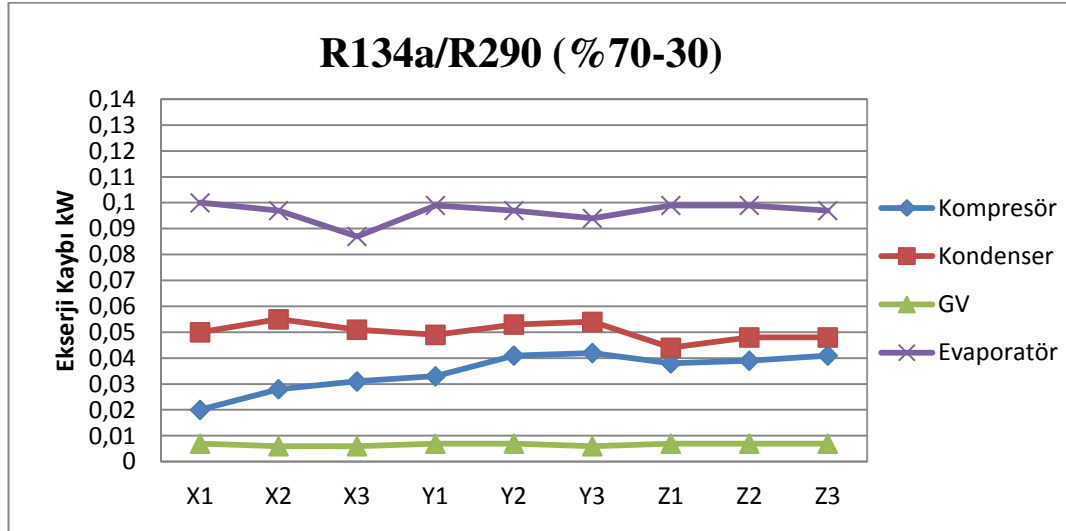
R134a/R290 (%50-50) karışımında kompresör için ekserji kaybı en az X1 de ve en fazla kayıp Z2 de görülmektedir. Kompresörün alçak ve yüksek basıncı bu duruma etki göstermiştir. Karışım gazına göre bu karışım da daha az kayıp görülmüştür. Karışımın içersinde R134a olması ekserji kaybını azaltmıştır. Genleşme vanasındaki ekserji kaybı ihmal edilebilir seviyededir. Kondenser ve buharlaştırıcıda ki ekserji kaybı önce artmasına rağmen azalma eğilimi göstermiştir.



Şekil 8.12. Kütleli olarak (%60-40) R134a/R290 sisteminin ekserji kaybı

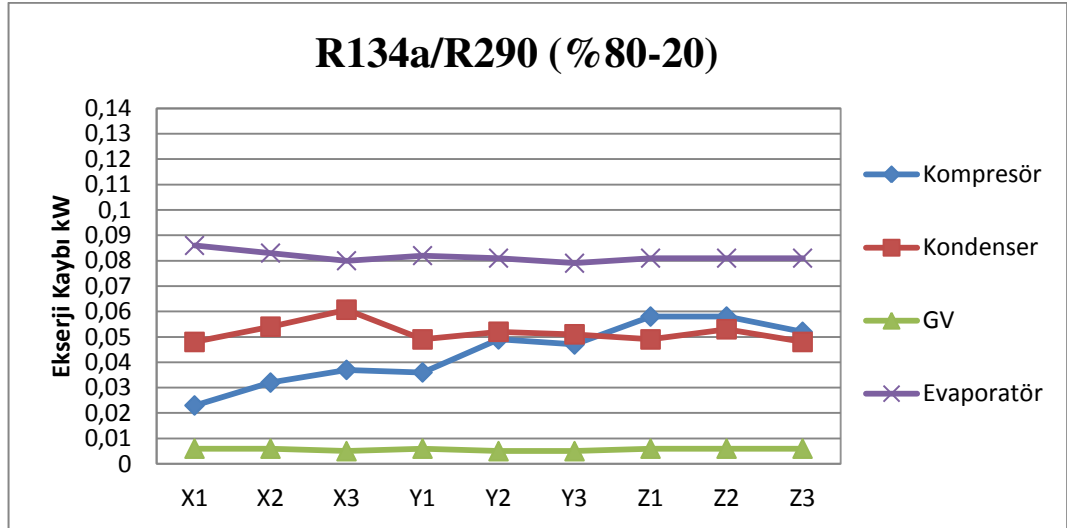
R134a/R290 (%60-40) karışımında kompresör ekserji kaybı en fazla Z1 durumunda artış göstermesine rağmen deney durumlarında fazla değişiklik olmamıştır. Kondenser ve kompresörde ki ekserji kaybı ise en fazla Z2 durumunda gözlemlenmiştir.

