

**R22 VE ALTERNATİFLERİ R407C İLE R410A SOĞUTUCU  
AKIŞKANLARININ ISI POMPASINDAKİ PERFORMANSLARININ TEORİK  
OLARAK İNCELENMESİ**

**Ahmet DEMİRCİOĞLU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE EĞİTİMİ**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ŞUBAT 2010  
ANKARA**

Ahmet DEMİRCİOĞLU tarafından hazırlanan R22 VE ALTERNATİFLERİ R407C İLE R410A SOĞUTUCU AKIŞKANLARININ ISI POMPASINDAKİ PERFORMANSLARININ TEORİK OLARAK İNCELENMESİ adlı bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Yrd. Doç. Dr. Tayfun Menlik .....

Tez Danışmanı, Makine Eğitimi Anabilim Dalı

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

Doç. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK .....

Makine Eğitimi/Karabük Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Tayfun MENLİK .....

Makine Eğitimi/Gazi Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Sezai YILMAZ .....

Makine Eğitimi/Karabük Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Kurtuluş BORAN .....

Makine Eğitimi/Gazi Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Hüseyin USTA .....

Makine Eğitimi/Gazi Üniversitesi

Tarih: 04/02/2010

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

Prof. Dr. Bilal Toklu .....

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.

Ahmet DEMİRCİOĞLU

**R22 VE ALTERNATİFLERİ R407C İLE R410A SOĞUTUCU  
AKIŞKANLARININ ISI POMPASINDAKİ PERFORMANSLARININ TEORİK  
OLARAK İNCELENMESİ  
(Yüksek Lisans Tezi)**

**Ahmet DEMİRCİOĞLU**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
Şubat 2010**

**ÖZET**

Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların çevreye ve ozon tabakasına zarar verdiği ve küresel ısınmaya sebep olduğu tespit edildikten sonra çevre için zararsız alternatif soğutucu akışkanlar geliştirilmeye ve kullanılmaya başlanmıştır. Yeni alternatif soğutucu akışkanların soğutma sistemlerindeki performansları hakkında ülkemizde yeteri kadar bilgiye ulaşılamamaktadır.

Bu çalışmada; R22 ve alternatifleri olan R407C ile R410A soğutucu akışkanlarının ısı pompasındaki, farklı çalışma şartları için ısıtma-soğutma performansları, enerji ve ekserji analizleri teorik olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar grafiksel olarak karşılaştırılmıştır. Çalışmada kullanılan veriler Solkane 6.0 programından alınmış ve Matlab 6.0 programı kullanılarak grafiklere aktarılmıştır.

**Bilim Kodu : 708.3.015**  
**Anahtar Kelimeler : Soğutma, ısı pompası, soğutucu akışkanlar, R407C, R22, R410A**  
**Sayfa Adeti : 85**  
**Tez Yöneticisi : Yrd. Doç. Dr. Tayfun Menlik**

**THEORETICAL INVESTIGATION OF PERFORMANCES OF R22 AND  
R407C AND R410A WHICH ARE SUBSTITUTES FOR R22 IN A HEAT  
PUMP**

**(Master Thesis)**

**Ahmet DEMİRCİOĞLU**

**GAZI UNIVERSITY  
INSTITUTE OF SCIENCE**

**February 2010**

**ABSTRACT**

After determining the refrigerants used in cooling systems cause the global warming and have ozone depletion potential, new alternative refrigerants, harmless for environment, have been started to be developed and used. Unfortunately, it cannot be reached to enough information about the performance of refrigerants in cooling systems in our country.

In this work, the cooling-heating performances, the energy and exergy performance in a heat pump system with superheated/sub cooled of R22 and R407C and R410A which are substitutes for R22 have been theoretically investigated . Obtained results were graphically compared. Data used in present work were obtained from Solkane 6.0 and were transmitted to graphics by Matlab 6.0

**Science Code : 708.3.015**

**Key Words : Refrigerating, heat pump, refrigerant, R407C, R22,  
R410A,**

**Page number : 85**

**Thesis Leader : Ass. Prof. Dr. Tayfun Menlik**

## TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren Hocam Yrd. Doç. Dr. Tayfun MENLİK'e ve değerli arkadaşım Esra Nur DÜZ'e ve her zaman yanımda olan ve desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen değerli aileme teőekkürü bir borç bilirim.

## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET .....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER .....	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR .....	xii
1. GİRİŞ .....	1
2. SOĞUTMA.....	5
2.1. Soğutma Yöntemleri .....	6
2.1.1. Fiziksel soğutma .....	7
2.1.2. Kimyasal soğutma.....	7
2.1.3. Mekanik soğutma.....	8
2.2. Soğutma Sistemleri .....	8
2.2.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi .....	9
2.2.2. Absorpsiyonlu soğutma sistemi .....	12
2.2.3. Buhar - jet (ejektör) soğutma sistemi .....	13
2.2.4. Hava soğutma sistemi.....	15
2.3. Soğutucu Akışkanlar .....	16
2.3.1. Alternatif soğutucu akışkanlar .....	20
2.3.2. Soğutucu akışkanların çevresel etkileri.....	23
3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	28

**Sayfa**

3.1. Giriş.....	28
3.2. Kompresörlü Soğutma Sistemleri, Performansları ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar ile İlgili Yapılan Çalışmalar.....	29
4. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ VE TERMODİNAMİK ANALİZİ.....	34
5. MATERYAL METOD.....	45
5.1. Giriş.....	45
5.2. Soğutucu Akışkanların Termofiziksel Açından Karşılaştırılması.....	45
5.3. Çalışma İçin Belirlenmiş Parametreler.....	48
5.4. Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sistemi.....	49
6. ELDE EDİLEN BULGULAR VE DEĞERLENDİRME .....	57
6.1.Sonuçlar .....	57
6.2. Sonuç ve Öneriler.....	72
KAYNAKLAR .....	75
EKLER.....	78
EK -1 R407C'nin Termodinamik Özellikleri .....	79
EK -2 R410A'nın Termodinamik Özellikleri .....	81
EK -3 R22'nin Termodinamik Özellikleri.....	83
ÖZGEÇMİŞ.....	85



## ÇİZELGELERİN LİSTESİ

<b>Çizelge</b>		<b>Sayfa</b>
Çizelge 2.1.	ODP'leri belirlenmiş Grup 1 kapsamındaki soğutucu akışkanlar.....	22
Çizelge 2.2.	Atmosfere salınan gazların küresel ısınma potansiyelleri ve ozon tabakasına etkisi.....	26
Çizelge 5.1.	R22, R407C ve R 410A'nın termofiziksel özellikleri .....	47
Çizelge 5.2.	Çalışma parametreleri (analizler için yapılan kabuller).....	48

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 2.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin şematik gösterimi.....	10
Şekil 2.2. Buhar sıkıştırırmalı ideal soğutma çevriminin logP-h diyagramı .....	11
Şekil 2.3. Buhar sıkıştırırmalı ideal soğutma çevriminin T-s diyagramı .....	11
Şekil 2.4. Amonyak–su soğurmalı soğutma çevrimi.....	12
Şekil 2.5. Ejektörlü soğutma sistemi şematik gösterimi.....	14
Şekil 2.6. Hava soğutma çevrimi (kapalı sistem) şematik gösterimi.....	15
Şekil 2.7. Uçaklarda kullanılan hava soğutma sistemi (açık sistem) .....	16
Şekil 2.8. Ozon tabakasının oluşumu şematik gösterimi.....	24
Şekil 4.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi şematik gösterimi.....	34
Şekil 4.2. Buharlı sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı.....	35
Şekil 4.3. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi logP-h diyagramı .....	35
Şekil 4.4. Buhar sıkıştırırmalı gerçek soğutma çevriminin logP-h diyagramı..	37
Şekil 5.1. Aşırı soğutmalı/aşırı kızdırmalı BSSS'nin şematik gösterimi .....	50
Şekil 5.2. Aşırı soğutmalı/aşırı kızdırmalı BSSS'nin gerçek çevriminin logP-h diyagramı.....	50
Şekil 6.1. R22, R407C ve R410A'nın $COP_i$ 'lerinin $T_{con}$ 'a göre değişimi.....	57
Şekil 6.2. R22, R407C ve R410A'nın $COP_s$ 'lerinin $T_{con}$ 'a göre değişimi.....	58
Şekil 6.3. R22, R407C ve R410A'nın $COP_i$ 'lerinin $T_{sub}$ 'a göre değişimi.....	59
Şekil 6.4. R22, R407C ve R410A'nın $COP_s$ 'lerinin $T_{sub}$ 'a göre değişimi .....	60
Şekil 6.5. R22, R407C ve R410A'nın EDR'lerinin $T_{con}$ 'a göre değişimi .....	61
Şekil 6.6. R22, R407C ve R410A'nın EDR'lerinin $T_{sub}$ 'a göre değişimi .....	62
Şekil 6.7. R22, R407C ve R410A'nın EDR'lerinin $T_o$ 'ya göre değişimi.....	63

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 6.8. R22, R407C ve R410A'nın $\eta_{ex}$ 'lerinin $T_{con}$ 'a göre değişimi .....	64
Şekil 6.9. R22, R407C ve R410A'nın $\eta_{ex}$ 'lerinin $T_o$ 'ya göre değişimi .....	65
Şekil 6.10. R22, R407C ve R410A'nın $\eta_{ex}$ 'lerinin $T_{sub}$ 'a göre değişimi .....	66
Şekil 6.11. R22, R407C ve R410A'nın evaporatördeki verim düşüklüklerinin $T_{sub}$ 'a göre değişimi .....	67
Şekil 6.12. R22, R407C ve R410A'nın kondenserdeki verim düşüklüklerinin $T_{sub}$ 'a göre değişimi .....	68
Şekil 6.13. R22, R407C ve R410A'nın kompresördeki verim düşüklüklerinin $T_{sub}$ 'a göre değişimi .....	69
Şekil 6.14. R22, R407C ve R410A'nın genleşme vanasındaki verim düşüklüklerinin $T_{sub}$ 'a göre değişimi .....	70
Şekil 6.15. R22, R407C ve R410A'nın SBID'deki verim düşüklüklerinin $T_{sub}$ 'a göre değişimi .....	71
Şekil 6.16. R22, R407C ve R410A'nın kondenserdeki basınç değişimi .....	72
Şekil 6.17. R22, R407C ve R410A'nın evaporatördeki basınç değişimi .....	72

## SİMGELER VE KISALTMALAR

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

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
<b>E</b>	Toplam enerji, kW
<b>e</b>	Özgül enerji, kJ/kgK
<b>ED<sub>comp</sub></b>	Kompresördeki ekserji kaybı, kW
<b>ED<sub>con</sub></b>	Kondenserdeki ekserji kaybı, kW
<b>ED<sub>evap</sub></b>	Evaporatördeki ekserji kaybı, kW
<b>ED<sub>SBID</sub></b>	Sıvı-buhar ısı değiştiricisindeki ekserji kaybı, kW
<b>ED<sub>n</sub></b>	Ekserji kaybı, kW
<b>ED<sub>gv</sub></b>	Genleşme vanasındaki ekserji kaybı, kW
<b>EL<sub>n</sub></b>	Isıl (Termal) ekserji kaybı, kW
<b>E<sub>Q</sub></b>	Isı transferi ekserji kaybı, kW
<b>E<sub>w</sub></b>	Mekanik enerjiye karşılık gelen ekserji kaybı, kW
<b>E<sub>x</sub></b>	Noktasal enerji, kW
<b>ex</b>	Ekserji, kW
<b>h</b>	Entalpi, kJ/kg
<b>I</b>	Tersinmezlik
<b><math>\dot{m}</math></b>	Kütleli debi, kg/h
<b><math>\dot{m}_{sa}</math></b>	Soğutucu akışkan debisi, kg/h
<b>P</b>	Basınç, bar

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$P_{cd}$	Kondenserdeki basınç düşümü, bar
$P_{con}$	Kondenserin yoğunlaşma basıncı, bar
$P_{ed}$	Evaporatördeki basınç düşümü, bar
$P_{evap}$	Evaporatörün buharlaşma basıncı, bar
$Q$	Isı, kW
$Q_{con}$	Kondenserin verdiği ısı, kW
$Q_{evap}$	Evaporatörün aldığı ısı, kW
$s$	Entropi, kJ/kgK
$S_{üretim}$	Entropi üretimi, kJ/kgK
$T$	Sıcaklık, °C, K
$T_{con}$	Kondenser sıcaklığı, °C ,K
$T_E$	Soğutucu akışkanın evaporatördeki sıcaklığı, °C, K
$T_{evap}$	Evaporatör sıcaklığı, °C, K
$T_K$	Soğutucu akışkanın kondenserdeki sıcaklığı, °C, K
$T_o$	Ortam sıcaklığı, °C, K
$T_{sub}$	Aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklığı °C, K
$V$	Hız, m/s
$v$	Hacimsel debi, dm <sup>3</sup> /h
$W$	İş, kW
$W_{comp}$	Kompresördeki net iş, kW
$Z$	Yükseklik

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$\Delta E$	Toplam enerji değişimi, kW
$\Delta T_K$	Soğutucu akışkanın kompresör giriş çıkış sıcaklık farkı, °C, K
$\Delta T_S$	Soğutucu akışkanın kondenser çıkışı ile genişleme vanasına arasındaki sıcaklık farkı, °C, K
$\Delta T_{subc}$	Aşırı soğutma sıcaklığı, °C, K
$\Delta T_{suph}$	Aşırı kızdırma sıcaklığı, °C, K
$\eta$	Verim
$\eta_{comp}$	Kompresör verimi
$\eta_{ex}$	Ekserjik verim
$\delta_n$	Verimdeki düşme
<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
<b>ASHRAE</b>	The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
<b>ASKIP</b>	Aşırı soğutmalı/aşırı kızdırmalı ısı pompası
<b>BSSS</b>	Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi
<b>CFC</b>	Kloroflorokarbon
<b>CIO</b>	Klormonoksit
<b>COP</b>	Performans katsayısı (Coefficient of Performance)
<b>COP<sub>i</sub></b>	Isıtma performans katsayısı
<b>COP<sub>s</sub></b>	Soğutma performans katsayısı
<b>EDR</b>	Ekserji kaybı oranı

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
<b>EU</b>	Avrupa Topluluğu
<b>GWP</b>	Küresel ısınma (Global Warming Potential)
<b>HFC</b>	Hidroflorokarbon
<b>HCFC</b>	Hidrokloroflorokarbon
<b>ITK</b>	Isıtma tesir katsayısı
<b>TBSSS</b>	Tersinir buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi
<b>ODP</b>	Ozon tahrip etme potansiyeli
<b>POE</b>	Polyol Ester
<b>SBID</b>	Sıvı-buhar ısı değiştiricisi
<b>STK</b>	Soğutma tesir katsayısı
<b>UV</b>	Ultraviyole

## 1. GİRİŞ

Teknolojinin akıl almaz boyutlara ulaştığı günümüzde, her an yeni bir gelişme yaşanmakta, her gelişme beraberinde bir başka teknolojik gelişmeyi getirmektedir. Buna paralel olarak çevre üzerindeki baskı da aynı derecede artmakta ve bu durum da insanlığı çok ciddi tehlikelerin beklediğinin habercisi olmaktadır. İnsanlık bir yandan rahat ve mutluluğu adına teknolojik gelişme için elinden geleni yapmakta, bunu yaparken dünya üzerinde kurabildiği ölçüde baskı kurmakta ve bu baskıların olumsuz neticelerinden etkilenmemek için de yine teknolojiye başvurmaktadır. Soğutma alanında bu değişimin etkisinde kalmaktadır. Çevreye ve doğaya en az zarar verecek ve en iyi performansta çalışacak sistemler ve malzemeler geliştirilmeye çalışılmaktadır.

Bilindiği gibi bir çok alanda soğutma sistemleri 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. dir. Bu cihazlar ve sistemlerde kullanılan soğutucu akışkanlar çevreye, özellikle ozon tabakasına ciddi zararlarda bulunmaktadır. Konutlarda kullanılan buzdolabı sayısı düşünülürse soğutucu akışkanların çevreye verdiği zarar göz ardı edilemez. Çevreye zarar veren gazların (CFC) kullanımı sonlandırma uygulaması, Türkiye'nin de taraf olduğu Montreal Protokolü gereğince ülkemizde de uygulanmaktadır. Kontrol altına alınan CFC içerikli soğutucu akışkanların kullanımı ülkemizde 2020 yılında son bulacaktır [1,2].

Yapılarında klor bulunan soğutucu akışkanlar ozon tabakasına zarar vermektedir. Yapısında klor bulunmayan hidrokarbonların ozon tahrip etme potansiyelleri (ODP: Ozon Depletion Potential) sıfırdır. Yani ozon tabakası üzerinde hiçbir olumsuz etkileri yoktur. Buna rağmen küresel ısınmaya (GWP: Global Warming Potential) biraz da olsa olumsuz etki yaparlar.



Montreal Protokolüne göre taraf ülkelerde, kademeli olarak 2030 yılına kadar, yapısında klor atomu bulunmayan soğutucu akışkan kullanımına geçilecektir[1].

Son birkaç yıla kadar imal edilen soğutma sistem ve cihazlarında çevreye zarar veren ve kontrol altında olan soğutucu akışkanlardan R22 soğutucu akışkanı yaygın olarak kullanılmaktadır. R22 soğutucu akışkanının gelecekte kullanılmayacağı düşünülerek, alternatif olarak çevreye zarar vermeyen soğutucu akışkanların belirlenmesi ile ilgili araştırmalar başlanmış ve günden güne artarak devam ettirilmiştir. Bu anlamda yapılan çalışmalar sonucunda, R22'ye alternatif olarak, çevreye zarar vermeyen ve R22'nin termodinamik özelliklerine benzer özellik gösteren R407C ve R410A soğutucu akışkanları geliştirilmiştir [1]. Hali hazırda, R407C ve R410A soğutucu akışkanları kullanılmaya başlanmış ve kullanımı her geçen gün artarak devam etmektedir.

Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemleri, soğutma ve iklimlendirme uygulamalarında en çok kullanılan sistemlerdir. Bir soğutma sistemi tasarım esnasında, sistemin termodinamik analiziyle ve enerji hesapları ile sistemin veya onun alt bölümlerinin verimlerinin belirlenmesi gerekir. Bu bağlamda soğutma sistemlerinin tasarımı yapılırken kullanılan termoekonomik yöntemler enerji tasarrufu bakımından önem kazanmaktadır. Özellikle ikinci kanun parametreleri olan kayıp iş, entropi artışı, tersinmezlik veya ekserji analizleri birleştirilerek optimum sistem yapısı oluşturulur [3].

Ekserji hesapları, bir sistemdeki veya sistemin alt bölümlerindeki kayıpları ortaya çıkarmak için yapılır. Ekserji analizleri ile nerede ne kadar iyileştirme potansiyeli olduğu ve alt bölümlerin önem sıraları dolaylı olarak belirlenmiş olur. Hatta kayıpları en aza indirecek işletmeler ve tasarımlar geliştirilir [4].

Bu çalışmanın amacı, çevreye ve ozon tabakasına zararlı olmayan günümüzde kullanımına başlanan, ancak özellikle enerji performansları

bakımından performansları hakkında yeterli bilgi bulunmayan R22 soğutucu akışkanının ve en yaygın kullanılan alternatifleri R407C ve R410A'nın ısı pompasındaki (aynı zamanda soğutma sistemlerindeki) performanslarını teorik olarak belirlemek ve diğer kullanıcılara kolaylık sağlamaktır.

Bu çalışmanın ikinci bölümünde soğutma yöntemleri ve soğutma sistemlerinin çalışma prensipleri ile ilgili ayrıntılı bilgiler verilmiştir. Ayrıca soğutucu akışkanlar, alternatif soğutucu akışkanlar ve soğutucu akışkanların çevreye verdiği zararlar , ozon tabakasının oluşumu ve nasıl tahrip olduğu gibi bilgilere de yer verilmiştir.

Üçüncü bölümde alternatif soğutucu akışkanların karşılaştırılması, kompresörlü soğutma sistemleri, aşırı soğutmalı/kızdırmalı ısı pompaları-soğutma makineleri, ekserji analizleri, termodinamik analizler ve kompresörlü soğutma sistemlerinde alternatif soğutucu akışkanların karşılaştırması ile ilgili literatürde karşılaşılan çalışmalar kısaca özetlenmiştir.

Çalışmanın dördüncü bölümünde kompresörlü soğutma sisteminin çalışma prensipleri ve termodinamiğin yasalarına ait genel bağıntılara yer verilmiş olup, termodinamiğin birinci ve ikinci yasası ile ilgili termodinamiksel kavramlar hakkında açıklamalar yapılmıştır.

Beşinci bölümde, bu çalışmada takip edilen materyal metot ele alınmıştır. R22 soğutucu akışkanının alternatifleri olan R407C ve R410A alternatif soğutucu akışkanlarının çevresel etkileri karşılaştırılmıştır. R22 ve alternatifleri olan R407C ve R410A soğutucu akışkanlarının aşırı soğutmalı/aşırı kızdırmalı ısı pompasındaki (ASKIP) ve buhar sıkıştırımlı soğutma sistemindeki (BSSS) performansları ve ekserji kayıpları teorik olarak incelenmiştir. ASKIP'de soğutma kapasitesi ve kompresör verimi sabit tutularak, farklı ortam, buharlaştırıcı, yoğunlaştırıcı ve aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklıkları için her bir sistem elemanının ekserji kaybı (ED), verimdeki düşmeler ( $\delta$ ), sistemin ısıtma performansı (COP<sub>i</sub>) ve soğutma

performansı ( $COP_s$ ), ekserji kayıp oranı (EDR) ile sistemin verimi ( $\eta_{ex}$ ) belirlenmiştir.