R134a/R290 (%60-40) karışımında kompresördeki ekserji kaybında genel olarak (%50-50) karışımına göre azalma görülmüştür. Karışımındaki R134a oranı arttıkça kompresörde kayıplar azalmaktadır. Kondenser ve evaporatördeki kayıplar aynı şekilde sistemin uyumlu soğutucu akışkan olan R134a oranından dolayı ekserji kayıpları azalmıştır.



Şekil 8.13. Kütleli olarak (%70-30) R134a/R290 sisteminin ekserji kaybı

R134a/R290 (%70-30) karışımında kompresör için ekserji kaybı en fazla Y3 durumunda kondenser için X2 ve evaporatör için ise Y1 durumunda kayıplar görülmüştür.

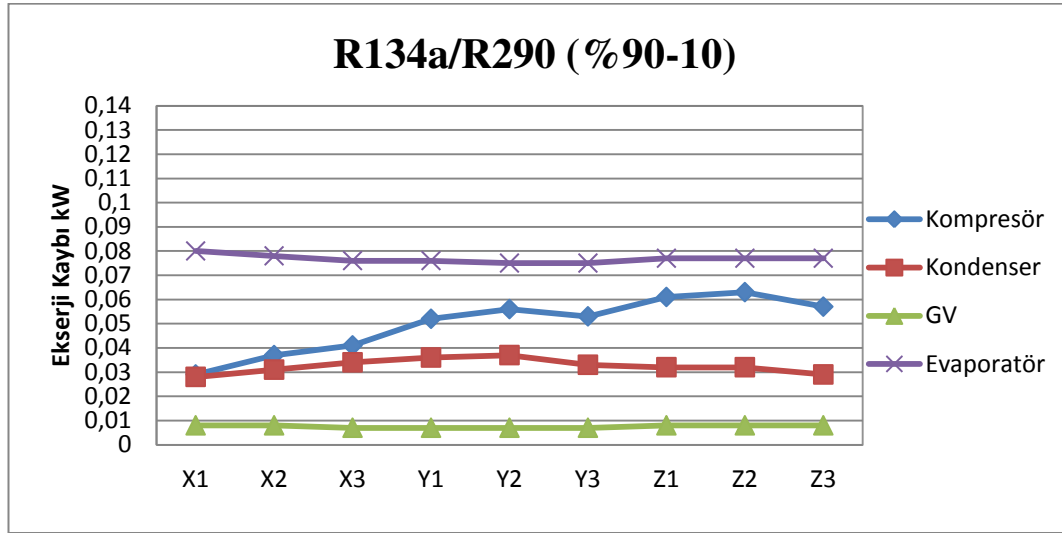


Şekil 8.14. Kütleli olarak (%80-20) R134a/R290 sisteminin ekserji kaybı

R134a/R290 (%80-20) karışımında kompresörün ekserji kaybı en fazla Z1 durumunda görülmüştür.



Kondenserde de ise X3 durumunda görülmüştür. Buharlaştırıcıda X1 durumunda en fazla ekserji kaybı görülmüştür.



Şekil 8.15. Kütlesel olarak (%90-10) R134a/R290 sisteminin ekserji kaybı

R134a/R290 (%90-10) deneyinde kompresör ekserji kayıpları artış göstermiştir. Kondenser ekserji kaybı fazla değişiklik göstermemiştir. Evaporatörde ekserji kaybında diğer deneylere göre %10 azalma görülmüştür.

## 9. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, alternatif soğutucu akışkan olarak hidrokarbon gaz karışımlarının bir ısı pompasında termodinamiğin birinci ve ikinci kanuna göre performans analizi yapılmıştır. Sistemine uyumlu referans akışkan olarak R134a, alternatif akışkan olarak da karışım gazı ve farklı oranlarında R134a/R290 gaz karışımları kullanılmıştır. Deneyde ısı pompası için 3 farklı soğutma suyu debisinde her debi için 3 farklı fan hızında enerji ve ekserji analizi yapılmıştır.