Hesaplamalardan elde edilen sonuçların değerlendirilmesi grafiklerle karşılaştırmalı olarak yapılmıştır.

Çalışmanın son bölümünde R22 soğutucu akışkanı ile alternatifi olan R407C ve R410A soğutucu akışkanları için yapılan ekserji, ekserji kayıp oranı ve sistem verimi karşılaştırma ve sonuçları dikkate alınarak alternatif soğutucu akışkanların kullanılabilirlikleri hakkında önerilere yer vermiştir.

## 2. SOĞUTMA

Bir maddenin ya da bir ortamın sıcaklığını çevresindeki hacim sıcaklığının altına düşürmek ve orada muhafaza etmek üzere ısının alınması işlemine soğutma denir [5].

Bügün dünyada yaşayan insanların en az üçte biri açlığa maruz olup, yeterince beslenememektedir. İnsanlığın ihtiyacı olan besin miktarı dünyada üretiliyor olmasına rağmen üretilen miktarın üçte biri ne yazık ki insanlar tarafından kullanılmadan bozulmakta ve çürümektedir. Dünyada üretilen besinlerin tamamı insanlığa arz edilebilse, tüm insanlar yeterince beslenebilecek ve açlığa maruz kalmayacaklardır.

Besin ihtiyacı için üretilen gıda maddelerinin bozulmadan insanlara ulaştırılması, nakli ve kullanım zamanına kadar saklanabilmesi için insanlık öteden beri bazı tedbirlere başvurmuş bazı yöntemler geliştirmiştir [1].

Gıda maddelerinin bozulmadan ve çürümeden saklanabilmesi için Türk Tarihi incelendiğinde atalarımızın eti; pastırma, sucuk, sütü; yağ, peynir, balık ve bazı sebze ve meyveleri; kurutarak muhafaza etme yöntemlerini kullandığını görürüz. Ayrıca gıda maddelerini serin mağralarda muhafaza ettikleri de görülmektedir. Bu yolla gıda maddelerini soğutarak muhafaza etmişlerdir.

En basit ve eski soğutma şekli, soğuk bölgelerde iklim şartlarının meydana getirdiği buzları muhafaza edip bunları sıcak veya ısı alınmak istenen hacimlere konarak soğutma sağlanmasıdır. Kış aylarında meydana gelen buz ve karı saklayarak sıcak mevsimlerde bu kar ve buzu soğutma maksatları için kullanma yöntemi M.Ö. 1100 yıllarından beri kullanılmakta olduğu bilinmektedir. Bu uygulamanın yurdumuzun bazı bölgelerinde de geçerli bir soğutma yöntemi olduğu görülmektedir. Başka bir ilkel yöntem de eski Mısırlılardan beri geceleri açık gökyüzünü görecektarзда yerleştirilen seramik testilerde suyun soğutulmasıdır. Bu soğutma şekli, gökyüzünün gece

karanlıktaki sıcaklığının mutlak sıfır (-273,15°C) olması sebebi ile ışıma (Radyasyon) yolu ile ısının gökyüzüne iletilmesinden yararlanılarak yapılan soğutma şeklidir [5].

Zaman içinde bilim ve teknoloji gelişmiş, daha az zamanda daha ucuza yapay soğutma yapabilecek mekanik araç ve cihazlar geliştirilmiştir. Soğutma bilimi de yapay soğutma ile ilgilenir.

Laboratuvar ortamında ilk defa yapay soğutmayı Glaskow Üniversitesi profesörü Dr. Willian Cullen, 1748 yılında eter'i kısmi vakum altında buharlaştırmak suretiyle gerçekleştirmiştir. Mekanik soğutma ile ilgili bilinen ilk patent İngiliz Thomas Harris ile John Long tarafından 1790 yılında alınmıştır. 1834 yılında Amerikalı Jacob Parkins eter ile çalışan pistonlu bir soğutma makinesinin patentini almıştır. Bu makine, emme basma tulumbaya benzerdir. Ticari amaçlı bir soğuma makinesi ilk defa bir tıp doktoru olan John Gorrie (1803-1855) tarafından yapılmıştır. John Gorrie "Klima-Soğutma-Ticari buz imali" konularının babası olarak tarihe geçmiştir [5].

Bu gelişmelerden sonra soğutma Avrupa ülkelerinde ve özellikle Amerika'da hızla gelişmiş ve mekanik soğutma yöntemi ile soğuk gıda maddelerinin bozulmasını önleyerek ihtiyaç zamanına kadar muhafazasını soğuk mahallerde depolama yoluna gidilmiştir.

Ülkemizde soğutma adli vakalarda ve hastanelerde 1910 yıllarında morg odaları ile başlamıştır. 1950 yıllarında gıda maddelerini muhafazası önem kazanmış günümüzde de bu önem hızlı bir artış göstermeye başlamıştır.

## **2.1. Soğutma Yöntemleri**

Soğutma yöntemleri fizik kanunlarına dayanır. Soğutma, fiziksel, kimyasal ve mekanik soğutma olmak üzere üçe ayrılır. Kimyasal soğutmada soğutma işlevi için kullanılan madde kimyasal değişikliğe uğruş kalır. Fiziksel ve

mekanik yöntemlerle gerçekleşen soğutma işleminde soğutucu akışkanın kimyası değişmez ama farklı işlevlerin etkisi altında bulunur.

### **2.1.1. Fiziksel soğutma**

Sıvılar buharlaşırken çevreden ısı alırlar. Bu olay çevre sıcaklığının düşmesine sebep olur. Aynı şekilde sıvılar yoğunlaşırken çevreye ısı verirler ve çevre sıcaklığının artmasına sebep olurlar. Yazın yerlere su serptiğimizde çevre serinler suyun buharlaşırken çevreden ısı çekmesi, elimize kolonya döktüğümüzde elimizde serinlik hissetmemiz kolonyanın buharlaşırken elimizden ısı çekmesi ve yazın testiye koyduğumuz suyun soğuması suyun testi gözeneklerinden geçerek buharlaşması ile çevreden ve sudan ısı çekmesi fiziksel soğutmaya sayabileceğimiz örneklerdendir. İlk zamanlarda kullanılan ispirotolu buzdolapları ile elektrik olmayan yörelerde kullanılan absorpsiyonlu (soğurmalı) buzdolaplarında soğutma fiziksel yolla gerçekleşir[6].

Yaptığımız çalışmadaki BSSS'nin temelinde fiziksel soğutma vardır. Soğutucu akışkan buharlaşırken çevreden ısı çeker, yoğunlaşırken çevreye ısı verir. Bu işlem doğal şekillerde olunca fiziksel soğutma cebri olarak yapılırsa mekanik soğutma alanına girer.

### **2.1.2. Kimyasal soğutma**

Bazı maddeler normal sıcaklıkta oldukları halde belirli oranlarda birbirleriyle karıştıklarında daha düşük bir sıcaklık elde edilir. Bunun nedeni karışım oluşturulurken çevreden ısı alınmış olmasıdır. Modern soğutma makinelerinin olmadığı zamanlarda dondurmacılar, bilindiği gibi dondurma yapmak için kar veya buzla sofratuzu (NaCl) karışımından çok düşük sıcaklık elde ederlerdi. %65 kar ya da buz ile %35 sofratuzu karıştırıldığında sıcaklık -20°C ye kadar düşmektedir. Bu soğutma şekli kimyasal soğutmaya örnektir[6].

### **2.1.3. Mekanik soğutma**

Modern soğutmacılıkta daha çok mekanik soğutma yöntemi kullanılmaktadır. Mekanik yöntemle soğutma, soğutucu akışkanın gördüğü işlemler bakımından fiziksel yöntemle soğutmadan ayrılmaktadır. Gerçekte, mekanik yöntemle soğukluğun meydana getirilmesi olgusu da fiziksel bir özelliğe sahiptir. Çünkü mekanik yöntemle soğutma, dışarıdan iş verilerek soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklığının yükseltilmesi esasına dayanır[6].

Termodinamiğin ikinci kanuna göre, soğutmaya aracılık yapan soğutucu akışkanın ters yönde bir çevrimi izleyebilmesi daha açık bir deyişle soğuk kaynaktan aldığı ısıyı sıcak kaynağa geçirebilmesi için soğutucu akışkana mutlaka dışarıdan bir iş verilmesi gerekir.

### **2.2. Soğutma Sistemleri**

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

1. Buhar sıkıştırımlı (mekanik) soğutma sistemi
2. Absorpsiyonlu (soğurmalı) soğutma sistemi
3. Buhar - Jet (ejektörlü) soğutma sistemi
4. Hava soğutma sistemi

Bu bölümde yukarıda bahsedilen soğutma sistemlerinin çalışma prensiplerine kısaca değinilecektir. Sonraki bölümlerde BSSS'ye kapsamlı olarak değinilecektir.

### 2.2.1. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi

Kapalı bir devre içinde dolaştırılan soğutucu akışkanın, fiziksel durumunun değiştirilmesi ile yani sıvı halden gaz haline, gaz halinden sıvı haline geçirilmesi ile soğutma yapılan sistemlerdir. En sık rastlanan bu tip soğutma çevriminde iki ana bölüm mevcuttur. Bu iki bölüm, alçak ve yüksek basınç tarafı olarak adlandırılır.

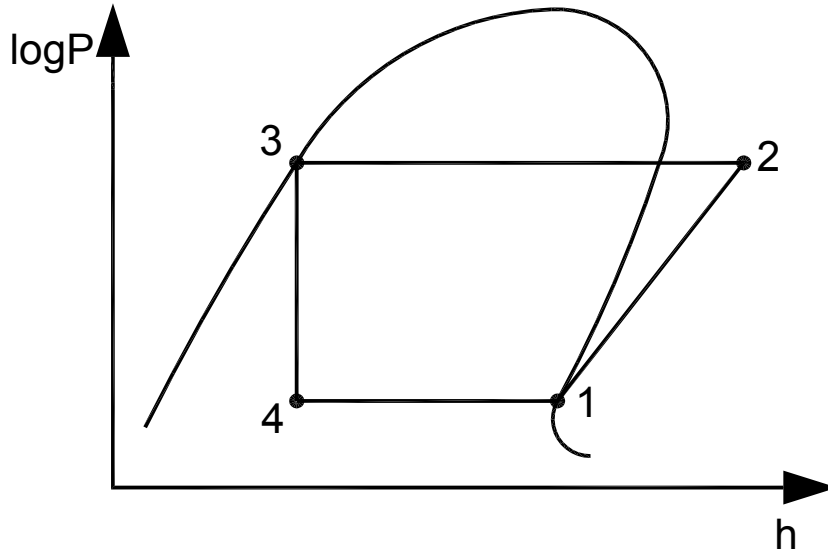
Alçak ve yüksek basınç taraflarından meydana gelen soğutma çevrimi, dört ana elemandan oluşur. Bu elemanlar sırasıyla, kompresör, yoğuşturucu (kondenser), buharlaştırıcı (evaporatör) ve genleşme vanasıdır. Bu dört elemandan birinin eksik olması halinde soğutma çevrimi oluşmaz. Şekil 2.1.'de gösterilen BSSS'de buharlaştırıcıda gaz (doymuş buhar) haline geçen bir soğutucu akışkan kullanılır.

Şekil 2.1.'de, 1 noktasından doymuş buhar olarak çıkan soğutucu akışkan, bir kompresör yardımıyla kondensere basılır ve kondenserde basıncı artırılır. Yüksek basınçta kompresörden çıkan soğutucu akışkan kondensere girer (2 noktası) ve burada ısını bırakarak sabit basınçta yoğunlaşır. Yoğunlaşan akışkan genleşme vanasından geçmeye başlar (3 noktası). Genleşme vanasından geçen soğutucu akışkan sabit entalpide genişlererek ıslak buhar haline gelir (4 noktası). Islak buhar halinde evaporatöre giren soğutucu akışkan buradan geçerek ortamın ısını bünyesine alır ve buharlaşarak yeniden kompresöre girer (1 noktası). Çevrim böylece devam eder [7].

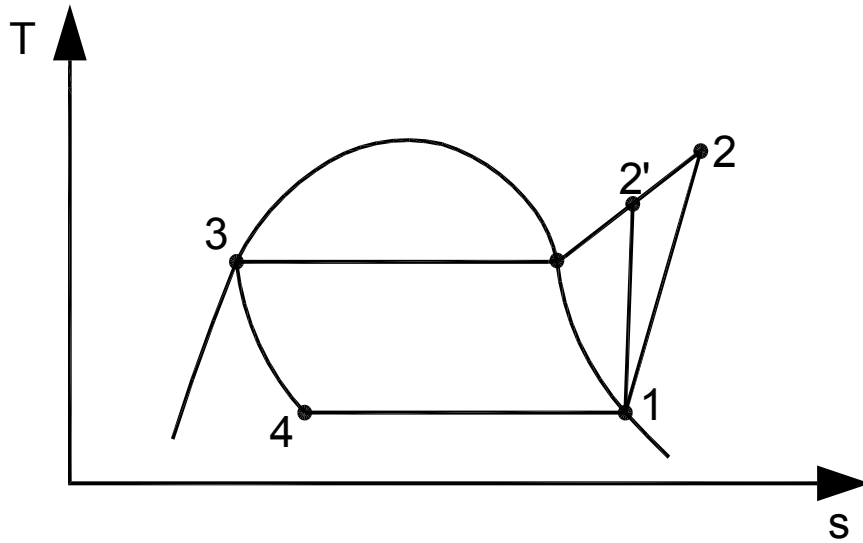




Bir soğutma çevriminde meydana gelen olayların en iyi ifade edildiği diyagram basınç-entalpi ( $\log P-h$ ) diyagramıdır. Bu diyagram üzerinde soğutma çevriminin her noktasındaki soğutucu akışkana ait özellikler gözlemlenmektedir. Şekil 2.2.'de sistemin  $\log P-h$  diyagramı, şekil 2.3.'te sistemin sıcaklık-entropi ( $T-s$ ) diyagramı görülmektedir.



Şekil 2.2. Buhar sıkıştırırmalı ideal soğutma çevriminin  $\log P-h$  diyagramı [3]

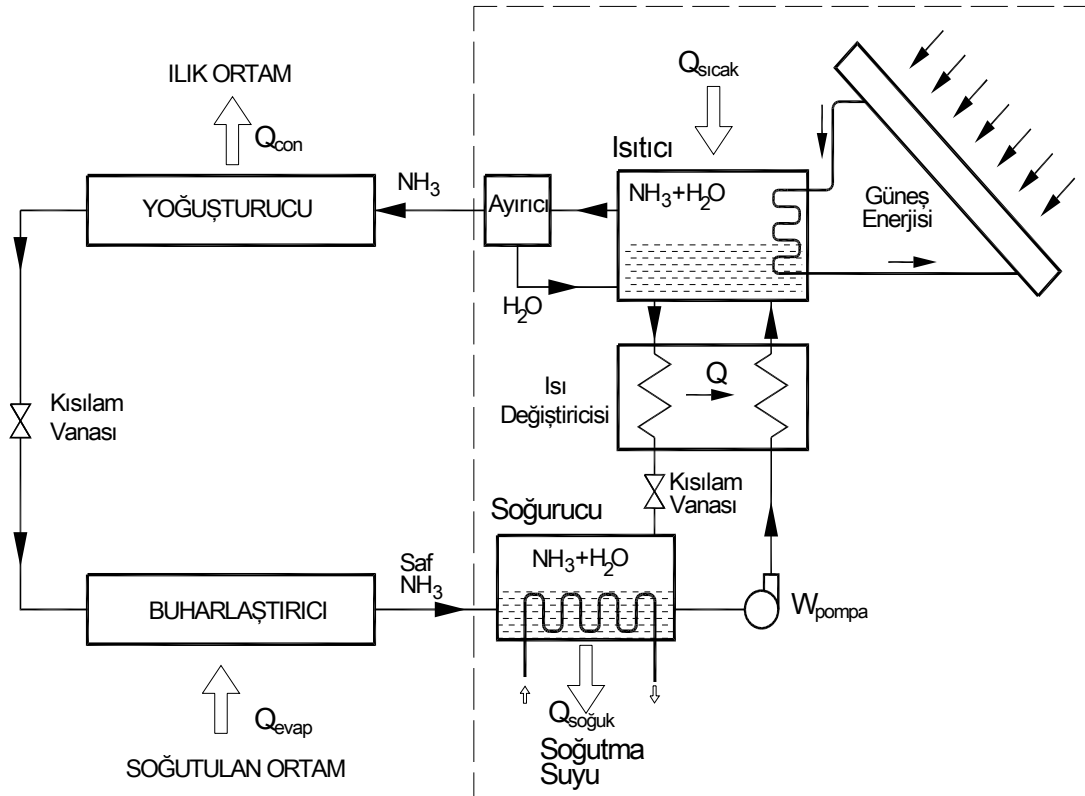


Şekil 2.3. Buhar sıkıştırırmalı ideal soğutma çevriminin  $T-s$  diyagramı [3]

## 2.2.2. Absorpsiyonlu soğutma sistemi

Absorpsiyonlu veya emme sistemli soğutma makineleri 1859 yılında Fransa'da Fredinand Carre tarafından bulunmuştur. Tahrik edici bir makineye ihtiyaç göstermemesi bakımından başlangıçta ilginç bulunan makine elektrik motorlu ve kompresörlü soğutma makineleri kadar ilgi görmemiştir.

Soğurmalı soğutmanın temel ilkeleri Şekil 2.4.'de gösterilen amonyak-su ( $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ ) soğurmalı soğutma sistemi üzerinden açıklanabilir.



Şekil 2.4. Amonyak-su soğurmalı soğutma çevrimi [8]

Bu sistemin buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine çok benzediği görülmektedir, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine farkı kompresörün yerini karmaşık bir soğurma mekanizmasının almasıdır. Soğurma mekanizması içinde soğurucu, pompa, ısıtıcı, ısı değiştiricisi, genişleme vanası ve ayırıcı

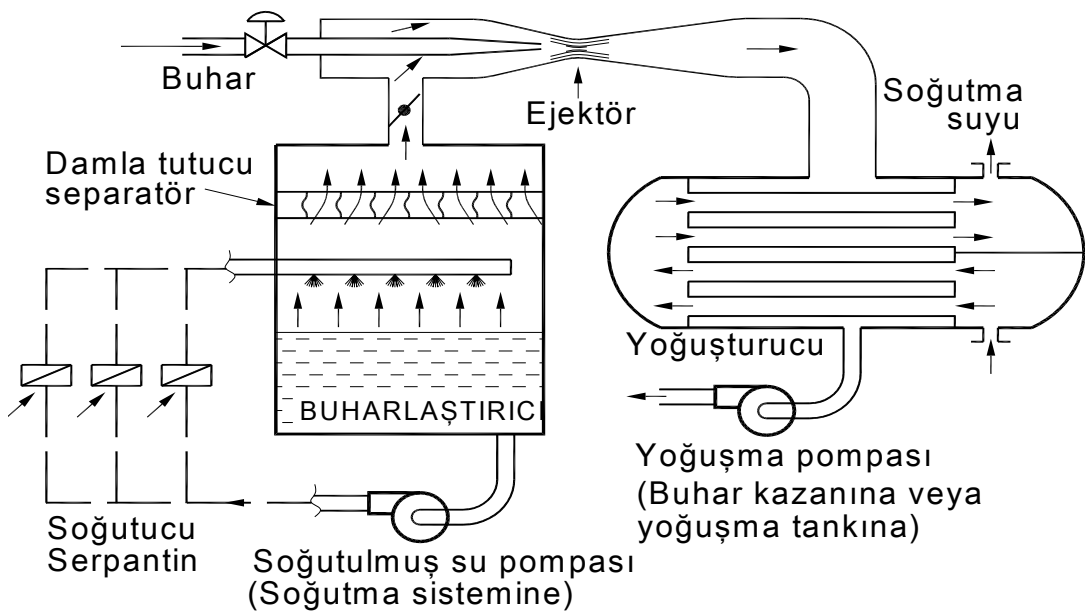
vardır. Tüm bu mekanizmanın amonyak ( $\text{NH}_3$ ) basıncını yükseltmek için bir araya getirildiği düzenektir ve amaçta budur.  $\text{NH}_3$ , basıncı bu sistem içinde yükseltildikten sonra yoğuşturucuda soğutularak yoğuşması sağlanmakta, buharlaştırıcı basıncına genişletilmekte ve buharlaştırıcıdan geçirilerek soğutulan ortamdaki ısı çekilmektedir. Sistem çevriminin bu kısmı daha önce görülen BSSS'den farkı yoktur[8].

Sistem tamamında ise çevrim, BSSS'den farklıdır. Amonyak buharı, buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra soğurucuya girer, burada su içinde soğurularak ve suyla kimyasal reaksiyona girerek  $\text{NH}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$  çözeltisini oluşturur. Bu reaksiyon ekzotermik, başka bir deyişle ısı veren bir reaksiyondur.  $\text{H}_2\text{O}$  içinde soğurulan  $\text{NH}_3$  miktarı, sıcaklıkla ters orantılıdır. Bu nedenle, soğurucu sıcaklığını olabildiğince düşük tutmak ve buna bağlı olarak soğurulan  $\text{NH}_3$  miktarını artırmak için soğurucudan ısı çekilir. Amonyak bakımından zengin olan  $\text{NH}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$  çözeltisi daha sonra ısıtıcıya pompalanır. Çözelti, ısıtıcıda dış kaynaktan sağlanan ısıyla buharlaştırılır ve ayırıcıya girer. Burada su amonyak bakımından zengin olan buhardan ayrılarak ısıtıcıya geri döner, saf amonyak buharı ise yoğuşturucuya geçerek çevrimi sürdürür. Isıtıcıda kalan, amonyak bakımından zayıf  $\text{NH}_3 \cdot \text{H}_2\text{O}$  çözeltisi, bir ısı değiştiriciden geçer, pompadan çıkan çözeltiye bir miktar ısı verir ve daha sonra soğurucu basıncına kısılır.