Deneyisel çalışma sonucunda en yüksek COPs R134a için 5,50 ile Z3 durumunda elde edilmiştir. Bunun nedeni olarak fan hızının düşük oluşu ve su debisinin artması sistemin buharlaştırıcı ve yoğuşturucunun yüksek verimde ısı atması ve almasıdır.

Karışım gazı için en yüksek COPs değeri X3 durumu ile 5,15 olarak görülmüştür. Karışım gazı için bu değerin düşme sebebi sistemin R134a için tasarlanmış olması bunun yanında kompresörün daha fazla çalışarak sisteme ek bir ısı yükü oluşturmasıdır.

Kütlesel olarak (% 50/50, 60/40, 70/30, 80/20, 90/10) oranlardaki R134a/R290 gaz karışımları soğutma performans katsayısı R134a ve karışım gazı kadar performans gösterememiştir. Sistem tasarımı R134a için uygun olması diğer karışımların COP<sub>s</sub> değerlerini etkilemiştir.

Deney bulgularına göre, sistem verimi, kullanılan akışkana göre değişse bile kullanılan ekipmanın uyumu da önemli bir unsurdur. Kullanılan akışkana göre uygun sistem elemanları seçilmelidir.

Kompresör için verime bakıldığında karışım gazı ve R134a/Propan karışımlarının uygun kompresör seçiminde veriminin artırılabilir olduğu görülmektedir. Karışım gazı ve R134a/Propan karışımları yoğunluk olarak R134a'dan yaklaşık %50 daha düşüktür. Bu oran daha fazla iş demektir. Enerji tüketimi olarak hidrokarbon karışımlar ve karışım gazı daha fazla elektrik tüketimine sebep olmuştur.

Isı pompası sisteminde II. kanun analizinde ekserji kayıpları I. kanun analizinde olduğu gibi 9 farklı durum göz önüne alınmıştır. Kompresördeki ekserji kaybı sistemin referans akışkanı R134a'ya göre R134a/HC karışımlarında artış göstermiştir. Kompresördeki ekserji kayıplarının artış sebepleri sistemdeki basınç farklılıklarının ve bunun yanında yoğuşturucu giriş sıcaklıklarının sistemin referans akışkana göre daha yüksek oluşudur.

Yoğuşturucudaki ekserji kaybı değerleri sistem referans akışkanı R134a'ya göre R134a/R290 karışımında artış göstermiştir. Kompresörden gelen soğutucu akışkan referans akışkana göre yüksek sıcaklıkta oluşu ve basıncın ekserji değerleri arasındaki farkı artırdığını göstermektedir.

Sistemde genleşme vanasında ekserji kaybı ihmal edilebilir düzeyde değişimler göstermiştir. R134a/R290 karışımındaki genleşme vanası ekserji kaybı R134a'ya göre 0,002 kW'lık bir artış sağlamıştır. Genleşme vanasının kullanılan soğutucu akışkana göre geliştirilmelidir.

Buharlaştırıcıda görülen ekserji kayıpları değişimi ısı pompası sisteminin diğer elemanlarından kompresör ve yoğuşturucu gibi artan bir kayıp göstermiştir. Referans akışkana göre R134a/R290 karışımlarında kütlece R134a'nın artışı buharlaştırıcıdaki ekserji kayıplarıyla paralellik göstermektedir. Buharlaştırıcıdaki ekserji kaybının artışında referans akışkanının yanında, sistemdeki fan debisi de önemli yer tutmaktadır. Fan debisindeki değişimler elektrik tüketimini artırdığından sistemin giren ve çıkan ekserjileri arasında da farklılık oluşturmaktadır. Fanın sisteme kattığı ekserji kaybından kurtulmak için buharlaştırıcı yüzey boyutları artırılabilir. Böylelikle elektrik tüketiminin sisteme yaptığı ek yük ortadan kaldırılabilir.

Sonuç olarak deneysel çalışmada I. kanun ve II. kanun analizlerinde sistemin referans akışkanı olan R134a ekserji kayıplarında, karışım gazı ve R134a/R290 karışımlara göre daha iyi sonuçlar vermiştir. HFC'lerin 20 yıl içinde ticari yasağı göz önünde bulundurulduğunda, R134a uyumlu sistemlerde sistem bileşenlerinde herhangi bir değişiklik yapmadan çevresel zararı olmayan karışım gazı ve

R134/R290 karışımlarını kullanmak uygun olacaktır. HC gaz karışımları soğutma kapasitesi ve çevreye olan duyarlılığı sayesinde iyi bir alternatif olarak görülmektedir.