### **2.2.3. Buhar - jet (ejektör) soğutma sistemi**

Buhar jet soğutma sistemi, yüksek vakum altında ve düşük sıcaklıkta suyun buharlaştırılması prensibi ile çalışan bir sistemdir. Bu sistemle çalışan makinelerin en tanınmış "Westinghouse - Leblanc" sistemidir. Şekil 2.5.'de sıvıların soğutulması için gerçekleştirilmiş bir sistemin şeması görülmektedir. Buhar ejektöründen yüksek basınçlı buharın hızla geçirilmesi ile buharlaştırıcı içinde yüksek değerlerde vakum elde edilir. Meydana gelen yüksek vakum etkisi ile soğutma tankı içinde bulunan sıvının bir kısmı buharlaşır. Buharlaşan sıvı buhar haline geçmek için ısıyı da, geri kalan sıvıdan aldığı

için, soğutma tankı içindeki sıvı soğumaya başlar. Buharlaşan sıvı ejektörden geçen buhar ile beraber karışarak vakum altında çalışan yoğuşturucuya geçer. Soğutma tankının altında bulunan soğutulmuş sıvıda sıvı pompası aracılığı ile soğutma hücresinde dolaştırılıp tekrar soğutulmak üzere, tank içinde pülverize edilir. Püskürtmeden amaç, sıvının temas alanının artırılması ve buharlaşmaya yardımcı olmasıdır.

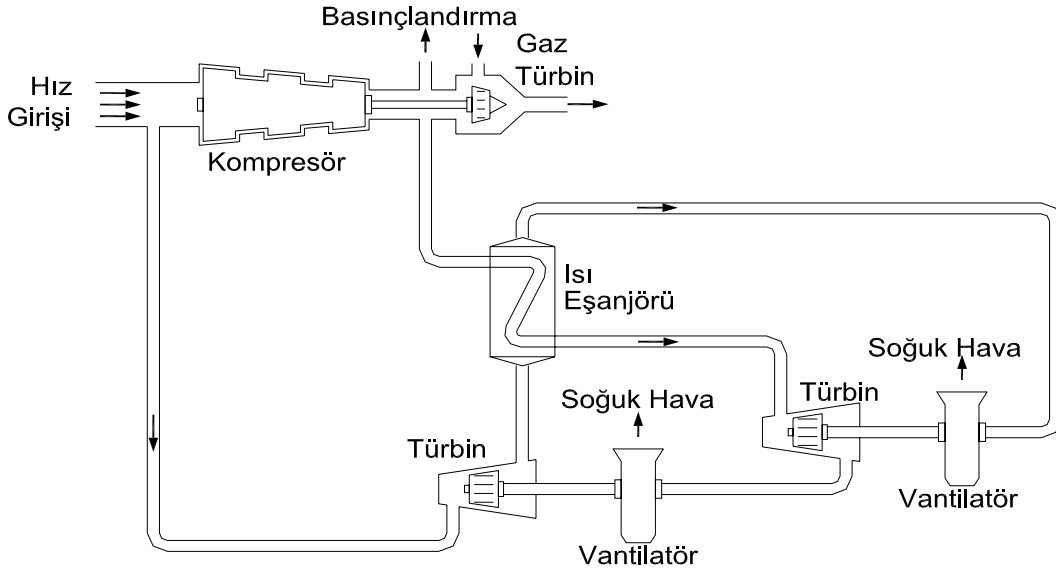


Şekil 2.5. Ejektörlü soğutma sistemi şematik gösterimi [1]

Yoğuşturucu basınç altında olması gerektiğinden, yoğuşturucunun alt tarafına bir pompa bağlanmıştır. Yoğuşturucuda yoğuşan sıvı, yoğuşma pompası kullanılarak emilir. Buradan emilen sıvının sıcaklığı soğutma suyunun sıcaklığından yüksek olduğundan pompanın bastığı sıvı, soğutucuda soğutma suyu ile soğutulur. Ejektörler, seri şekilde uygulanarak daha yüksek kapasiteli soğutma sistemleri yapılabilmektedir.

Bu sistemler buhar tesislerinin bulunduğu ve buharın ucuz olduğu yerlerde klima soğutmalarında tercih edilir [1]. Tehlikesiz, kullanılması kolay ve az bakım gerektiren bir soğutma sistemidir. Son yıllarda bu sistemlerin seri bağlanması sonucunda, çok yüksek kapasiteli soğutma sistemleri yapılmıştır.





Şekil 2.7. Uçaklarda kullanılan hava soğutma sistemi (açık sistem) [6]

Şekil 2.7.'den görülebileceği gibi, uçağın hızından yararlanarak içeri alınan hava, kamara basınçlandırma kompresörüne girer. Basınçlı havadan alınan bir koldaki hava ısı eşanjöründen geçirildikten sonra genişleme türbininden geçerek alçak sıcaklığa indirilip kamaraya yollanır. Hız girişli hava, hıza bağlı olarak belirli basınca çıkmış ve bir miktar ısınmıştır, bu nedenle eşanjör de yeteri kadar düşük sıcaklıkta olmayabilir. Bu nedenle bu havada bir türbinde genişletilerek soğutulur, çok düşük sıcaklık olmamakla beraber bu hava da kamaraya verilir. Her iki türbinin işi havalandırma vantilatörlerinin tahrikinde kullanılmaktadır [6].

### 2.3. Soğutucu Akışkanlar

BSS çevriminde ısının düşük sıcaklıklı hacimden alınarak yüksek sıcaklıktaki başka bir hacime iletilmesinde kullanılan ara maddeye soğutucu akışkan denir [5].

Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama iletilmesinde ara madde olarak kullanılan soğutucu akışkanlar ısı alış – verişini genellikle buhar halden sıvı hale (yoğuşturucuda) ve sıvı halden

buhar hale (buharlaştırıcıda) dönüşüm devrelerinde sağlarlar. Bu durum bilhassa BSS çevrimlerinde geçerlidir [5]. Soğutucu akışkanlar aşağıda bileşenlerine ve çevreye etkilerine göre sınıflandırılmıştır.

### 1. Kloroflorokarbon (CFC)

- Atmosferde 75 ile 120 yıl arasında kimyasal yapıları bozulmadan kalabilirler.
- Ozonu delme potansiyelleri (ODP) yüksektir.
- R11, R12, R13, R114 ve R115 uygulamada en çok kullanılanlardır [9].

### 2- Hidrokloroflorokarbon (HCFC)

- Atmosferde kimyasal yapıları bozulmadan uzun süre kalmazlar (15-20 yıl).
- ODP'leri düşüktür.
- R22, R124, R123 uygulamada en çok kullanılanlardır [9].

### 3- Hidroflorokarbon (HFC)

- Yapılarında klor atomu bulunmadığı için HFC'lerin ODP'leri sıfırdır.
- Küresel ısınmaya az miktarda olumsuz etki yaparlar. [9]

### 4- Karışım ve İnorganik Soğutucu Akışkanlar

- İki veya daha fazla soğutucu akışkanın belirli oranlarda karıştırılarak elde edildiği yeni karışıma, karışım soğutucu akışkanlar adı verilir.



- En çok bilinen ve kullanılan karışımlar R500, R502, R404A, R407C ve R410A'dır.

- İnorganik soğutucu akışkanlar 1900'lü yıllarda çok kullanılmasına rağmen günümüzde, yalnızca zehirleyici özelliği olmasına rağmen termodinamik özellikleri mükemmel olan amonyak ( $NH_3$ ) kullanılmaktadır [9].

Soğutucu akışkanların, bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama iletilmesini ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi için bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olması gerekir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarının durumuna göre değişeceği gibi her zaman bu özelliklerin hepsini yerine getirmek mümkün olmayabilir. Genel kaide olarak bir soğutucu akışkanda aranması gereken özelliklerin hepsini birden her şart altında yerine getirebilen bir soğutucu akışkan mevcut değildir. Fakat yukarıda da belirtildiği gibi, uygulamadaki şartlara göre bunlardan bir kısmı aranmayabilir [5]. Aşağıda soğutucu akışkanlarda aranan özellikler verilmiştir:

#### Soğutucu Akışkanlarda Aranılan Özellikler

1. Buharlaşma basıncı yüksek olmalıdır; Sistem dışından sisteme sızabilecek havanın içindeki su buharının soğuk kısımlarda katılarak işletme aksaklıklarına olanak vermemesi gerekir.
2. Buharlaşırken daha fazla ısı çekebilmesi açısından buharlaşma sıcaklığı yüksek olmalıdır.
3. Sistemi gereğinden fazla yüksek basınca maruz bırakmamak için yoğunlaştırıcı basıncı mümkün olduğu kadar düşük olmalıdır.
4. Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi az olmalıdır; Sürtünmeden oluşabilecek enerji kayıplarını önlemek açısından gereklidir.

5. Az enerji ile fazla soğutma elde edilebilmelidir.
6. Akışkan kaçağı durumunda yiyeceklere, insanlara ve çevreye zarar vermemelidir.
7. Sistem arızalarına ve verim düşüklüğüne sebep olmaması için kompresör yağlama yağları ile tepkimeye girmemelidir.
8. Sistem de oluşabilecek sızıntı veya aşırı basınç durumlarında patlama ve yangın olmaması için patlayıcı ve yanıcı olmamalıdır.
9. Kritik çalışma noktalarına ulaşana kadar bozulmamalı, bütün özelliklerini korumalıdır.
10. Hermetik kompresörler için elektriksel özellikleri uygun olmalıdır.
11. Çevreye uyumlu olmalıdır.
12. Kimyasal olarak aktif olmamalıdır, tesisat malzemelerini etkilememelidir.
13. Kaçakların kolay tespitine imkan veren özellikte olmalıdır (koku, renk).
14. Isı iletkenliği yüksek olmalıdır.
15. Ucuz olmalıdır.
16. Düşük donma sıcaklığında olmalıdır. Sistem içinde donmamalıdır.
17. Özgül hacmi küçük olmalıdır [5,9,10,11].

### 2.3.1. Alternatif soğutucu akışkanlar

1995 yılında Montreal Protokolü ile başlayan süreçte “gelişmiş ülkeler” ilk olarak kloroflorokarbon (CFC) üretimini yasakladılar ve ardından soğutma endüstrisinin ana sorunu olan diklorflormetan (R22) gibi ikinci dereceden ODP’ye sahip kimyasallara ve onların terk edilmiş kanunlarına yöneldiler [2].

Gelişmiş ülkelerde Montreal Protokolüne göre HCFC üretimi 2020 yılında yasaklanacağı açık olarak belirlenmiş olmasına rağmen bu tarihi daha erkene çekmek için yoğun baskılar oluşmuştur. Bu baskılar sonucunda özellikle Avrupa Birliği (EU) gibi bazı otoriteler kendi üretim terk edilmiş takvimlerini 2010 yılına, ayrıca kullanım sınırlamalarını ise bu tarihten çok öncesine çekmişlerdir [1].

CFC ve HCFC’lerin alternatifleri olarak tek bileşikler veya azeotrop karışımlar araştırılmış ama R12 yerine geliştirilen R420A ve R134A dışında başka karışımlar bulunamamıştır.

Karışımı oluşturan elemanların bireysel eksikleri olmaksızın bazı istenen özellikleri elde etmek amacıyla çalışmalar karışım bileşikler üzerine yapıldı. İlk karışım çalışmalarında CFC12’nin yerine ve CFC içeren azeotropik karışım olan R502 üretildi. Bu karışımlar başlangıçta alkil benzen ve madeni yağlarla uyumlu HCFC’ler kullanılarak üretildi. Sonraları R12, R502 ve R22 yerine ODP’si sıfır olan, poliol ester yağ gibi sentetik yağlarla uyum gösteren hidrojenli florokarbonlar (HFC) üretildi.

R22 dönüşümünde hidrokarbonların ve amonyağın önemli bir rol oynadığı konusunda şüphe yoktur, ancak muhtemelen mevcut ekipman ve uygulamaların büyük bir kısmında zehirsiz ve yanıcı olmayan R22 yerine sıfır ODP’ye sahip, yanıcı ve zehirli olmayan bir alternatif aranmaktadır. Mevcut durumda ASHRAE adlandırmaları ile üç karışım potansiyel alternatif olarak önerilmektedir; R407C (R32-R125-R134a karışımı), R410A (R32-R134a

karışımı) ve R417A (R125-R134A ve R600). Bu karışımların hepsi yanıcılık ve zehirlilik yönünden en kötü kaçak durum senaryolarına göre tanımlanan ASHRAE standartlarına göre en düşük risk olan A1/A1 sınıfı kriterlerini sağlamaktadır.

R407C fiziksel özellikler olarak R22'ye benzemesinden dolayı benzer tasarımlı sistemlerde kullanılabilir. Ancak R407C kullanılması halinde poliol ester (POE) yağ gibi tamamen sentetik yağ ile uygulanmalıdır. R407C ayrıca pratikte çalışma sıkıntılarına yol açan etkili bir sıcaklık kayması gösterir. Özellikle su soğutma sistemlerinde R22'nin anma evaporatör sıcaklığı 1 °C civarında iken R407C'de çığ noktası şartları evaporatör boyunca -4 °C ila 1 °C arasında oluşarak buzlanmaya sebep olur.

R410A'da tamamen sentetik yağlayıcılar ile kullanılmalıdır ve fiziksel özellikleri R22'den oldukça farklıdır. Örnek olarak R410A'nın 40°C'deki doyma basınçları R22'den %60 daha fazladır ve bu nedenle özel tasarımlı sistem elemanları ile kullanılmalıdır. R410A'nın bazı avantajları beklenmedik düzeyde yüksek ısı transfer katsayısına sahip olması ve daha küçük kompresör ve borular gerektirmesidir. Buna rağmen karışımın kritik sıcaklığı oldukça düşük olup (72 °C) aşırı yüksek ortam şartlarında ve 60 °C ve üzerindeki yoğunlaşma sıcaklıklarına sahip ısı pompası uygulamalarında sorunlar çıkarmaktadır.

R417A, R407C gibi R22 ile benzer fiziksel özelliklere sahiptir, ancak yapısı geleneksel madeni yağlar ve alkali benzen yağlar ile kullanıma uygundur. Bu özellik R417A'yı yeni ve pahalı neme duyarlı (higroskopik) POE yağlar ile değişim olmadan mevcut ekipman ile kullanımda ideal bir akışkan soğutucu yapar. Ozon tabakasını tahrip etme özelliği belirlenmiş Grup 1 kapsamındaki soğutucu akışkanlar Çizelge 2.1.'de verilmiştir.

Çizelge 2.1.ODP'leri belirlenmiş Grup 1 kapsamındaki soğutucu akışkanlar[2]

Gurup Grup 1	Madde	Ticari Gösterilişi	İzomer Sayısı	ODP
CHFCL <sub>2</sub>	HCFC21	R21	1	0.04
CHF <sub>2</sub> CL	HCFC22	R22	1	0.055
CH <sub>2</sub> FCL	HCFC31	R31	1	0.02
C <sub>2</sub> HFCL <sub>4</sub>	HCFC121	R121	2	0.01-0.04
C <sub>2</sub> HF <sub>2</sub> CL <sub>3</sub>	HCFC122	R122	3	0.02-0.08
C <sub>2</sub> HF <sub>3</sub> CL <sub>2</sub>	HCFC123	R123	3	0.02-0.06
CHCL <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	HCFC123b	R123b	-	0.02
C <sub>2</sub> HF <sub>4</sub> CL	HCFC124	R124	2	0.02-0.04
CHFCLCF <sub>3</sub>	HCFC124b	R124b	-	0.022
C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> FCL <sub>3</sub>	HCFC131	R131	3	0.007-0.05
C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>2</sub> CL <sub>2</sub>	HCFC132	R132	4	0.008-0.05
C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>3</sub> CL	HCFC133	R133	3	0.02-0.06
C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> FCL <sub>2</sub>	HCFC141	R141	3	0.006-0.07
CH <sub>3</sub> CFCL <sub>2</sub>	HCFC141b	R 141b	-	0.11
C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> F <sub>2</sub> CL	HCFC142	R 142	3	0.008-0.07
CH <sub>3</sub> CF <sub>2</sub> CL	HCFC142b	R142b	-	0.065
C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> FCL	HCFC151	R151	2	0.003-0.05
C <sub>3</sub> HFCL <sub>6</sub>	HCFC221	R221	5	0.015-0.07
C <sub>3</sub> HF <sub>2</sub> CL <sub>5</sub>	HCFC222	R222	9	0.01-0.09
C <sub>3</sub> HF <sub>3</sub> CL <sub>4</sub>	HCFC223	R223	12	0.01-0.08
C <sub>3</sub> HF <sub>4</sub> CL <sub>3</sub>	HCFC224	R224	12	0.01-0.09
C <sub>3</sub> HF <sub>5</sub> CL <sub>2</sub>	HCFC225	R225	9	0.02-0.07
C <sub>2</sub> F <sub>3</sub> CF <sub>2</sub> CHCL <sub>2</sub>	HCFC225ca	R225ca	-	0.025
C <sub>3</sub> HF <sub>6</sub> CL	HCFC226	R226	5	0.02-0.1
C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> FCL <sub>5</sub>	HCFC231	R231	9	0.05-0.09
C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>2</sub> CL <sub>4</sub>	HCFC232	R232	16	0.008-0.1
C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>3</sub> CL <sub>3</sub>	HCFC233	R234	18	0.007-0.23
C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub> CL <sub>3</sub>	HCFC234	R235	16	0.01-0.028
C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>5</sub> CL	HCFC235	R235	9	0.03-0.052
C <sub>3</sub> H <sub>3</sub> FCL <sub>4</sub>	HCFC241	R241	12	0.004-0.09
C <sub>3</sub> H <sub>3</sub> F <sub>2</sub> CL <sub>3</sub>	HCFC242	R242	18	0.005-0.13
C <sub>3</sub> H <sub>3</sub> F <sub>2</sub> CL <sub>2</sub>	HCFC243	R243	18	0.007-0.12
C <sub>3</sub> H <sub>3</sub> F <sub>4</sub> CL	HCFC244	R244	12	0.009-0.14

Çizelge 2.1. (Devam) ODP'leri belirlenmiş Grup 1 kapsamındaki soğutucu akışkanlar [2]

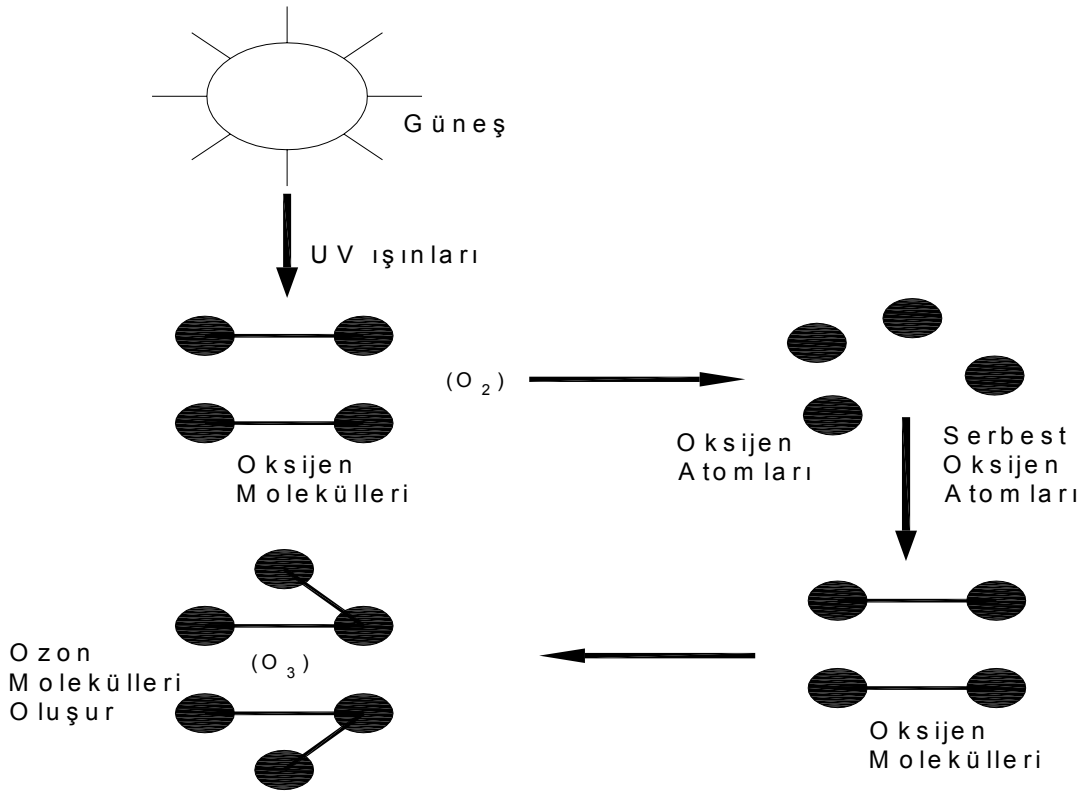
Gurup Grup 1	Madde	Ticari Gösterilişi	İzomer Sayısı	ODP
C <sub>3</sub> H <sub>4</sub> FCL <sub>3</sub>	HCFC251	R251	12	0.001-0.01
C <sub>3</sub> H <sub>4</sub> F <sub>2</sub> CL <sub>2</sub>	HCFC252	R252	16	0.005-0.04
C <sub>3</sub> H <sub>4</sub> F <sub>3</sub> CL	HCFC253	R253	12	0.003-0.03
C <sub>3</sub> H <sub>5</sub> FCL <sub>2</sub>	HCFC261	R261	9	0.002-0.02
C <sub>3</sub> H <sub>5</sub> F <sub>2</sub> CL	HCFC262	R262	9	0.002-0.02
C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> FCL	HCFC271	R271	5	0.001-0.03

R22, R407C ve R410A ile ilgili özellikler beşinci bölümde karşılaştırmalı olarak daha ayrıntılı verilecektir.

### 2.3.2. Soğutucu akışkanların çevresel etkileri

#### Ozon Tabakası Oluşumu

Güneşten gelen zararlı ultraviyole ışınların yaklaşık % 90'nına karşı ozon tabakası dünya üzerinde örtü görevi yapmaktadır. Ozon tabakası güneşten gelen zararlı ultraviyole ışınlarını emerek yutar ve zararlı ışınların yeryüzüne gelmesini engeller. Yukarı stratosfer Dünya'dan yaklaşık 58 km yukarıdan başlar 80 km'ye kadar devam eder. Şekil 2.8.'de ozon tabakasının oluşumu şematik olarak verilmiştir [12].



Şekil 2.8. Ozon tabakasının oluşumu şematik gösterimi [12]

Yukarı mezosferde (stratosfer) bulunan oksijen molekülleri, güneşten gelen ultraviyole ışınlarını absorbe ederek, oksijen atomlarına parçalanır. Daha sonra bu oksijen atomları (O) ile oksijen molekülü ( $O_2$ ) birleşerek ozonu ( $O_3$ ) oluşturur [12]. Bu oluşumun kimyasal gösterilişi aşağıda gösterilmiştir:

- 1-  $O_2 + UV = O + O$
- 2-  $O_2 + O = O_3$

### Ozon Tabakasının Delinmesi

Güneşten gelen zararlı ültreviyole ışınların yaklaşık % 90 yeryüzüne ulaşmadan ozon tabakası tarafından emilir. Klima ve soğutma sistemlerinde kullanılan HCFC (Hidrokloroflorokarbon) ve CFC (kloroflorokarbon) atmosfere salınınca atmosferdeki rüzgarların ve difüzyon etkisi ile yukarı yükselir. Özellikle CFC'lerin kimyasal kararlılıkları fazla olduğundan dolayı

yapıları bozulmadan 100 yıla aşkın atmosferde kalabilir. CFC bu süre içinde ozon tabakasının bulunduğu mezofere (stratosfere) yükselir. HCFC'lerin yapısında hidrojen atomu bulunmasından dolayı kimyasal kararlılıkları düşüktür. Yapıları bozulmadan atmosferde 15 yıl kalabilirler. Zamanın kısa olması sebebi ile stratosfere çok az kısmı ulaşabilir ve ozona daha az zarar verirler. R12 soğutucu akışkanının yapısına bakılırsa güneşten gelen 380-60 nm arasındaki ultraviyole ışınları R12 gazını parçalayarak klor (Cl) atomunun açığa çıkmasına neden olur. Daha sonra ultraviyole ışınları ile reaksiyona giren R12 soğutucu akışkanından ayrılan klor (Cl) atomu, ortamda bulunan ozon molekülü (O<sub>3</sub>) ile reaksiyona girer ve bu reaksiyon sonucunda meydana klormonoksit (ClO) ve oksijen molekülü (O<sub>2</sub>) ortaya çıkar. Sonuçta ozon parçalanmış olur [12].

Klormonoksit (ClO) tekrar serbest halde bulunan oksijen atomu (O) ile reaksiyona girer ve klormonoksit (ClO) oksijenden ayrışır. Sonuçta ortaya klor (Cl) ve oksijen molekülü (O<sub>2</sub>) çıkar. Bu olay sürekli birbirini takip eder. Ozon parçalanması devamlı tekrarlanır. Ozonun parçalanmasının kimyasal gösterilişi aşağıda verilmiştir [12].

- 1-  $CCl_2F_2 + UV = CClF_2 + Cl$
- 2-  $Cl + O_3 = ClO + O_2$
- 3-  $ClO + O = Cl + O_2$

Ozon tabakasındaki parçalanmanın tekrarlanarak devam etmesi çok büyük tehlike gibi görülsede ozona zarar veren gazlar durdurulursa ozonun kendini yenileme özelliği sistemi koruyacaktır.

### Küresel Isınma-Sera Etkisi

İnsanlar tarafından atmosfere salınan gazların sera etkisi yapması, dünyanın ısınmasına yol açar. Bu ısınmayada küresel ısınma denir. Başka bir ifadeyle, güneşten gelen ışınların yeryüzünü ısıtmasıdır. Yeryüzünün dünyaya gelen



ışınları geri yansıtmasına rağmen ışınların dalga boylarının uzaması sebebiyle bozulmuş ozon (O<sub>3</sub>), su buharı (H<sub>2</sub>O), karbondioksit (CO<sub>2</sub>) ve metan (CH<sub>4</sub>) gazları tarafından oluşan doğal bir örtü tarafından tutulur. Bu da yeryüzünün ısınmasına sebep olur. Ama son dönemlerde fosil yakıtların orantısız yakılması, hızlı nüfus artışı ve toplumlardaki tüketim eğiliminin artması gibi nedenlerle karbondioksit, metan ve diazotmonoksit gazlarının atmosferdeki yığılması artış göstermiştir. Bilim adamlarına göre bu artış küresel ısınmanın temel sebebidir. 1860'dan günümüze kadar tutulan kayıtlar, ortalama küresel sıcaklığın 0.5 ila 0.8 derece kadar arttığını göstermektedir. Çizelge 2.2.'de atmosfere salınan gazların küresel ısınma potansiyelleri ve ozon tabakasına etkileri verilmiştir.

Çizelge 2.2. Atmosfere salınan gazların küresel ısınma potansiyelleri ve ozon tabakasına etkisi [13]

Emisyon	Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	Ozon Tabakasına Etkisi (ODP)
CO <sub>2</sub> *	1	0
HFC134a	1300	0
Metan	21	0
HFC410A	2000	0
HCFC22	1700	0.034
HFC1234yf	4	0
*GWP Referans emisyonudur		

Şeffaf bir cam çerçeve ile çevrili olan seralara giren güneş ışığı içerideki bitkilerin ve diğer katı maddelerin ısınmasına sebep olur. Bu ısı havaya iletilerek havanın ısınmasına sebep olur. Fakat ısınan hava sera dışında soğuk hava ile yer değişmemektedir. Sera içindeki ısınan hava sera dışına çıkamadığından sera içindeki hava sürekli ısınmaktadır. Dünyamızda da bu şekilde yer yüzü ısınır. Isı dünya dışına çıkamadığından küresel ısınmaya sebep olur bu olaya sera etkisi denir [13].

Bilim adamları son 50 yıldaki sıcaklık artışının insan hayatı üzerindeki etkilerinin farkedilebilir boyuta ulaştığını bildirmektedirler [13].

### 3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

#### 3.1. Giriş

BSSS'de sistem performansını arttırmak için farklı yöntem ve teknikler kullanılmaktadır. Bunların en önemlisi ön soğutma/kızdırma uygulamalarıdır. Ön soğutmalı/kızdırmalı BSSS'lerin uygulanma sebepleri; akışkanın kondenser çıkışında aşırı soğutulması, evaporatöre düşük ısı ile girmesi ve evaporatörü o oranda fazla ısı çekerek terketmesi ile performansının (COP) artmasını sağlamasıdır. Ön soğutmalı/kızdırmalı bir sistemde birim kapasite başına düşen soğutucu akışkan debisi ön soğutma/kızdırma yapılmayan sistemlere göre daha az olacaktır. Bunların yanı sıra akışkan kondenserden çıktıktan sonra buhar kabarcıkları halinde genişleme vanasına girmesi, genişleme vanasının kapasitesini düşürür ve evaporatöre giren soğutucu akışkanın miktarını azaltır. Ön soğutma/kızdırma işlemi bu sakıncayı önler [3].

Soğutucu akışkanların çevreye zarar verdikleri bilinmektedir. Özellikle soğutucu akışkanların bünyesinde klorun (Cl) ozon tabakasını delerek zararlı ultraviyole ışınların dünyaya gelmesine sebep olarak canlılara ve dünyaya zarar verdiği ve ozonun bozulmasından kaynaklanan küresel ısınmaya sebep olduğu görülmektedir. Bulunan bu alternatif soğutucu akışkanların kompresörlü soğutma sistemlerinde performansları ve ekserji kayıpları araştırılmalıdır.

Yapılan literatür araştırmasında farklı özelliklerde soğutma sistemleri ve soğutucu akışkanların performans ve ekserji analizleri ile ilgili bir çok çalışmaya rastlanmıştır. Araştırma sonucunda elde edilen bilgilerden konumuz ile ilgili olanlardan bazıları özet halinde aşağıda verilmiştir.

### **3.2. Kompresörlü Soğutma Sistemleri, Performansları ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar İle İlgili Yapılan Çalışmalar**

Onat ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada farklı buharlaşma sıcaklıklarına göre R22 ve alternatifleri olan soğutucu akışkanların analizi yapılmıştır. Bu akışkanlar 10 kW soğutma kapasitesindeki tek kademeli bir çevrim üzerinde denenmek suretiyle sıkıştırma oranı, kütleli debi, hacimsel kapasite, STK, ITK ve boru çapları değerleri hesaplanmıştır. Hesaplamalar Solkane 4.0 ve KleaCalc programları ile yapılmıştır. Farklı buharlaşma sıcaklıklarında farklı karakteristikler elde etmişlerdir. R22 ile R407C arasında performanslar yönünden büyük paralellikler mevcut olduğunu görmüşlerdir. İklimlendirme cihazlarında R22 soğutucu akışkanını R407C'ye dönüştürebilmek için mineral yağın en az % 95'ini almak ve filtreyi değiştirmek gerekliliğini vurgulamışlardır. R410A'nın diğer akışkanlara göre %60 daha yüksek sistem basınçlarında çalışmakta olduğunu belirtmektedir. R410A soğutucu akışkanın boru çapları R22'ye göre yaklaşık % 20 daha küçük seçilmesi gerektiğini söylemektedirler [2].

Kızılkın, çalışmasında kompresörlü teorik bir soğutma sistemindeki evaporatör, kondansör, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjörlerinin termodinamik ve termoeconomik yönden analizini yapmıştır. Çalışmanın ilk aşamasında kompresörlü soğutma sisteminin soğutma performans katsayısının (COP) incelediği Termodinamiğin I. Kanunu analizini ve daha sonra Termodinamiğin II. Kanununa göre sistem tersinmezliklerinin ve ekserji kayıplarının incelediği görülmektedir. Çalışmanın son aşamasında ise soğutma sisteminin tümüne termoeconomik optimizasyon metodu uygulamıştır. İncelemelerde, evaporatör sıcaklığı, kondansör sıcaklığı, aşırı kızdırma sıcaklığı ve aşırı soğutma sıcaklığı değerleri sistemin değişken parametreleri olarak ele alındığı ve optimum aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör yüzey alanlarını tespit etmiştir [3].

Kılıçarslan, yaptığı deneysel çalışmayla, tek kademeli R134a soğutucu akışkan kullanılan bir sistemde yüksek yoğunlaşma, düşük buharlaşma sıcaklıklarında düşük ve yüksek taraflar arasındaki basınç farkının çok yüksek olmasından dolayı kompresör performansının düşmesini (COP'un düşmesini) önlemeyi hedeflemiştir. Bu amaçla hazırlanan deney setinin her iki devresine R 134a koyarak, farklı basınç aralıklarında çalıştırmak suretiyle sistem performansının yükseldiğini belirlemiştir. Yaptığı deneyler sonucunda kademeli sistemin performansının tek kademelininkine göre % 21,9 daha yüksek olacağını bulmuştur [14].

Fartaj ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, CO<sub>2</sub> ile çalışan bir soğutma çevriminin ikinci kanun analizini yaparak sistem performansını etkileyen temel faktörleri belirlemeye çalışmışlardır. Analizler sonucunda, sistemdeki en büyük kayıpların kompresör ile gaz soğutucusunda meydana geldiği belirlenmiş ve iyileştirme çalışmalarının bu bileşenler üzerinde yoğunlaşması gerektiği vurgulanmıştır [15].

Al-Otaibi ve arkadaşları yaptıkları çalışmada, buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminin termoeconomik optimizasyonunu yapmışlar ve termodinamiğin birinci kanunu açısından sistem maliyetini incelemişlerdir. Bu amaçla, sistem bileşenlerinin kütle ve enerji denge denklemlerini belirleyerek bir model kurmuşlar ve bu modelle maliyet parametrelerini birleştirmişlerdir. Yapılan analizde, kondenser sıcaklığı 25 °C ile 60 °C arasında, evaporatör sıcaklığı -5 °C ile -20 °C arasında seçilmiştir. Ayrıca kompresör, kondenser, evaporatör ve elektrik motoru etkinlikleri, maliyet parametreleri ile değişken parametreler olarak ele alınmıştır. Son olarak, R134a ile çalışan gerçek bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi örneği ile modelin uygulanabilirliği incelenmiştir [16].

Ercan, yapmış olduğu çalışmada düşük buharlaştırıcı sıcaklığındaki ticari soğutucular için alternatif soğutucu akışkanların karşılaştırılmasında refdes

ve refutil programlarından yararlanarak karmaşık termodinamik hesaplamalar yapmıştır [17].

Beşer ve Mobedi çalışmalarında kondenser çıkışında sıvı halde bulunan soğutucu akışkanın aşırı soğutulması ele alınmıştır. Aşırı soğutmanın tanımı verildikten sonra, aşırı soğutmanın uygulama nedenleri üzerinde durulmuştur. Aşırı soğutmanın soğutma kapasitesi üzerindeki artış etkisi araştırılmış ve üç soğutucu akışkan R407C, R134a ve R22 için sağlanan artış, değişik kondenzasyon sıcaklıklarında ve aşırı soğutma miktarlarında mukayese edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, aynı aşırı soğutma miktarlarında, kapasite artışı soğutucu akışkanın tipi ve kondenzasyon sıcaklığına bağlı olduğunu göstermiştir. Soğutma sanayisinde aşırı soğutmanın klasik uygulamaları açıklanmış ve aşırı soğutmanın kullanılması ile enerji tasarrufuna yönelik yapılan bazı çalışmalar incelenmiştir [18].

Chen ve Prasad'ın yaptığı çalışmada, HFC134a ve CFC12 soğutucu akışkanlarının kullanıldığı kompresörlü soğutma sistemlerinin performanslarını karşılaştırmıştır. Analizler, ideal çevrim yerine gerçek çevrime dayanan bilgisayar simülasyonu kullanılarak yapılmıştır. Varolan deneysel veriler ve bağıntılardan elde edilen akışkan özelliklerine ve termo-hidrolik karakteristiklerine bağlı olarak HFC134a ve CFC12 için simülasyon modeli oluşturulmuştur. Geliştirilen simülasyon modeli kullanılarak her iki soğutucu akışkan için sistem performansları incelenmiştir. Çalışmada evaporatör sıcaklığı 0 °C ile -20 °C arasında, kondenser sıcaklığı 40 °C, soğutma kapasitesi 1 kW, kompresör izentropik verimi 0.7 alınmıştır. Isı eşanjörünün uzunluğu 4 m, iç çapı 10 mm ve dış çapı 16 mm'dir ve iç içe borulu ısı eşanjörüdür. Sonuçlara göre, HFC134a için COP değeri, yaklaşık %3'lük bir oranda CFC12'den daha düşüktür. Bunun anlamı, aynı soğutma yükleri için HFC134a için gerekli olan güç, CFC12'den biraz daha fazladır. Aynı zamanda ekserji analizleri ile iki sistemin termodinamik yönden karşılaştırılması yapılmıştır. Sonuçlarda, HFC134a ile çalışan sistemin

performansının, yaklaşık % 3 oranındaki fazla ekserji kaybından dolayı, CFC12 ile çalışan sisteminkinden daha düşük olduğu tespit edilmiştir [19].

Khan ve Zubair, yaptıkları çalışmada buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevrimi için termodinamik ve tasarım analizleri yapmışlardır. Bunun için R22 soğutucu akışkanı ile çalışan basit buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminin gerçek verileri kullanılarak soğutma çevriminin simülasyonunu yapan sonlu-zaman termodinamik model geliştirilmiştir. Kurulan modelde, soğutma suyu sıcaklığı sabit tutularak soğutucu akışkan debisi değiştirilmiştir. Akışkan debisinin değiştirilmesiyle değişen evaporatör kapasitesinin, soğutma sisteminin performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Model aynı zamanda, verilen bir toplam ısı eşanjörü alanında evaporatör ve kondenser alanlarının optimum dağılımının tahmini için kullanılmıştır. Bunlara ilave olarak aşırı soğutma ve aşırı kızdırma işlemlerinin sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Aşırı kızdırmanın, aşırı soğutmaya göre performans katsayısı üzerinde daha büyük etkisi olduğu sonucuna varılmıştır. Düşük evaporatör kapasitelerinde, toplam ısı eşanjörü alanının büyük bir bölümü kondensere ayrılmış, buna karşılık yüksek evaporatör kapasitelerinde ise evaporatöre ayrılmıştır. Elde edilen diğer bir sonuca göre ise 25 °C, 30 °C, 35 °C ve 40 °C değerlerindeki kondenser sıcaklıklarında gerçek sistemin işlem şartlarının optimum değere çok yakın olduğu görülmüştür [20].

Özkaymak yapmış olduğu doktora tezinde, buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminde aşırı kızdırma ve aşırı soğutma eşanjörlerinin termodinamik ve ekonomik yönden analizini yapmıştır. Çalışmasında soğutucu akışkan olarak R12, R22 ve R502 kullanmıştır. Kondenser sıcaklığını 35 °C ~ 70 °C, evaporatör sıcaklığını -10°C ~ +10°C, kompresör verimini 0.8 ~ 0.9 aralıklarında değişken sistem parametreleri olarak almıştır. Kondenser soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarını 20 °C ve 25 °C, evaporatör ısıtma suyu giriş ve çıkış sıcaklıklarını 20 °C ve 15 °C olarak sabit kabul etmiştir. Sistemin her bir elemanının birinci ve ikinci kanun analizini yaptıktan sonra sistemi termoeconomik optimizasyona tabi tutmuştur. Optimizasyon metodu

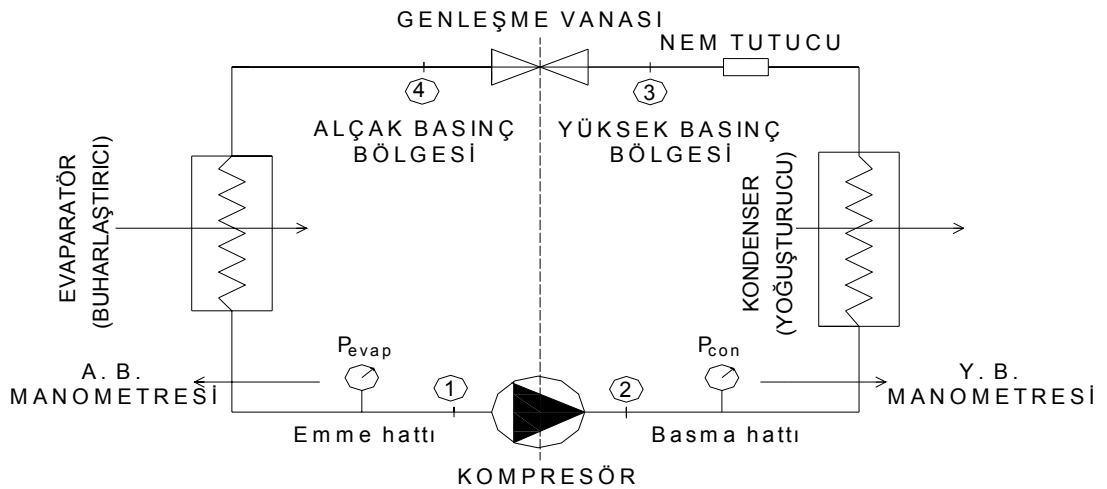
olarak yapısal bağı katsayıları metodunu kullanmıştır. Sistemin toplam tersinmezliklerini hesaplamış ve tersinmezlik ile ekonomi formüllerini birleştirerek sistemin her bir bileşeni için optimum alan formülleri türetmiştir. Termoekonomik optimizasyonda her bir soğutucu akışkan için, değişik kondenser, evaporatör, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıklarında optimum eşanjör alanlarını belirlemiştir [21].

Arora ve Kaushik çalışmalarında aşırı ısıtmalı aşırı soğutmalı kompresörlü soğutma sisteminde R502, R404A ve R507A soğutucu akışkanlarının performans hesaplarını ve ekserji kayıplarını teorik olarak yapmışlardır. R502, R404A ve R507A soğutucu akışkanlarını performans ve ekserji kayıplarını içeren grafiksel modellemelerle karşılaştırmışlardır [22].