## 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. Onat, A., Bulgurcu, H., Mollahüseyinoğlu, Ö., “Farklı Buharlaştırıcı Sıcaklıklarına Göre R-22 ve Alternatifi Olan Soğutucu Akışkanların Karşılaştırması”, *KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi*, Kahramanmaraş, 10:77-79 (2007).
3. Calm, J. M., Domanski, P.A., “R-22 replacement status”, *ASHRAE Journal* ,46 (8): (29-39) (2004).
4. Özcan, H., Alternatif soğutucu akışkanların performanslarının ekserji yöntemi ile belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 14 (2011).
5. İnternet: “Usage Risks of Hydrocarbons” [www.hychill.com.au/pdf/facts.pdf](http://www.hychill.com.au/pdf/facts.pdf). (10.07.2012 tarihinde erişildi) (2010).
6. Kızıllıkan, Ö., “Alternatif Soğutucu Akışkanlı Değişken Hızlı Kompresörlü Bir Soğutma Sisteminin Teorik ve Deneysel İncelenmesi”. Doktora Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, 21 (2008).
7. Özcan. H.,Arcaklıoğlu. E., “ Alternatif Soğutucu Akışkanlar Olarak Çevre Dostu Hidrokarbonların Kullanılması Üzerine Bir Değerlendirme” *International Advanced Technologies Symposium*, 68 (2011).
8. James, R.W. and Missenden, J.F., “The use of Propane in domestic refrigerator”, *International Journal of Refrigeration*, 15: 92-100 (1992).
9. Petz, M. and Wolf, R., “Performance tests of a vehicle refrigerant compressor with R12, R134a, R290 and R600a”, *Syposium On Hydrocarbons And Other Progressive Answers To Refrigeration*, Greenpeace, Hamburg, 185-194 (1995).
10. Lee, Y.S. and Su, C.C., “Experimental studies of isobutane (R600a) in domestic refrigeration system”, *Applied Thermal Engineering*, 22: 507-519 (2001).
11. Halimic, E., Ross, D., Agnew, B., Anderson, A. and Potts, I., “A comparison of the operating performance of alternative refrigerants” *Applied Thermal Engineering*, 23: 1441-1451 (2003).
12. Bansal, P. K., Purkayastha, B., “An NTU- model for alternative refrigerants”, *International Journal of Refrigeration*, 21: 381-397 (1998).

13. 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 (1995).
14. 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).
15. Ataer, Ö., E., Türkoğlu H. ve Usta H., “Ticari soğutucularda alternatif soğutucu akışkanların kullanımı”, **Türkiye Teknoloji Geliştirme Vakfı Dergisi**, 29-33 (1999).
16. Sekhar, S.J. and Lal, D.M., “HFC134a/HC600a/HC290 mixture a retrofit for CFC12 systems”, **Refrigeration**, 28: 735-743 (2005).
17. 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).
18. Richardson, R. and Butterworth, J., “The performance of propane/isobutane in a vapor-compression refrigeration system”, **International Journal of Refrigeration**, 18: 58-68 (1995).
19. Alsaad, M.A. and Hammad, M.A., “The application of propane/butane mixture for domestic refrigerators”, **Applied Thermal Engineering**, 18: 911-918 (1998).
20. Alsaad, M.A. and Hammad, M.A., “The use of Hydrocarbon mixtures as refrigerants in domestic refrigerators”, **Applied Thermal Engineering**, 19: 1181-1189 (1999).
21. Colbourne, D. and Ritter, T.J., “Compatibility of non-metallic materials with hydrocarbon refrigerants and lubricant mixtures”, **IIF – IIR Commission Proceedings**, Purdue University, USA, 214-222 (2000).
22. Arcaklıoğlu, E., “R12, R22 ve R502 soğutucu akışkanları ve alternatif karışımlarının soğutma sistemlerindeki termodinamik analizi”, Doktora Tezi, **Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü**, Kırıkkale, 80-120 (2002).
23. Wongwises, S. and Chimres, N., “Experimental study of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in a domestic refrigerator”, **Energy Conversion and Management**, 46: 85-100 (2005).
24. Wongwises, S., Kamboon, A. and Orachon, B., “Experimental investigation of hydrocarbon mixtures to replace HFC-134a in an automotive air conditioner”, **Energy Conversion and Management**, 47: 1644-1659 (2006).