#### 4. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ VE TERMODİNAMİK ANALİZİ

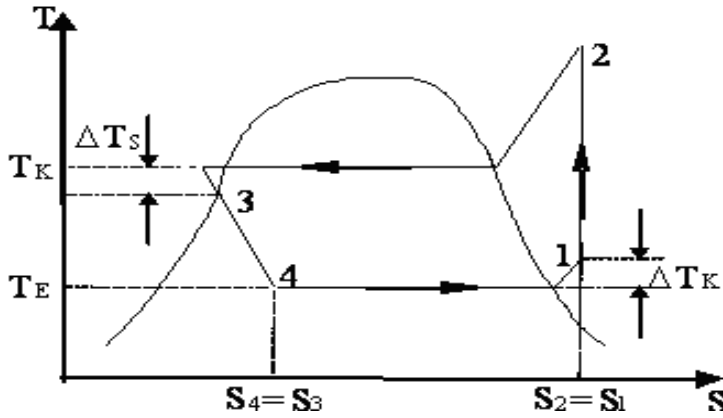
Zamanımızda en çok kullanılan çevrim buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir. Gaz fazındaki bir akışkan sıkıştırma düzeneği ile belirli bir ortamda sıkıştırılır ve bu ortamdan basıncı daha düşük bir ortama alınarak buharlaştırma sağlanırsa bu çevrime “Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi” denir. Çevrim esnasındaki yoğunlaşma durumundaki basınca yoğunlaşma basıncı ( $P_{con}$ ), buharlaşma durumundaki basınca buharlaşma basıncı ( $P_{evap}$ ) denir. Sıcaklıklarına ise sırasıyla yoğunlaşma ( $T_{con}$ ) ve buharlaşma sıcaklıkları ( $T_{evap}$ ) denir [10]. Şekil 4.1.’de Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi şematik gösterimi ve yoğunlaşma ve buharlaşma bölgelerindeki basınç ve sıcaklıklar verilmiştir.



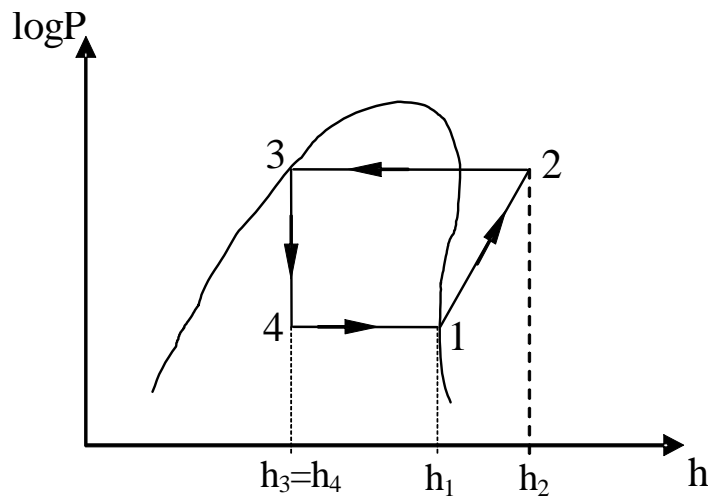
Şekil 4.1. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi şematik gösterimi

Soğutucu akışkan düşük bir sıcaklıktaki ortamdan ısıyı çekerken ve yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısıyı atarken; akışkan basıncı kompresör çıkışında artar ve ısı vererek ( $Q_{con}$ ) yoğunlaşır. Yoğunlaşmış akışkan genişleme vanasından geçerek düşük basınçlı evaporatör ortamında buharlaşır ve çevreden ısı çeker ( $Q_{evap}$ ). Soğutucu akışkanı kompresör yeniden emer ve çevrim tamamlanmış olur. Soğutucu akışkan çevrim sürecince devamlı faz

değiştir. 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 Makinası”, 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 [11]. Şekil 4.2.’de buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, T-s diyagramı ve Şekil 4.3.’de logP-h diyagramı verilmiştir.



Şekil 4.2. Buharlı sıkıştırımlı soğutma çevrimi T-s diyagramı [10]



Şekil 4.3. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi logP-h diyagramı [10]

Şekil 4.2. ve Şekil 4.3.'de görüldüğü gibi buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde soğutucu sırasıyla;

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

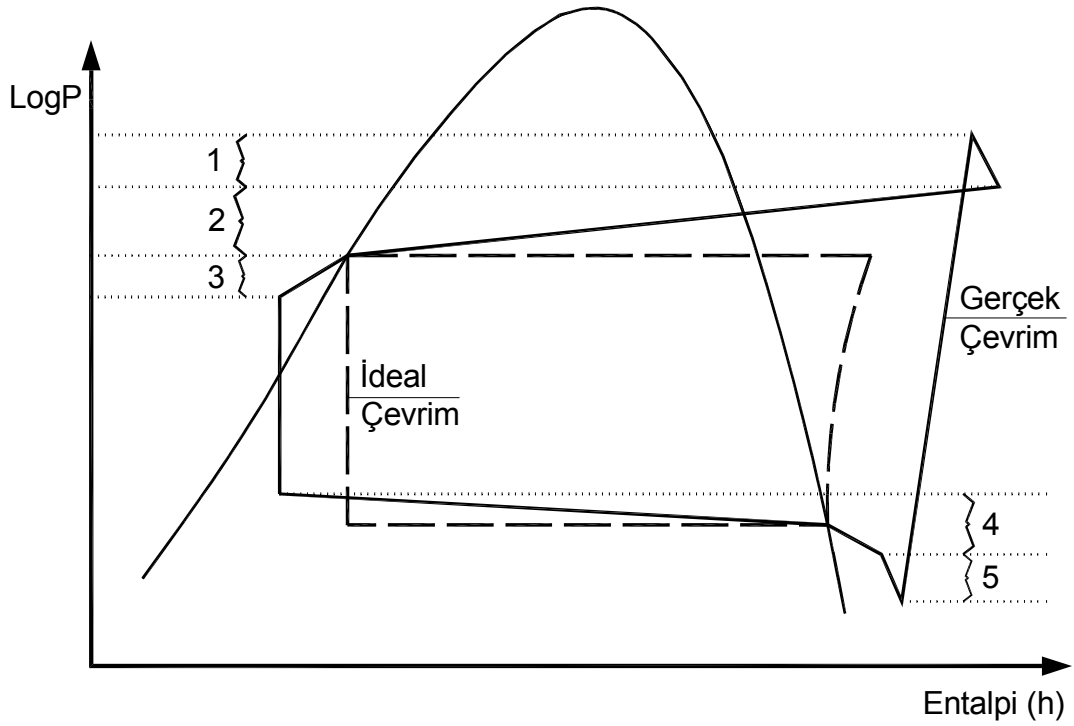
2 – 3 Sabit basınçta ısı atarak yoğunlaşma işlemi (doymuş sıvı haline kadar),

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

4 – 1 Sabit basınçta ısı çekerek buharlaştırma işlemidir [8].

#### Buhar sıkıştırımlı gerçek çevrim

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, yoğunlaştırıcıdan sonra sıvı hattındaki aşırı soğuma ve kompresör kayıplarda ihmal edilir. Kayıpların ihmal edilmediği çevrime “buhar sıkıştırımlı gerçek soğutma çevrimi” denir. Şekil 4.4'te buhar sıkıştırımlı gerçek bir soğutma çevriminin (logP-h) diyagramı görülmektedir (23).



Şekil 4.4. Buhar sıkıştırırmalı gerçek soğutma çevriminin logP-h diyagramı[23]

Şekil 4.4'teki gerçek soğutma çevrimi logP-h diyagramı üzerindeki noktalar;

- 1 Kompresör çıkış vanası,
- 2 Basma borusu ve yoğunlaştırıcı,
- 3 Sıvı borusu,
- 4 Emme borusu ve buharlaştırıcı,
- 5 Kompresör giriş vanası [10].

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 düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı geçişleri soğutucu akışkanın kompresör girişinde kızgın hale gelmesini sağlar. Ancak

kompresör girişinde soğutucu akışkanın sıcaklığının yüksek olması kompresörde yapılan işi arttırır. Bu sebepten dolayı kompresör girişinde soğutucu akışkanın sıcaklığının doyma sıcaklığından çok yüksek olmamasına dikkat edilmelidir [10].

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 sıkıştıma esnasında soğutucu akışkanın entropisi artabilir veya azalabilir [10].

İdeal çevrimde soğutucu akışkanın yoğuşturucudan (kondenserden) çıkış hali kompresör çıkış basıncında doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışında, yoğuşturucuda (kondenserde) ve basma borusunda sürtünmeden, bağlantı elemanlarından ve yoğunlaştırıcıda 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 arttıracığı için aşırı soğumasının bir zararı yoktur. Buharlaştırıcı ile kılcal boru birbirlerine çok yakındır ve bu sebepten dolayı aralarındaki basınç düşümü çok azdır [23].

### Termodinamiğin 1. Kanunu

Termodinamik; enerjinin bilimi olarak tanımlanır [8]. Ayrıca ısının mekanik hareketi ile ilgilenen bilim dalı olarak da tanımlanır [24].

Enerji; iş yapabilme birimi olarak adlandırılır [5]. Enerji, mekanik, potansiyel, elektrik, manyetik, kimyasal, ısıl ve nükleer olmak üzere çeşitleri vardır. Bu

enerjilerin toplamına sistemin toplam enerjisi (E) denir. Sistemin birim kütlesinin enerjisi aşağıda verilmiştir [8].

$$e = \frac{E}{m} \quad (4.1)$$

Termodinamiğin 1. kanunu göre; enerji yoktan var edilemez var olan enerji de yok edilemez, sadece şekil değişir. (nükleer enerji bu kanunun dışında kalmaktadır) [24]. Termodinamiğin birinci yasası enerjinin korunumu olarak adlandırılır. Birinci kanun enerjinin termodinamik ile ilgili bir özellik olduğunu vurgular [17]. Eş. 4.2'de enerjinin korunum ilkesi genel eşitliği verilmiştir.

$$Q - W = \Delta E \quad (4.2)$$

Eş. 4.2'de Q, sistem sınırlarında net ısı geçişi, W, değişik biçimleri kapsayan net iş,  $\Delta E$ , sistemdeki toplam enerji değişimini ifade etmektedir [8].

#### Kompresörlü soğutma sistemide enerjinin korunum (1.kanun) ilkesi

Şekil 4.1'deki buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde sistemdeki sürtünmeleri, bağlantı elamanları basınç kayıplarını, borulardaki ısı aktarımları ihmal edilirse, enerjinin korunumu ilkesi Eş. 4.3'te ifade edilir.

$$W_{comp} + Q_{evap} = Q_{con} \quad (4.3)$$

Şekil 4.1.'deki sistemde belirtilen noktalara göre;

Kompresörden sisteme verilen enerji;

$$W_{comp} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (4.4)$$

Evaporatörde çevreden çekilen ısı enerjisi;

$$Q_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (4.5)$$

Kondenserde çevreye verilen ısı enerjisi;

$$Q_{kon} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (4.6)$$

Eşitlikler de '  $\dot{m}$  ' kütleli debiyi, '  $h$  ' entalpiyi (sıvı ve gazların sahip olduğu enerji için bir ölçüdür) ifade etmektedir.

Eş. 4.4, Eş. 4.5, Eş. 4.6, Eş. 4.3'te yerine yazılırsa Eş. 4.7'deki formül oluşur.

$$\dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{m}(h_1 - h_4) = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (4.7)$$

Eş. 4.7'de, sistemin kayıpları ihmal edildiği durumu için sistem enerjisinin korunduğu ifadesini göstermektedir.

### Termodinamiğin 2. Kanunu

Termodinamiğin 1. yasasında enerjinin yoktan var edilemeyeceği var olan enerjinde yok edilemeyeceği ve sistemlerdeki enerji dengesi üzerinde durulmuştur. 2. yasa ise enerjinin yönü üzerinde durulur.

Termodinamiğin 2. yasasına göre ısı enerjisini iletme için bir sıcaklık farkı oluşturulmalı ve korunmalıdır. Isı enerjisi, yoğunluk ölçüğünde yukarıdan aşağı doğru iletilir. Isı sıcaktan soğuğa doğru iletilir [24].

Hiçbir ısı makinesi aldığı ısı enerjinin tümünü işe dönüştüremez. Isı makinelerinin verimini sınırlayan bu olgu Kelvin-Planck tarafından Termodinamiğin 2. yasası ile ilgili görüşüdür [8].

Kelvin-Planck tarafından yapılan ifade de termodinamik bir çevrim gerçekleştirerek çalışan bir makinenin sadece bir kaynaktan ısı alıp, net iş üretmesi olanaksızdır [8].

Hiçbir ısı makinesinin verimi yüzde yüz olamaz. Enerjinin kullanılamayan miktarı vardır. Bu kullanılamayan enerjiye 'anerji' denir. Kullanılabilen enerjiye, faydalı enerjiye, 'ekserji' denir. Enerjinin kullanılabilen kısmını bulmak için entropiden "faydalanabilen enerji seviyesindeki değişim [5]" yararlanılır [3].

### Ekserji

Termodinamiğin fonksiyonu olan ekserji, enerjinin kalitesinin diğer enerji biçimlerine dönüşebilme yeteneğini tanımlamak için 20. yüzyılda ortaya çıkmıştır [25].

Ekserji analizinin temelini oluşturan yaklaşım, entalpi ve ısı gibi değişik enerji türlerinin biri faydasız, diğeri faydalı iki farklı bölümü olduğunun kabul edilmesidir. Bu aşağıda eşitlikte gösterilmiştir [3].

$$\text{Enerji} = \text{Ekserji} + \text{Anerji} \quad (4.8)$$

Eş. 4.8'den de görüldüğü gibi, enerjinin işe yarayan kısmına 'ekserji' yaramayan kısmına 'anerji' denir. Enerji türlerinin (ısı, entalpi vb.) ne kadarının işe yarayan enerji olduğunun belirlenmesi için ekserjinin tanımlanması gereklidir [3].



Rant, ekserjiyi ilk olarak, teknik iş kapasitesi olarak tanımlamıştır. Ekserjinin tam olarak açıklaması ise Baehr tarafından verilmiştir [26]. Baehr'in ifadesi "Ekserji, enerjinin diğer enerji türlerine dönüştürülebilen kısmıdır [26]. "

Ekserjini hesaplanabilmesi için, çevrenin sıcaklık, basınç ve kimyasal durumlarının kesinlikle belirtilmesi ve tersinir bir sürecin var olduğunun kabul edilmesi gereklidir [3].

Tüm termodinamik analizler gibi, ekserji analizi için de tersinir sürecin nasıl olduğunun bilinmesi gerekli değildir. Ancak sürecin başlangıç-giriş noktaları ile bitiş-çıkış noktaları için geçerli olan şartların bilinmesi kafidir [3].

Szargut vd.'ye göre ekserji; elde edilebilecek iş miktarıdır [29];

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 [4].

Kotas'a göre ekserji; referans noktası olarak çevresel parametrelerin kullanıldığı, enerjinin verilen bir formundan yararlanılacak azami iştir [4].

Ekserji analizi yapılırken tüm ünitelerde aşağıdaki temel eşitlikler kullanılır.

Ekserji denkliği [28];

$$\dot{E}_Q - \dot{E}_W = \sum_{\text{çıkış}} \dot{m}e - \sum_{\text{giren}} \dot{m}e + T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.9)$$

Eşitlikte  $\dot{E}_Q$  ısı transferi ekserjisi ve  $\dot{E}_W$  mekanik enerjiye karşılık gelen birim zamandaki ekserjidir. Özgül enerji 'e', çevre sıcaklığı 'T<sub>0</sub>', Entropi üretimi de 'S<sub>üretim</sub>' olarak tanımlanır. Eşitlikte;

$$I = T_0 S_{\text{üretim}} \quad (4.10)$$

İfadedeki 'I' tersinmezliği, birim zamanda kaybolan ekserjiyi ifade eder.

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. 4.9 aşağıdaki gibi yeniden düzenlenmiştir [3].

$$\dot{W} = \sum \dot{E}_Q + \sum_{\text{giren}} \dot{m}e - \sum_{\text{çıkma}} \dot{m}e - I \quad (4.11)$$

Eş. 4.9'daki  $\dot{E}_Q$  ısı ekserjisi ve  $\dot{E}_W$  iş ekserjisi, kapalı sistemler için aşağıdaki Eş. 4.12 ve Eş. 4.13'teki gibi tanımlanır [3].

$$\dot{E}_Q = Q \left( \frac{T - T_0}{T} \right) \quad (4.12)$$

$$\dot{E}_W = \dot{W} \quad (4.13)$$

Eş. 4.12'de 'T' yüzey sıcaklığını ifade etmektedir;

Termodinamiksel ekserji, herhangi bir durum (T, P) ile çevrenin sadece sıcaklığı ve basıncı ile dengede olan bir durum arasındaki ekserjidir. Kimyasal ekserji ise 'P<sub>0</sub>' ve 'T<sub>0</sub>' çevre şartlarındaki bir durumun çevreyle kimyasal olarak dengede olduğu durum arasındaki ekserjidir [3].

Kimyasal enerji durumları ihmal edilerek termodinamiksel enerji eşitliği Eş. 4.13'te verilmiştir [28].

$$e = (h - T_o s) + \frac{1}{2} V^2 + gZ - (h_0 - T_o s_0) \quad (4.14)$$

Eş. 4.14'teki potansiyel enerji ve kinetik enerjiler ihmal edilirse termodinamiksel enerji eşitliği

$$e = (h - T_o s) - (h_0 - T_o s_0) \quad (4.15)$$

eşitliği ile bulunur [3].

## 5. MATERYAL METOD

### 5.1. Giriş

Bu çalışmada; Montral Protokolüne göre HCFC üretimi 2020 yılına kadar yasaklanacağından dolayı, diklorflormetan (R22) soğutucu akışkana alternatif olarak geliştirilmiş, yapısında klor (Cl) atomu bulunmayan termodinamik özellikleri R22 soğutucu akışkanına benzer ve ODP'si sıfır olan R407C ve R410A alternatif soğutucu akışkanlarının aşırı soğutmalı/aşırı kızdırmalı BSSS'de enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Hali hazırda kullanılmaya başlanmış ama yeterli performans ve tersinmezlik bilgilerine sahip olunmayan R407C ve R410A alternatif soğutucu akışkanları ile ilgili yeni kullanıcılara ve teknik elemanlara teorik bilgilerin hazırlanması amacıyla, belirlenen çalışma şartları için teorik enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Elde edilen veriler, yorum ve öneriler için Matlab yazılımı kullanılarak üç boyutlu grafiklere aktarılmıştır.

Bu çalışmadaki teorik incelemeler; R22 ile alternatifleri olan R407C ve R410A karşılaştırmasında kullanılan, sistem ile ilgili bilgiler, çalışma sınır şartları, enerji ve ekserji hesapları için kullanılan eşitlikler sırasıyla aşağıda verilmiştir.

### 5.2. Soğutucu Akışkanların Termofiziksel Açından Karşılaştırılması

R22'nin günümüzde bilinen ve kullanılması önerilen en yaygın alternatifleri R407C ve R410A'dır.

R407C, R32, R125 ve R134a'nın (%23/25/52) zeotropik bir üçlü karışımı olup, yaklaşık 7 °C sıcaklık kaymasına sahiptir. R22 soğutucu akışkanın bazı uygulamalarda uzun vadeli bir alternatifidir. İklimlendirme uygulamaları için birim süpürme hacmi başına soğutma etkisi ile soğutma tesir katsayısı yaklaşık olarak R22'ye eşittir. Isı değiştiricilerinde R407C seçimi kritik önem taşımaktadır. R22 ile çalışan bir sistemde evaporatör ve kondenser tarafında

boru-yüzey tipi ısı değiştirici kullanılıyorsa R407C'ye dönüşümde yaklaşık soğutma kapasitesinde % 10, soğutma tesir katsayısında ise % 18 azalma olmaktadır. Bunun sebebi; zeotrop karışımların yüzeysel ısı iletkenlik katsayısının düşük olmasındandır. Hava soğutmalı tesisler ile kanatçıklı ısı değiştiricilerde bu etki son derece dikkat çekicidir ve performans verileri mukayese edilebilir. Bazı şartlarda R407C'nin çalışma şartları R22'nin çalışma şartlarından daha iyi olmasına rağmen R407C için sıcaklık kayması kaçak durumunda problem oluşturabilir. Düşük kaynama sıcaklıklı soğutucu akışkanlar (R32 ve R125) içeren R407C buhar kaçaklarına neden olmaktadır. Sistemde dolaşan karışımın konsantrasyonu yüksek kaynama sıcaklıklı olan R134a akışkanına doğru kaymaktadır. R407C gaz fazında iken silindir içerisinde ayrışma olduğu için sıvı halinde iken sisteme yüklenmelidir. R22 tesisleri R407C'ye dönüştürülebilir. R407C'nin uyumlu olmasına rağmen tesis parametreleri gözden geçirilmelidir. Isı değiştiricileri kesinlikle R407C'ye göre düzenlenmelidir [2].

R407C zeotropik (akışkanlar termodinamik denge halindeki sıvı ve buhar fazlarının bileşimleri birbirinden farklı karışımlara denir [22]) bir karışımdır. Zeotropik soğutucu karışımların buhar sıkıştırmalı çevrimlerde kullanılması esnasında, izoterm olmayan ısıtma ve soğutma süreçleri meydana gelir. Zeotropik karışımların oluşturduğu potansiyel avantajlar, sabit basınçlardaki buharlaşma ve yoğuşmanın, sıcaklık değişimiyle birlikte meydana gelmesinden kaynaklanmaktadır [29].

R407C için POE yağ kullanılması tavsiye edilmektedir. Sistem içinde kalan madeni yağ en fazla ortalama % 5 olmalıdır. Ortalama % 5'ten daha fazla yağ kalması halinde erken kompresör arızaları ve sistemde kapasite kayıpları ortaya çıkmaktadır. R407C řu anda sadece R22 kullanılan sistemlerde kullanılmalıdır [2]. R22 veya diğer soğutucu akışkanlarla karıştırmamalıdır.

R410A alternatif soğutucu akışkanı, R32 ve R125 soğutucu akışkanlarının %50 oranında karıştırlarak elde edilir. Kullanıcılar tarafından R22'nin uzun

vadeli alternatifi olarak tercih edilmektedir. R410A soğutucu akışkanı çok düşük sıcaklık kayması ile yakın-azeotrop özellikler gösterir. Orta basınçlı soğutma tesislerinde, ısı pompalarında ve klimalarda R22 yerine veya yeni tesislerde kullanılabilir. R22'den farkı daha yüksek çalışma basınçlarına sahip olmasıdır. R410A 42 °C yoğunlaşma sıcaklığında 25 bar basınçlara ulaşmakta iken R22 bu basınçlarda sadece 62 °C'de ulaşmaktadır. R410A'nın en büyük avantajı birim süpürme hacmi başına soğutma etkisinin R22'den % 50 daha fazla olmasıdır. Bu yolla daha küçük elemanlar kullanılarak kompakt cihazlar yapılabilir. Yüksek çalışma basınçları ortaya çıktığından R410A mevcut R22'li tesislerde dönüşüm için uygun değildir. Kompresörler gibi soğutma elemanları bu basınç artışına göre tasarlanmalıdır. Dönüşüm için tesis tasarımında revizyon yapılarak R407C'ye dönüşüm yapılmalıdır [2]. Çizelge 5.1.'de R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanlarının termofiziksel özellikleri verilmiştir.

Çizelge 5.1. R22, R407C ve R 410A'nın termofiziksel özellikleri

Termofiziksel özellikleri	Soğutucu akışkanlar		
	R22	R407C	R410A
Numarası	R22	R407C	R410A
Numarası/karışım oranı	R22 %100	R32 %23, R125 %25, R134a %52	R32 %50, R125 %50
Kimyasal formülü	CHClF <sub>2</sub>	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> , CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub> , CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub> , CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>
Molekül ağırlığı	86.47	86.2	72.58
Buharlaştırma sıcaklığı (°C), 1atm'de	-40.8	-43.56	-51.53
Buharlaştırma gizli ısı (kJ/kg), 1atm'de	233.5	245.1	276.2
Sıvı yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> ), 25 °C	1195	1134	1062
Isı iletim katsayısı (W/mK)	0.0849	0.0819	0.0886
Kritik sıcaklık (°C)	96.24	86.74	72.13
Kritik basınç (kPa)	4981	4619	4926.1
ODP, R12=1	0.05	0	0
Küresel ısınma etkisi (GWP) (CO <sub>2</sub> =1)	1500	1526	1725

Çizelge 5.1.'de görüldüğü üzere R407C ve R410A alternatif soğutucu akışkanları R22 soğutucu akışkanı ile benzer termofiziksel özelliklere sahiptir.

R407C ve R410A'nın ODP'lerinin sıfır olduğu görünmektedir. R407C ve R410A'nın GWP'lerinin R22'den fazla olduğu görünmektedir.

### 5.3. Çalışma İçin Belirlenmiş Parametreler

Çalışmada Solkane 6.0, Matlap 6.0 ve Excel programları kullanılmıştır. Analizler için yapılan kabuller ve analizlerde buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi için çalışma parametreleri Çizelge 5.2.'de verilmiştir.

Çizelge 5.2. Çalışma parametreleri (analizler için yapılan kabuller)

Kompresör verimi, $\eta_{comp}$	0.75
Evaporatördeki basınç düşümü, $P_{ed}$ (bar)	0.2
Kondenserdeki basınç düşümü, $P_{cd}$ (bar)	0.1
Soğutma kapasitesi (evaporatör kapasitesi), $Q_{evap}$ (kW)	1
Evaporatör sıcaklığı, $T_{evap}$ (C°)	-40, -35, -30, -25, -20, -15, -10, -5, 0
Kondenser sıcaklığı, $T_{con}$ (C°)	40, 45, 50, 55
Aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklık farkı, $\Delta T_{subco}$ , $\Delta T_{suphe}$ (C°)	0, 2, 4, 6, 8, 10
Ortam Sıcaklığı, $T_o$ (C°)	20, 25, 30

Çizelge 5.2.'de görüldüğü üzere evaporatör (buharlaştırıcı) basınç düşümü ( $P_{ed}$ ), kondenser (yoğunlaştırıcı) basıncı düşümü ( $P_{cd}$ ), kompresör verimi ( $\eta_{comp}$ ) ve evaporatör kapasitesi ( $Q_{evap}$ ), sabit belirlenmiştir. Diğer şartlar üç farklı ortam sıcaklığı ( $T_o$ ), dört farklı kondenser sıcaklığı ( $T_{con}$ ), dokuz farklı evaporatör sıcaklığı ( $T_{evap}$ ), altı farklı aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklığı ( $\Delta T_{subco}$ ,  $\Delta T_{suphe}$ ) farklı değişken parametreler olarak belirlenmiştir.

Her bir parametreye göre Şekil 5.1.'deki sistem üzerindeki noktalara ait basınç (P), sıcaklık (T), hacimsel debi ( $\dot{v}$ ), entalpi (h) ve entropi (s) değerleri Solkane 6.0 yazılımından alınmıştır. Alınmış olan değerlerle, Microsoft

Excel'de yapılan hesap programları kullanılarak, Şekil 5.1.'deki sistemin performans ve ekserji hesapları yapılmıştır.

#### **5.4. Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sistemi**

Her bir akışkanın bir ısı pompasındaki her türlü enerji ve ekserji performansının değerlendirilebilmesi amacıyla, analizler aşırı soğutma/aşırı kızdırma işlemi (bir ısı değiştirici vasıtasıyla) uygulanabilen bir sistem için yapılmıştır.

##### Sistem Çalışma Prensibi

Şekil 5.1.'den de görüldüğü gibi analizlerde dikkate alınan BSSS'de aşırı soğutma/aşırı kızdırma işlemi yoğunlaştırıcı çıkış ve kompresör giriş hatları üzerinde yerleştirilen ortak bir ısı değiştiricisi (sıvı-buhar ısı değiştiricisi-SBID) ile sağlanmıştır. Bu sayede kondenserin daha fazla ısı atmasına izin verilmiştir. Daha fazla ısı atan kondenserin, evaporatörü etkiliyerek daha fazla ısı çekmesine imkan verilmiştir. Ayrıca evaporatör çıkışındaki düzenek sayesinde daha fazla ısı alan akışkan tamamen gaz hale gelerek ve kompresöre sıvı gelmesinin önüne geçilmiştir. Kısaca ifade edilirse; yoğunlaşan akışkan buharlaşan akışkana ısını aktararak sistemin daha verimli çalışması sağlanmıştır.

Şekil 5.1. ve Şekil 5.2.'de sırasıyla aşırı soğutmalı/aşırı kızdırmalı BSSS'nin şematik gösterimi ve bu sisteme ait gerçek çevrimin logP-h diyagramı verilmiştir.





Aşırı soğutmalı/aşırı kızdırmalı BSSS'lerin tercih edilmesinin sebeplerinden biri kısmen buhar içeren soğutucu akışkanın genleşme vanasına girmesi, vanadan geçen akışkanın debisini azaltır. Genleşme vanasına giren az miktarda bile gaz bulunması sistemin performansını düşürdüğü araştırmalar sonucu ortaya konulmuştur [34].

### Sistemin performans ve ekserji hesapları

Performans ve ekserji kayıplarının hesaplarında Şekil 5.2.'deki sistemin gerçek çevrim şartlarındaki çalışma noktalarının dikkate alındığı, aşağıdaki eşitliklerden faydalanılmıştır.

### Performans analizi (1. yasa analizi)

Isı pompalarındaki performans hesapları, soğutma performansı ( $COP_s$ ) ve ısıtma performansı ( $COP_i$ ) sistem elemanlarının kapasitelerine bağlıdır.

Kompresör kapasitesi;

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (\text{kW}) \quad (5.1)$$

Kondenser kapasitesi;

$$\dot{Q}_{con} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (\text{kW}) \quad (5.2)$$

Evaporatör kapasitesi;

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (\text{kW}) \quad (5.3)$$

Isı pompalarının soğutma performansı soğutma etkinlik katsayısı ( $COP_s$ ) ile ifade edilir. Evaporatörde yapılan işin ( $Q_{evap}$ ) sisteme dışarıdan verilen işe ( $W_{comp}$ ) oranıdır;

$$COP_s = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (5.4)$$

Isı pompalarının ısıtma performansı ( $COP_t$ ) ifade edilir. Kondenserde yapılan işin ( $Q_{con}$ ) sisteme dışarıdan verilen işe ( $W_{comp}$ ) oranıdır;

$$COP_t = \frac{\dot{Q}_{con}}{\dot{W}_{comp}} \quad (5.5)$$

### Ekserji Analizi (2.yasa analizi)

Termodinamiğin ikinci yasası, termodinamiğin tersinmezliği yüzünden sürekli azalan ekserjiden gelir [22]. Ekserji, bir sistemden bu sistemi çevre şartlarına indiregeyerek elde edilebilen maksimum yararlı iş miktarı olarak tanımlanır [30]. Ekserji analizleri hem bütün aşırı soğutmalı/aşırı kızdırmalı sistemin ekserji analizini hem de onun özel bileşenlerini içerir. Böylece tam bir artış ve azalış performansı sağlayan anahtar bileşenlere ayrılabilir.

Bir kontrol hacmi sabit durum sürecinde ekserji dengesi için aşağıdaki ifade kullanılır [31];

$$ED_n = \sum \left( \dot{m} e_x \right)_{in} - \sum \left( \dot{m} e_x \right)_{out} + \left[ \sum \left( \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_o}{T_r} \right) \right)_{in} - \sum \left( \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_o}{T_r} \right) \right)_{out} \right] \pm \sum \dot{W} \quad (5.6)$$

Eş. 5.6'daki her bir ifade, ekserji kayıp oranları olup, kontrol hacmine giren akışların ekserjisi, kontrol hacminden çıkan akışların ekserjisidir.

Toplam ekserji kaybını belirlemek için (sistem ekserji kaybı), Şekil 5.1.'deki sistemin her bir bileşeninin ekserji kaybını belirlemek gerekir. Şekil 5.1.'deki her bir bileşeni için, ekserji kaybı eşitlikleri aşağıda verilmiştir [22].

Evaporatördeki (buharlaştırıcıdaki) ekserji kaybı;

Evaporatördeki ekserji analizinin yapılabilmesi için çevre sıcaklığı ile evaporatör sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının bilinmesi gerekir. Bu sıcaklık farkı eşitliklerde ' $T_r$ ' olarak gösterilmiş ve 15 °C olarak kabul edilmiştir. Eş. 5.7'de evaporatör sıcaklığı ile ilgili eşitlik verilmiştir. Eş. 5.8'de evaporatör deki ekserji kaybı eşitliği verilmiştir.

$$T_o - T_{evap} = T_r = 15^\circ C \quad (5.7)$$

$$ED_{evap} = \dot{E}_{X4} + \dot{Q}_{evap} \left( 1 - \frac{T_o}{T_r} \right) - \dot{E}_{X1} \quad (5.8)$$

Bu eşitlik giriş ve çıkış noktaları için ayrıntılı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$ED_{evap} = \dot{m}_{sa} (h_4 - T_o s_4) + \dot{Q}_{evap} \left( 1 - \frac{T_o}{T_r} \right) - \dot{m}_{sa} (h_1 - T_o s_1) \quad (5.9)$$

Kompresördeki ekserji kaybı;

$$ED_{comp} = \dot{E}_{X1'} + \dot{W}_{comp} - \dot{E}_{X2} \quad (5.10)$$

$$ED_{comp} = \dot{m}_{sa} (T_o (s_2 - s_1')) \quad (5.11)$$

Kondenserdeki (yoğunlaştırıcıdaki) ekserji kaybı;

$$ED_{con} = \dot{E}_{X2} - \dot{E}_{X3} \quad (5.12)$$

$$ED_{con} = \dot{m}_{sa}(h_2 - T_o s_2) - \dot{m}_{sa}(h_3 - T_o s_3) \quad (5.13)$$

Genleşme vanasındaki ekserji kaybı;

$$ED_{gv} = \dot{E}_{X3'} - \dot{E}_{X4} \quad (5.14)$$

$$ED_{gv} = \dot{m}_{sa}(h_{3'} - T_o s_{3'}) - \dot{m}_{sa}(h_4 - T_o s_4) \quad (5.15)$$

$$ED_{gv} = \dot{m}_{sa}(T_o(s_4 - s_{3'})) \quad (5.16)$$

Aşırı soğutma/aşırı kızdırma düzeneğindeki (sıvı-buhar ısı değiştirisindeki) ekserji kaybı;

$$ED_{SBID} = \dot{E}_{X3} - \dot{E}_{X3'} + \dot{E}_{X1} - \dot{E}_{X1'} \quad (5.17)$$

$$ED_{SBID} = \dot{m}_{sa}((h_3 - h_{3'} + h_1 - h_{1'}) - T_o(s_3 - s_{3'} + s_1 - s_{1'})) \quad (5.18)$$

Toplam ekserji kaybı;

Sistemin toplam ekserji kaybı, her bir bileşenin ekserji kaybının toplamına eşittir. Eş. 5.19'da verilmiştir.

$$ED_n = ED_{evap} + ED_{comp} + ED_{con} + ED_{gv} + ED_{SBID} \quad (5.19)$$

Ekserji dengesini etkileyen diğer bir parametre ise ısı ekserji kayıplarıdır. Isıl ekserji kayıplarının ekserji dengesinde önemli bir etkisi vardır. Şekil 5.1'deki sistemde her bir bileşenindeki ısı ekserji kayıp oranları aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\dot{E}L_n = \dot{Q}_n \left(1 - \frac{T_o}{T_n}\right) \quad (5.20)$$

Eş. 5.20, Eş 5.6'ya göre Eş. 5.21'deki gibi yeniden yazılmıştır.

$$\dot{E}D_n + \dot{E}L_n = \sum \left( \dot{m} e_x \right)_{in} - \sum \left( \dot{m} e_x \right)_{out} + \left[ \sum \left( \dot{Q} \left(1 - \frac{T_o}{T_r}\right) \right)_{in} \right] \pm \sum \dot{W} \quad (5.21)$$

Şekil 5.1.'deki deki sistemin ikincil performansı ekserjik verim tarafından belirlenebilir. [33]. Ekserjik verim, soğutulmuş alandan 'T<sub>r</sub>' sıcaklık farkında buharlaştırıcıya çekilen ısının ekserji oranı ile kompresörün iş girişi 'W<sub>comp</sub>' arasındaki orandır, Eş 5.22;

Ekserjik verim;

$$\eta_{ex} = \frac{\left| \dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_o}{T_r}\right) \right|}{\dot{W}_{comp}} = \frac{COP_{BSSS}}{COP_{TBSSS}} \quad (5.22)$$

Bu eşitlikte, COP<sub>BSSS</sub>, aşırı soğutmalı/aşırı kızdırmalı BSSS'nin performans katsayısıdır ve COP<sub>TBSSS</sub>, T<sub>o</sub> ve T<sub>r</sub> arasında çalışan tersinir aşırı soğutmalı/aşırı kızdırmalı BSSS'nin performans katsayısıdır.

Ekserji kayıp oranı (EDR);

Aşırı soğutmalı/aşırı kızdırmalı BSSS'nin içindeki toplam ekserji oranının, soğutulmuş havadan buharlaştırıcı içine çekilen ısının ekserjiye oranıdır. T<sub>r</sub> ve ekserjik verimle ilişkilidir ve Eş. 5.23'teki gibi hesaplanır [22,32].

$$EDR = \frac{\dot{E}D_{toplam}}{\left| \dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_o}{T_r}\right) \right|} = 1 - \frac{COP_{BSSS}}{COP_{TBSSS}} = 1 - \frac{1}{\eta_{ex}} \quad (5.23)$$

$$\eta_{ex} = \frac{1}{1 + EDR} \quad (5.24)$$

Verim düşüklüğü, her bir bileşende kayıp olan ekserji akışının, süreci sürdürmesi gereken ekserji akışına oranı olarak tanımlanır ve her bir sistem bileşeni için ayrı ayrı hesaplanır. Eş. 5.25 [22];

$$\delta_n = \frac{\sum \dot{E}D_n + \sum \dot{E}L_n}{\dot{W}_{comp}} \quad (5.25)$$

Sistem bileşenlerindeki verim düşüklüğü tüm aşırı soğutmalı/aşırı kızdırmalı BSSS'de ekserjik veriminin bütünüyle ilişkilidir ve aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$\eta_{ex} = (1 - \sum_n \delta_n) \quad (5.26)$$

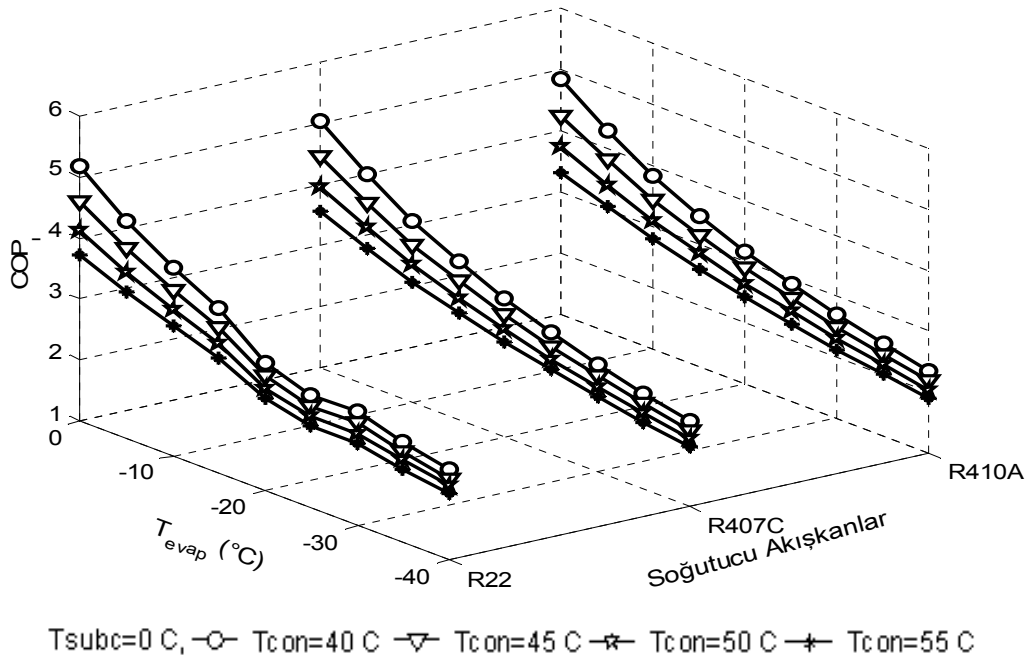
## 6. ELDE EDİLEN BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

R22, R407C, ve R410A soğutucu akışkanı ile çalışan Şekil 5.1.'deki aşırı soğutmalı/aşırı kızdırmalı BSSS'nin performans ve ekserji kayıplarını karşılaştırmak için beşinci bölümde verilmiş olan eşitliklerden elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

### 6.1.Sonuçlar

Bu bölümde, her bir soğutucu akışkan için farklı evaporatör, kondenser, aşırı soğutma/aşırı kızdırma ve farklı ortam sıcaklıklarına göre  $COP_I$ ,  $COP_s$ , EDR, ekserjik verim ve her bir sistemin performans değerlendirmesi grafikler halinde karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

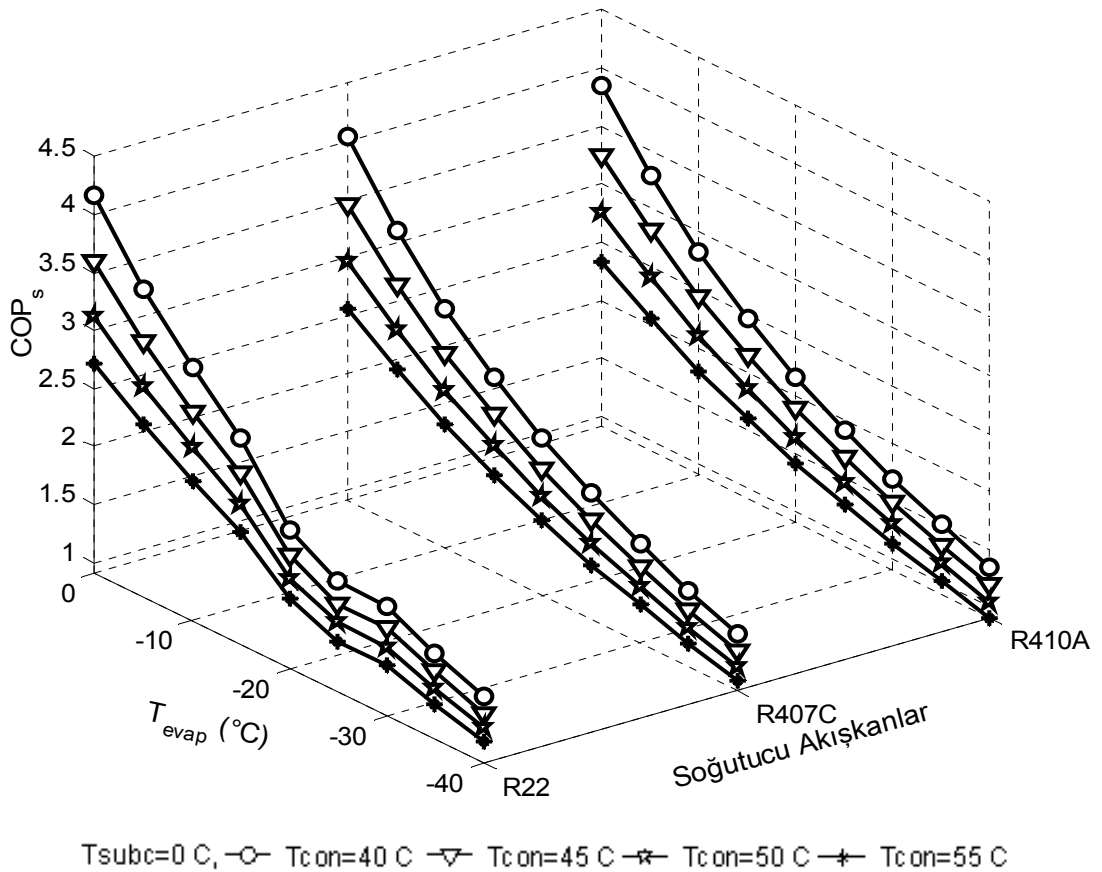
Şekil 6.1.'de R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanlarının ısıtma performanslarının ( $COP_I$ ), farklı evaporatör ( $T_{evap}$ ) ve farklı kondenser ( $T_{con}$ ) sıcaklıklarına göre değişimi verilmiştir.