25. Fatouh, M. and El Kafafy, M., "Experimental evaluation of a domestic refrigerator working with LPG", *Applied Thermal Engineering*, 26: 1593-1603 (2006).
26. Fatouh, M. and El Kafafy, M., "Assessment of propane/commercial butane mixtures as possible alternatives to R134a in domestic refrigerators", *Energy Conversion and Management*, 47: 2644-2658 (2006).
27. Park, K.J. and Jung, D., "Performance of heat pumps charged with R170/R290 mixture", *Applied Energy*, 86: 2598-2603 (2009).
28. Dalkilic, A.S. and Wongwises, S., "A performance comparison of vapour compression refrigeration system using various alternative refrigerants", *International Communications In Heat and Mass Transfer*, 37: 1340-1349 (2010).
29. C. Aprea, C. Renno, —Experimental comparison of R22 with R417A performance in a vapour compression refrigeration plant subjected to a cold store, *Energy Conversion and Management*, 45: 1807-1819 (2003).
30. D.B. Jabaraj, P. Avinash, D.M. Lal, S. Renganarayan, —Experimental investigation of HFC407C/HC290/HC600a mixture in a window air conditioner, *Energy Conversion and Management*, 47: 2578-2590 (2006).
31. S.J. Sekhar, D.M. Lal, S. Renganarayanan, — Improved energy efficiency for CFC domestic refrigerators retrofitted with ozone-friendly HFC134a/HC refrigerant mixture, *International Journal of Thermal Sciences*, 43: 307-314 (2003).
32. S.J. Sekhar, D.M. Lal, —HFC134a/HC600a/HC290 mixture a retrofit for CFC12 systems, *International Journal of Refrigeration*, 28:735-743 ( 2005).
33. Özkol, N., "Uygulamalı soğutma tekniği", *Makine Mühendisleri Odası Yayın*, No: MMO/2007/115/7, Ankara, 21-28, 55-72, 107-153 (2007).
34. Variyenli, H.İ., "Isı Enerjisi Kullanarak Soğutucu Akışkanların Sıkıştırılmasını Sağlayacak Bir Kompresörün Tasarımı, İmalatı Ve Test Edilmesi", Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 29-30 (2008).
35. Çengel Y. A., Boles M. A., "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik", Derbentli T., *Literatür Yayıncılık*, İstanbul, 20: 526-540 (1996).
36. Kara, Y.A., Yüksel, B., " Evaluation of Low Temperature Geothermal Energy Through The Use Of Heat Pump", *Energy Conversion & Management*, 42: 773-781 (2001).

37. Menlik, T., “Alternatif Akışkanlı İki Kademeli Soğutma Sisteminin Tasarımı İmalı ve Performans Deneyleri”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 19-37 (2005).
38. Ashrae, “Fundamentals”, American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers Inc., **Atlanta**, 1-25 (1993).
39. Kılıç, H., “Güneş Enerji Destekli Isı Pompası Tasarımı, İmalatı ve Performans Deneyleri”, Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Sayfa 17-19 (2006).
40. Acar, Ş.G., “Denizli Havzasındaki Jeolojik Formasyonlarda Sıcaklık Ve Isı Depolama Kapasitesi Değişiminin İncelenmesi ve Isı Pompası Uygulamalarının Araştırılması”, Doktora Tezi, **Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Denizli, 1-15 (2009).
41. Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Coşkun, S., “Soğutma tekniği ve uygulamaları” **VİPAŞ A.Ş.**, Bursa, 608-624 (2002).
42. Usta, H., “Soğutma Sistemleri Tasarımı” **Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi**, 15 (2004).
43. 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).
44. Ashrae, “Ashrae temel el kitabı (Fundamentals) bölüm 17, soğutucu akışkanların özellikleri”, **Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınlar**, 3: 87-93 (2005).
45. Usta, H., “Soğutma Sistemleri Tasarımı” **Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi**, 17- 19 (2004).
46. Başer, E., Soğutucu maddelerle ilgili dünyada ve Türkiye’deki gelişmeler, **Mühendis ve Makine**, 39 (458), 15-46 (1998).
47. B. Saleh , M. Wendland , —Screening of Pure Fluids as alternative refrigerants, **International Journal of Refrigeration**, 29: 260-269 (2006).
48. Özcan. H.,Arcaklıoğlu. E., ‘ ‘ Alternatif Soğutucu Akışkanlar Olarak Çevre Dostu Hidrokarbonların Kullanılması Üzerine Bir Değerlendirme’’ **International Advanced Technologies Symposium** (2011).
49. ASHRAE, **Safety Code for Mechanical Refrigeration**, 15, USA (1994).
50. Özcan H., “Alternatif soğutucu akışkanların performanslarının ekserji yöntemi ile belirlenmesi”. Yüksek Lisans Tezi, **Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Sayfa 14,15 (2011).