Şekil 6.1. R22, R407C ve R410A'nın  $COP_I$ 'lerinin  $T_{con}$ 'a göre değişimi

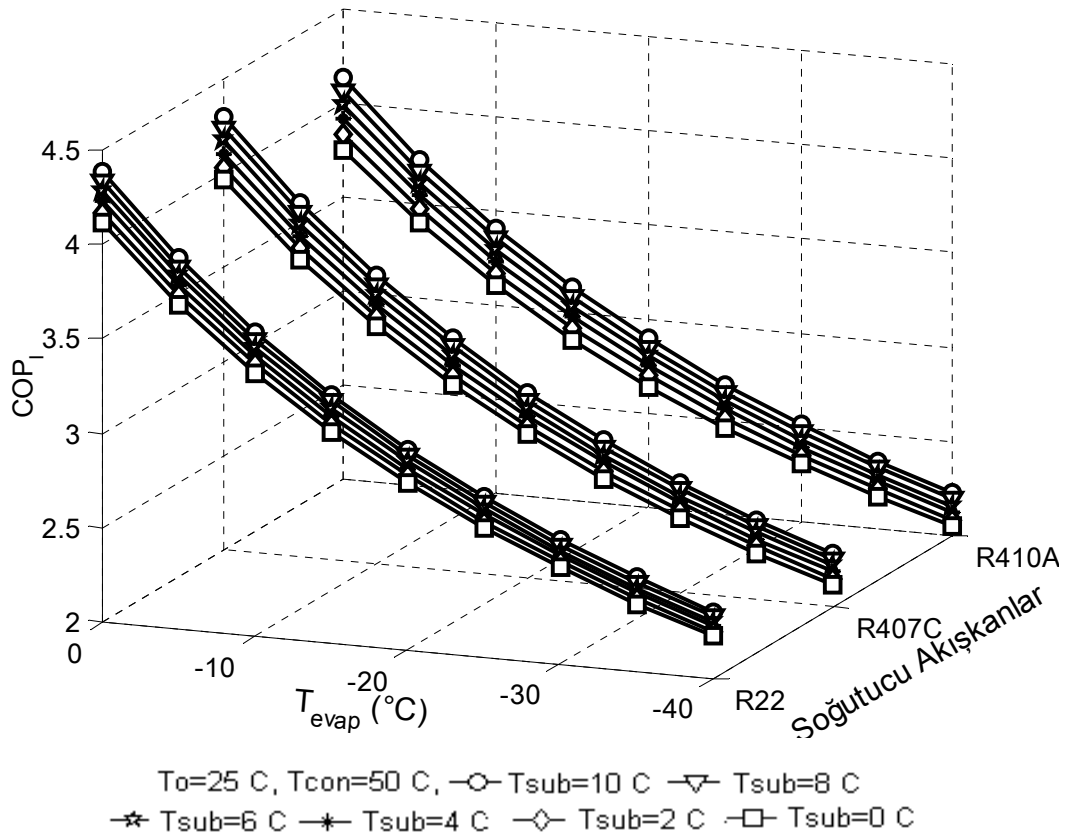


Şekil 6.1'den R22'nin  $COP_I$  değeri,  $T_{evap}$  0 °C,  $T_{con}$  40 °C, sıcaklıklarında alternatifleri olan R407C'ninkinden %3 ve R410A'ninkinden %6 yüksek olduğu görülmektedir. Alternatif soğutucu akışkanların arasında ise R407C'nin ısıtma performansı ( $COP_I$ ), R410A'ninkinden %3 daha yüksek olduğu görülmektedir. Üç soğutucu akışkanın da  $T_{evap}$  değeri 0°C'ye yaklaştıkça ısıtma performansı ( $COP_I$ ) yükselmektedir. Ayrıca  $T_{con}$  değeri azaldıkça evaporatörle kondenser arasındaki sıcaklık (dolayısıyla basınç) farkı azaldığı için kompresördeki sıkıştırma işlemi azaldığından dolayı  $COP_I$  değeri yükselmektedir. Şekil 6.2'de R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanların soğutma performanslarının ( $COP_s$ ), farklı evaporatör ( $T_{evap}$ ) ve farklı kondenser ( $T_{con}$ ) sıcaklıklarına göre değişimi verilmiştir.



Şekil 6.2. R22, R407C ve R410A'nın  $COP_s$ 'lerinin  $T_{con}$ 'a göre değişimi

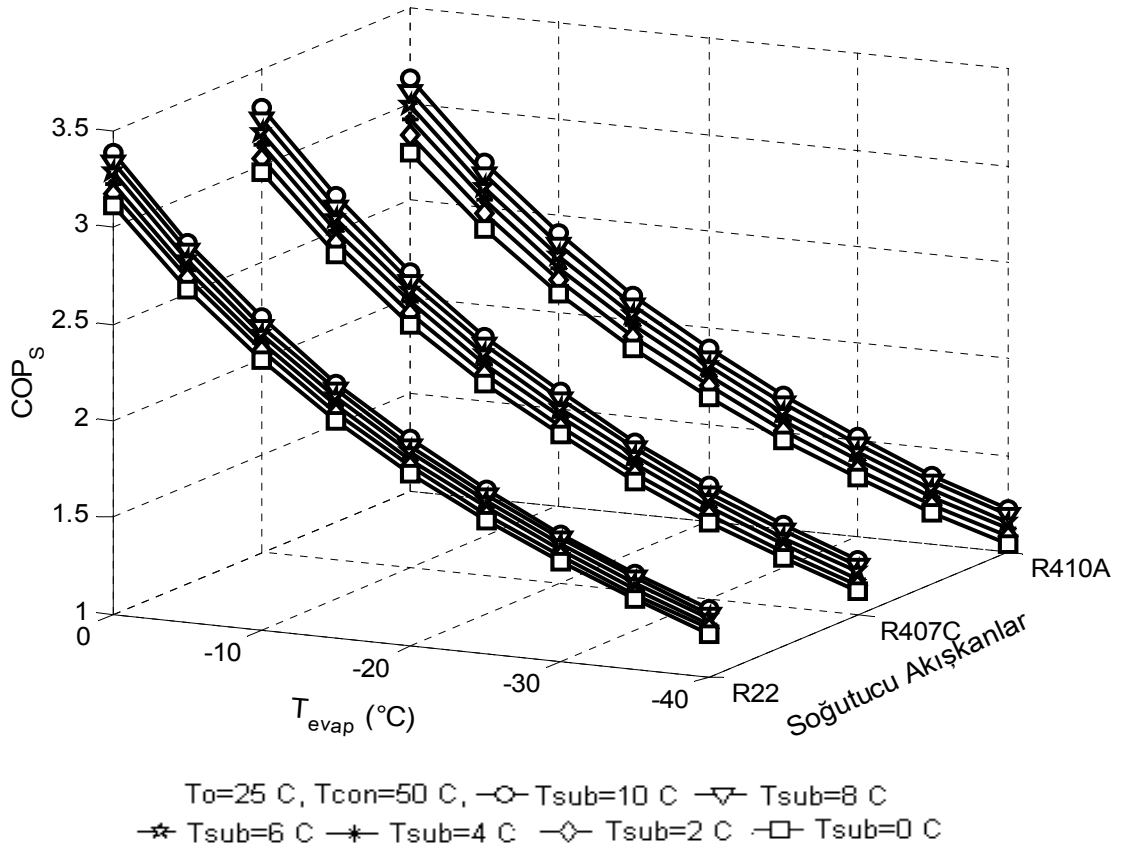
Üç soğutucu akışkanın soğutma performansları ısıtma performanslarına benzer özellik göstermektedir. Şekil 6.2'den de görüldüğü gibi R22'nin  $COP_s$  değeri,  $T_{evap}$  0 °C,  $T_{con}$  50 °C, noktalarında alternatifleri olan R407C'ninkinden %3.5 ve R410A'ninkinden %7 yüksek olduğu görülmektedir. Alternatif soğutucu akışkanların arasında ise R407C'nin soğutma performansı ( $COP_s$ ), R410A'ninkinden %4 daha yüksek olduğu görülmektedir. Üç soğutucu akışkanın performansı düşük  $T_{evap}$  sıcaklıklarında yükselmektedir. Ayrıca düşük  $T_{con}$  sıcaklığı da  $COP_s$ 'nin artmasına sebep olmaktadır. Şekil 6.3'te R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanlarının ısıtma performanslarının ( $COP_I$ ), farklı evaporatör sıcaklıklarına ( $T_{evap}$ ) ve farklı aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklıklarına ( $T_{sub}$ ) göre değişimi verilmiştir.



Şekil 6.3. R22, R407C ve R410A'nın  $COP_I$ 'lerinin  $T_{sub}$ 'a göre değişimi

Şekil 6.3'te R22'nin ısıtma performansı ( $COP_I$ ), 0 °C  $T_{evap}$  sıcaklığında, 10 °C'lik aşırı soğutma/aşırı kızdırma yapıldığı durumda R407C'ninkinden

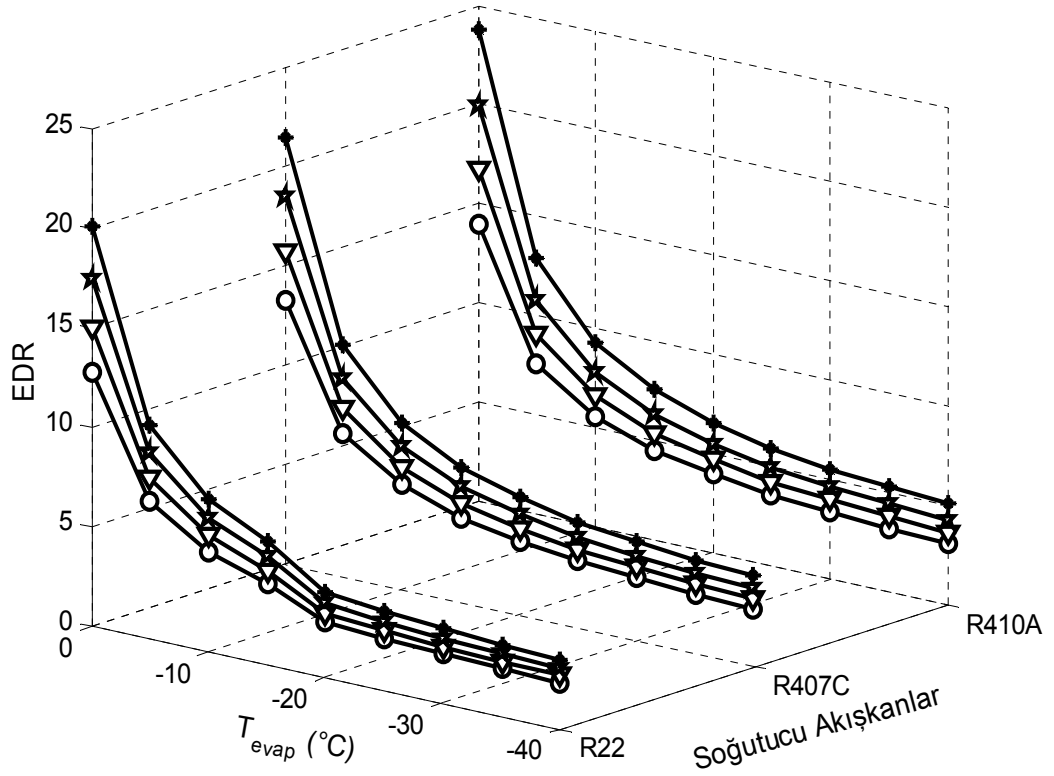
%2.25 ve R410A'ninkinden %4.75 yüksek olduğu görülmektedir. R407C'nin ısıtma performansı ( $COP_i$ ) ise R410A'ninkinden %2.35 daha yüksek olduğu görülmektedir. Ayrıca aşırı soğutma/aşırı kızdırma yapıldığı durumda, sırasıyla R22'nin, R407C ve R410A'nın ısıtma performansı aşırı soğutma/aşırı kızdırma uygulanmayan duruma göre %7, %9 ve %11 daha yüksek olduğu görülmektedir. Şekil 6.4'te R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanlarının soğutma performanslarının ( $COP_s$ ), farklı evaporatör sıcaklıklarına ( $T_{evap}$ ) ve farklı aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklıklarına ( $T_{sub}$ ) göre değişimi verilmiştir.



Şekil 6.4. R22, R407C ve R410A'nın  $COP_s$ 'lerinin  $T_{sub}$ 'a göre değişimi

Üç soğutucu akışkanın, aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklık değişimindeki soğutma performansları, ısıtma performanslarına benzer özellik göstermektedir. Şekil 6.4'den de görüldüğü gibi R22'nin soğutma performansı

0 °C  $T_{evap}$  sıcaklığında, 2 °C'lik aşırı soğutma/aşırı kızdırma yapıldığı durumda R407C'ninkinden %5 ve R410A'ninkinden %13 yüksek olduğu görülmektedir. R407C'nin soğutma performansı ( $COP_s$ ) ise R410A'ninkinden %8 daha yüksek olduğu görülmektedir. Üç soğutucu akışkanın performansı düşük  $T_{evap}$  sıcaklıklarında yükselmektedir. Ayrıca  $T_{con}$  sıcaklığının düşmesi  $COP_s$ 'nin artmasına sebep olmaktadır. Şekil 6.5.'te R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanların ekserji kayıp oranlarının (EDR) , farklı evaporatör sıcaklıklarına ( $T_{evap}$ ) ve farklı kondenser sıcaklıklarına ( $T_{con}$ ) göre değişimi verilmiştir.

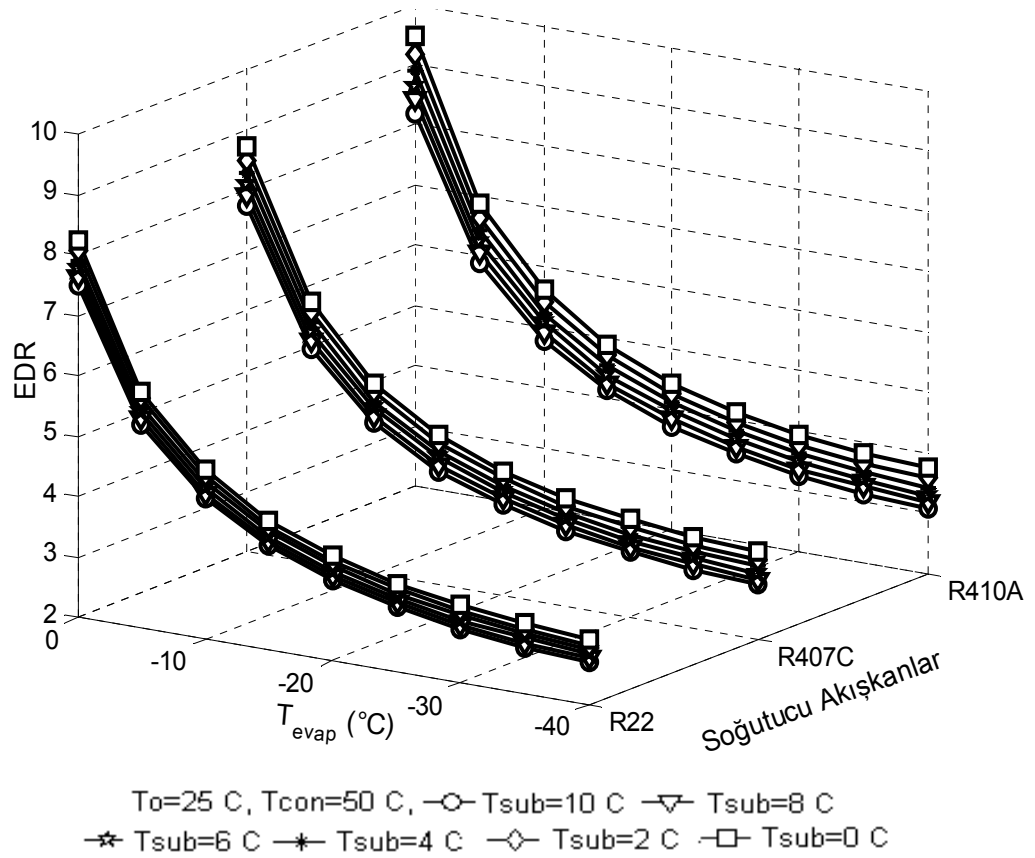


$T_o=25$  C,  $T_{subc}=0$  C, -○-  $T_{con}=40$  C -▽-  $T_{con}=45$  C -★-  $T_{con}=50$  C -+ -  $T_{con}=55$  C

Şekil 6.5. R22, R407C ve R410A'nın EDR'lerinin  $T_{con}$ 'a göre değişimi

Şekil 6.5'te R22'nin ekserji kaybının, R407C'ninkinden %10-20 ve R410A'ninkinden %20-40 az olduğu görülmektedir. R407C'nin ekserji kaybının ise R410A'ninkinden %9-17 düşük olduğu görülmektedir. Ayrıca  $T_{con}$  sıcaklığı değişimindeki ekserji kayıp oranı, R22, R407C ve R410A için

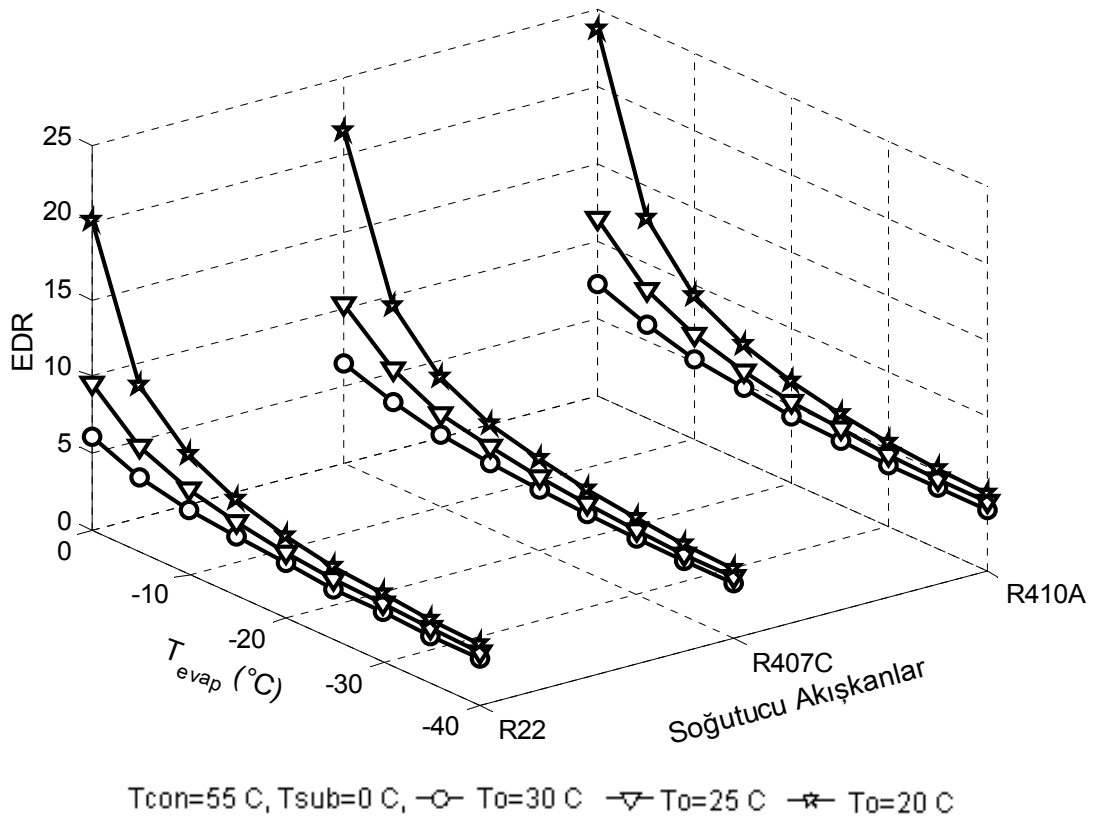
sırasıyla %37, %41 ve %42 olduğu görülmektedir. R22, R407C'den daha iyi R407C ise R410A'dan daha iyi bir performans göstermektedir. Yüksek  $T_{con}$  sıcaklığında ve düşük  $T_{evap}$  sıcaklığında da ekserji kaybı artmaktadır. Şekil 6.6.'da R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanların ekserji kayıp oranlarının (EDR), farklı evaporatör sıcaklıklarına ( $T_{evap}$ ) ve farklı aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklıklarına ( $T_{sub}$ ) göre değişimi verilmiştir.