51. Çalışkan E., Rona U., “Vorteks Tüplerin Araştırılması ve Deneysel Olarak Hava ve Karbondioksit Akışkanlarının Uygulanması”, **Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi**, Bitirme Tezi, Ankara, 18-28 (2004).
52. Odabaşıoğlu, T., “Ticari Soğutucularda Alternatif Soğutucu Akışkan R- 134A İçin Kılcal Boru Uzunluğunun Deneysel Olarak Belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara,11 (2001).
53. Çengel, Y.A., Boles, M.A., ”Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik” Darbentli, T., **Literatür Yayıncılık**, İstanbul, 20, 551-552, 529 (1996).
54. Menlik, T., ”Alternatif Akışkanlı İki Kademeli Soğutma Sisteminin Tasarımı İmalı ve Performans Deneyleri”, Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 19-37 (2005).
55. Çetinkaya, S., “Termodinamik Yasalar İşlemler Uygulamalar”, **Nobel Yayın Dağıtım**, Ankara, 62-68 (1999).
56. Özdemir, M., B., ‘ ‘ R407c Soğutucu Akışkan Kullanılan Düşey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Performansının Deneysel İncelenmesi ’ ’ Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 82 (2011).
57. Dincer I., Rosen M.A., Exergy, **Energy, Environment and Sustainable Development Elsevier**, 91-102 (2007).
58. Çetinkaya, S., “Termodinamik Yasalar İşlemler Uygulamalar”, **Nobel Yayın Dağıtım**, Ankara, 62-68 (1999).
59. Krakow, K.I., “Exergy analysis: Dead-state definition”, **ASHRAE Transaction**, 97 (1): 328-36 (1991).
60. Kotas, T.J., “The exergy method of thermal plant analysis”, Tiptree, Essex: **Anchor Brendon Ltd.** (1985).
61. Szargut, J., “Exergy Method, Technical and ecological applications”, **WIT Press Southampton**, Boston, 35-38 (2005).
62. Hary, J. and Ronald, H., “ Heat Pups Systems”, **John Wiley & Sons**, New York, 85 (1983).
63. Özdemir, M., B., ‘ ‘ R407c Soğutucu Akışkan Kullanılan Düşey Tip Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Performansının Deneysel İncelenmesi ’ ’ Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 83-85 (2011).
64. Pearson, S.F. “New, Natural and Alternative Refrigerants”, **Star Refrigeration Limited**, 1-12 (2003).

65. Lemmon, E.W., McLinden, M.O. and Huber, M.L., “NIST reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP”, ***NIST Standard Reference Database***, 23-Version 7.0 (2002).
66. Aktaş, M., Ceylan, İ., Doğan, H., Aktekeli, Z., “Güneş enerjisi destekli, ısı pompalı kırmızı biber kurutucusunun tasarımı, imalatı ve performans deneyleri” ***Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi***, 30 (1) : 115 (2010).

**EKLER**





## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : KAÇMAZ, Halit  
 Uyruğu : T.C.  
 Doğum Tarihi ve yeri : 09.10.1985 Giresun  
 Medeni Hali : Bekar  
 İş Telefonu : 0 312 202 87 04  
 e-mail : halit\_kacmaz@hotmail.com

| Eğitim Derece | Eğitim Birimi                   | Mezuniyet Tarihi |
|---------------|---------------------------------|------------------|
| Yüksek Lisans | Gazi Üniversitesi/Makine Bölümü | 2013             |
| Lisans        | Gazi Üniversitesi/Makine Bölümü | 2009             |

| İş Deneyimi Yıl | Yer               | Görev    |
|-----------------|-------------------|----------|
| 2010            | Gazi Üniversitesi | Öğretmen |
| 2012            | Adalet Bakanlığı  | Öğretmen |

### Hobiler

Masa Tenisi, Bilgisayar Teknolojileri, Otomobil Sporları, Savunma Sanayi