Şekil 6.6. R22, R407C ve R410A'nın EDR'lerinin  $T_{sub}$ 'a göre değişimi

Şekil 6.6.'da R22'nin EDR değeri, R407C'ninkinden %8.2-7.4 ve R410A'ninkinden %17-15 düşük olduğu görülmektedir. R407C'nin EDR değeri ise R410A'ninkinden %9-7 daha düşük olduğu görülmektedir. R22, R407C ve R410A için aşırı soğutma/aşırı kızdırma yapıldığındaki ve yapılmadığındaki değişimleri sırasıyla %9, %13 ve %17 olduğu görülmektedir. Ayrıca aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklık değeri yükseldikçe

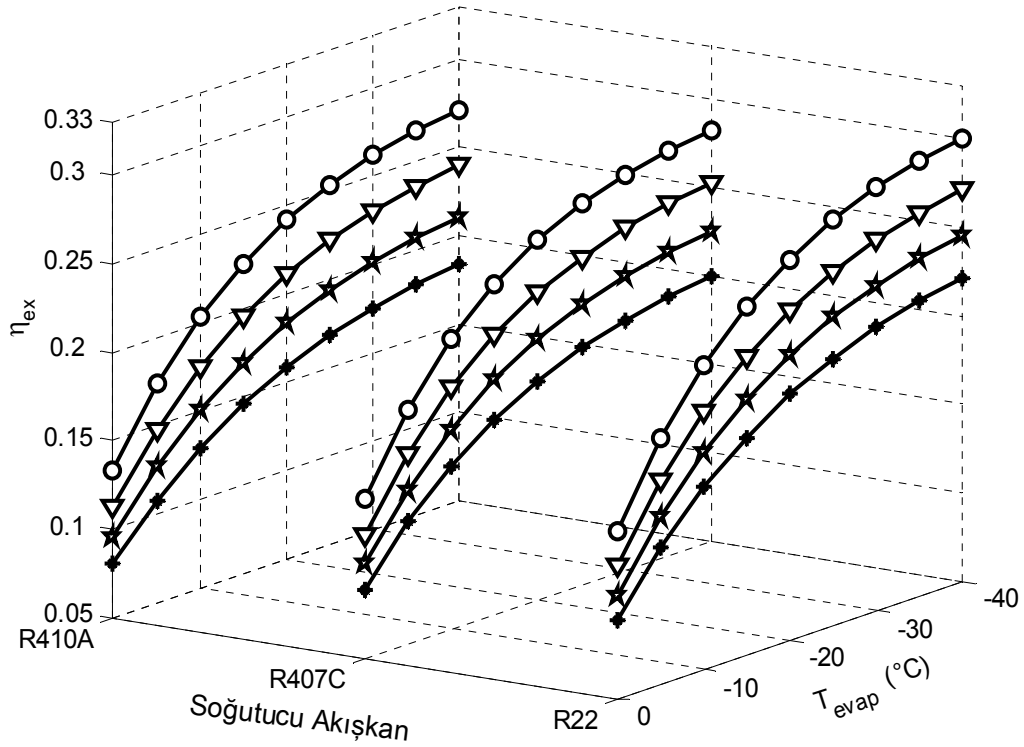
EDR değeri düşmektedir. Sistemden kaçabilecek ısının, SBID'nin yardımıyla bir kısmının sistemde kullanılarak ekserji kaybını düşürdüğü görülmektedir. Şekil 6.7.'de R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanların ekserji kayıp oranlarının (EDR), farklı evaporatör sıcaklıklarına ( $T_{evap}$ ) ve farklı ortam sıcaklıklarına ( $T_o$ ) göre değişimi verilmiştir.



Şekil 6.7. R22, R407C ve R410A'nın EDR'lerinin  $T_o$ 'ya göre değişimi

Şekil 6.7.'de R22'nin ekserji kaybı, R407C'ninkinden %10-14, R410A'ninkinden %20-28 düşük olduğu görülmektedir. R22 alternatifleri arasında ise R407C'nin ekserji kaybı, R410A'ninkinden %9-12.5 düşük olduğu görülmektedir. R22, R407C ve R410A'nın ortam sıcaklığı 20 °C'den 30 °C'ye değişimi esnasındaki ekserji kayıp oranları (EDR) sırasıyla %72.5, %70 ve %68.5 azaldığı görülmektedir. Yüksek ortam sıcaklıklarında ( $T_o$ ) ekserji kaybı düşmektedir. Termodinamiğin 2. yasasına göre ısı enerjisinin akış yönü yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğrudur. Buna göre ortam

sıcaklığı ( $T_o$ ) arttıkça ortama olan termal ekserji kayıpları azalmaktadır. Şekil 6.8.'de R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanlarının ekserjik verimlerinin ( $\eta_{ex}$ ), farklı evaporatör sıcaklıklarına ( $T_{evap}$ ) ve farklı kondenser sıcaklıklarına ( $T_{con}$ ) göre değişimi verilmiştir.

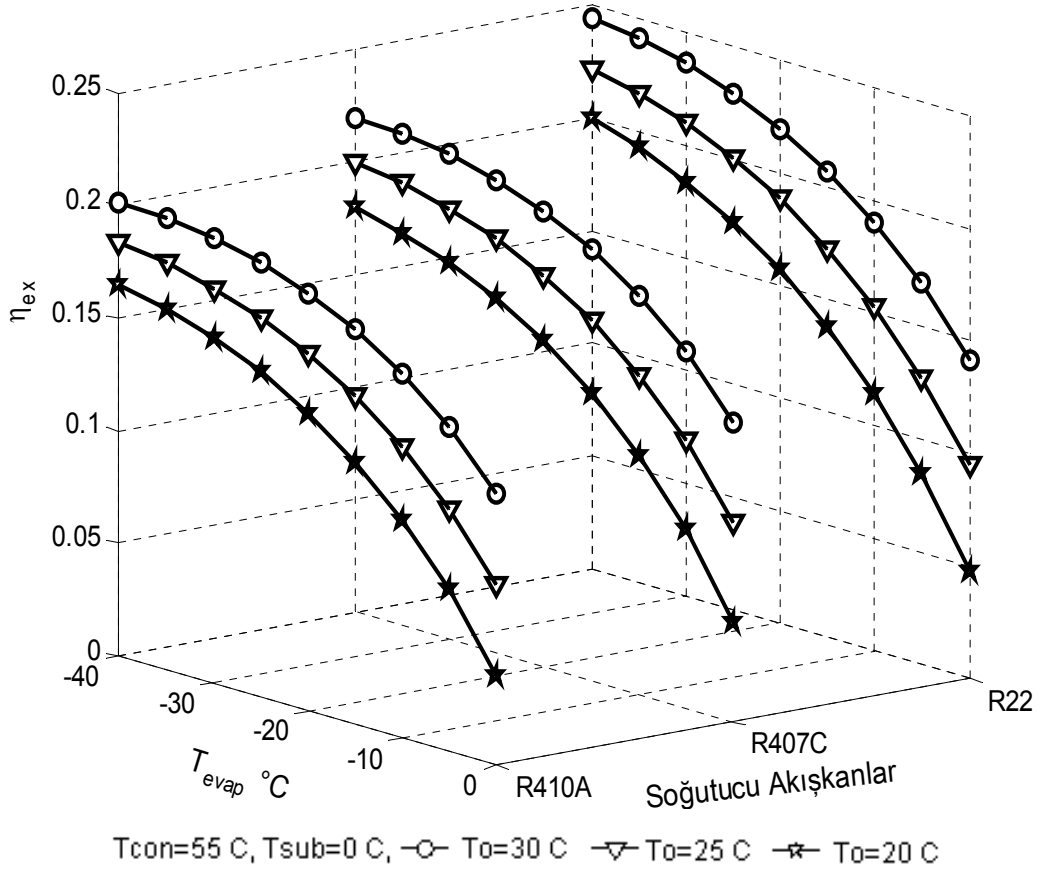


$T_o=25$  C,  $T_{subc}=0$  C, -○-  $T_{con}=40$  C -▽-  $T_{con}=45$  C -\* -  $T_{con}=50$  C -+ -  $T_{con}=55$  C

Şekil 6.8. R22, R407C ve R410A'nın  $\eta_{ex}$ 'lerinin  $T_{con}$ 'a göre değişimi

Şekil 6.8.'de R22 soğutucu akışkanının ısı pompasında, evaporatör sıcaklığı  $-40$  °C için ekserjik verimi alternatifleri R407C'ninkinden %7 ve R410A'ninkinden %10 yüksek olduğu görülmektedir. Alternatif soğutucu akışkanlar arasında ise R407C'nin ekserjik verimi R410A'ninkinden %3 yüksek olduğu görülmektedir. R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanlarının aşırı soğutmali/aşırı kızdırmalı ısı pompasındaki ekserjik verimi ( $\eta_{ex}$ ),  $T_{con}$  sıcaklığı  $40$  °C ve  $55$  °C arasındaki değişimi sırasıyla %10-25, %13-28 ve %17-27 olduğu görülmektedir. Şekil 6.9.'da R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanlarının ekserjik verimlerinin ( $\eta_{ex}$ ), farklı evaporatör

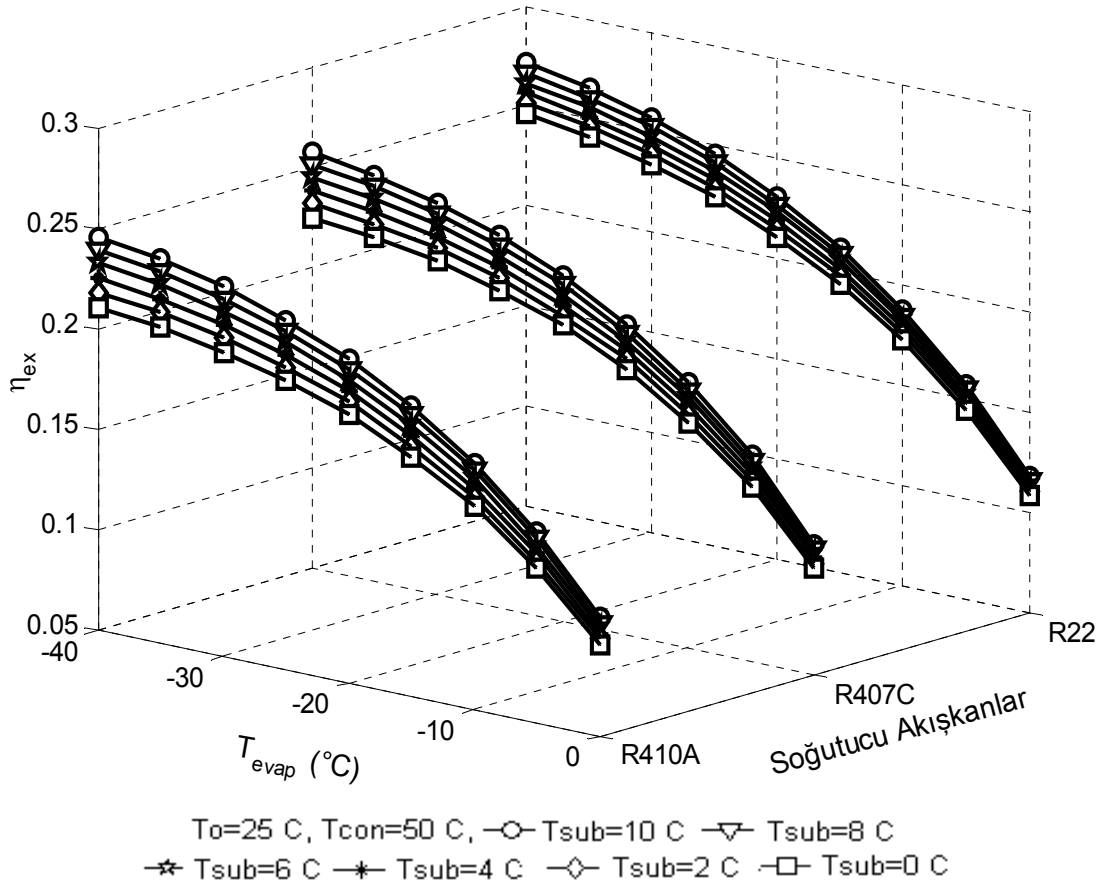
sıcaklıklarına ( $T_{evap}$ ) ve farklı ortam sıcaklıklarına ( $T_o$ ) göre değişimi verilmiştir.



Şekil 6.9. R22, R407C ve R410A'nın  $\eta_{ex}$ 'lerinin  $T_o$ 'ya göre değişimi

Şekil 6.9.'da R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanlarının 30 °C, 25 °C ve 20 °C'deki ortam sıcaklıklarında ( $T_o$ ) ekserjik verimleri ( $\eta_{ex}$ ), evaporatör sıcaklığı -40 °C'de iken sırasıyla %24-22-20, %22-20-18 ve %20-18-16 olduğu görülmektedir. R22'nin ekserjik veriminin R407C'ninkinden %8 ve R410A'ninkinden %18 yüksek olduğu görülmektedir. Ortam sıcaklığı ( $T_o$ ) arttıkça termal ekserji kaybı azaldığından dolayı ekserjik verim artmaktadır. Şekil 6.10.'da R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanların ekserjik verimlerinin ( $\eta_{ex}$ ), farklı evaporatör sıcaklıklarına ( $T_{evap}$ ) ve farklı aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklıklarına ( $T_{sub}$ ) göre değişimi verilmiştir.

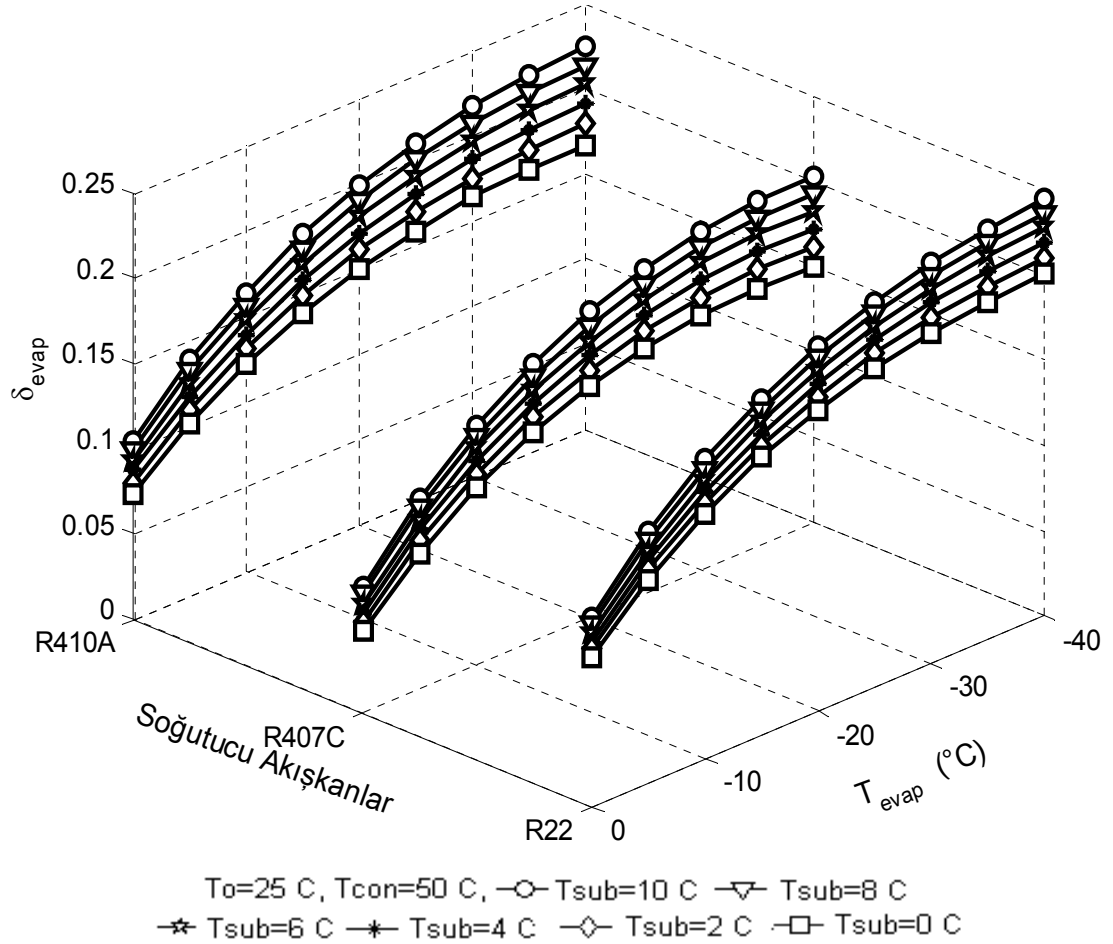




Şekil 6.10. R22, R407C ve R410A'nın  $\eta_{ex}$  'lerinin  $T_{sub}$ 'a göre değişimi

Şekil 6.10.'da  $T_{evap}$  değeri  $-40$   $^{\circ}C$ 'de iken R22'nin  $\eta_{ex}$  değeri %27.5, R407C'nin  $\eta_{ex}$  değeri %26 ve R410'nun ki ise %24.5 olduğu görülmektedir. R22'nin ekserjik verimi R407C'ninkinden %7 ve R410A'ninkinden %11 yüksek olduğu görülmektedir. Ayrıca R407C'nin ekserjik verimi %4 R410A'ninkinden yüksektir. Aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklığı arttıkça ekserjik verim artmakta olup ekserji kaybı azalmaktadır.  $T_{sub}$  değeri arttıkça evaporatördeki akışkanın buharlaşması, kondenserdeki akışkanın yoğuşması için gereken ısının bir kısmının sistem içinden karşılanması sistemin ekserjik verimini artırmaktadır. Şekil 6.10.'da görüldüğü gibi R407C ve R410A'nın  $T_{evap}$   $-40$   $^{\circ}C$ 'de aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklıkları değişimindeki ekserjik verim değişimleri yaklaşık %3.5 olup birbirine yakındır. Şekil 6.11.'de R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanlarının evaporatördeki verim

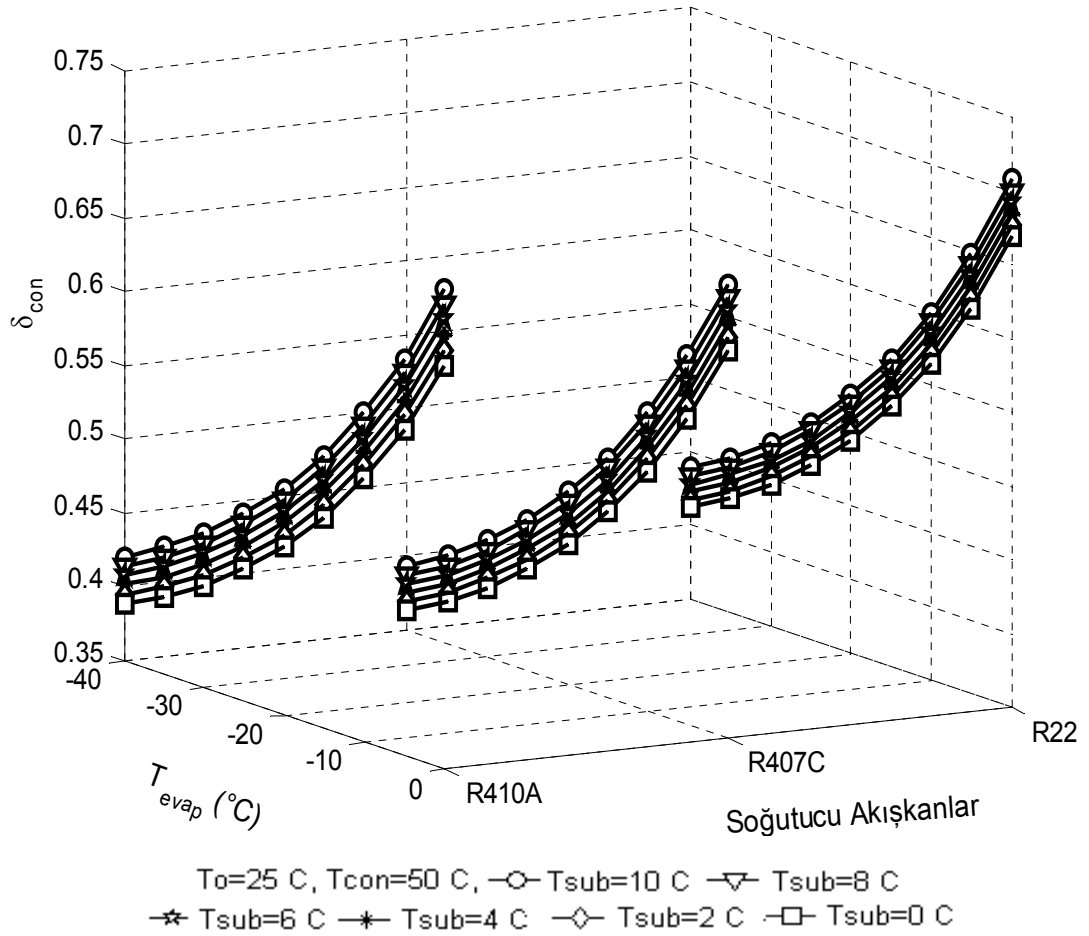
düşüklüklerinin, farklı evaporatör sıcaklıklarına ( $T_{evap}$ ) ve farklı aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklıklarına ( $T_{sub}$ ) göre değişimi verilmiştir.



Şekil 6.11. R22, R407C ve R410A'nın evaporatördeki verim düşüklüklerinin  $T_{sub}$ 'a göre değişimi

Şekil 6.11.'de R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanlarındaki verimdeki düşme asgari ve azami olarak sırasıyla %9-24.5, %4.5-21 ve %7-23 olduğu görülmektedir. Ayrıca aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklığı arttıkça evaporatör veriminin azaldığı görülmektedir. Yüksek aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklığının evaporatör performansında negatif bir etkisi vardır. Düşük evaporatör sıcaklığının da evaporatör performansına negatif bir etkisi vardır. R407'nin evaporatör verimi  $T_{evap}$  sıcaklığı 0 °C'de iken R22'ninkinden %50 ve R410A'ninkinden ise %36 yüksektir. R407C'nin evaporatör

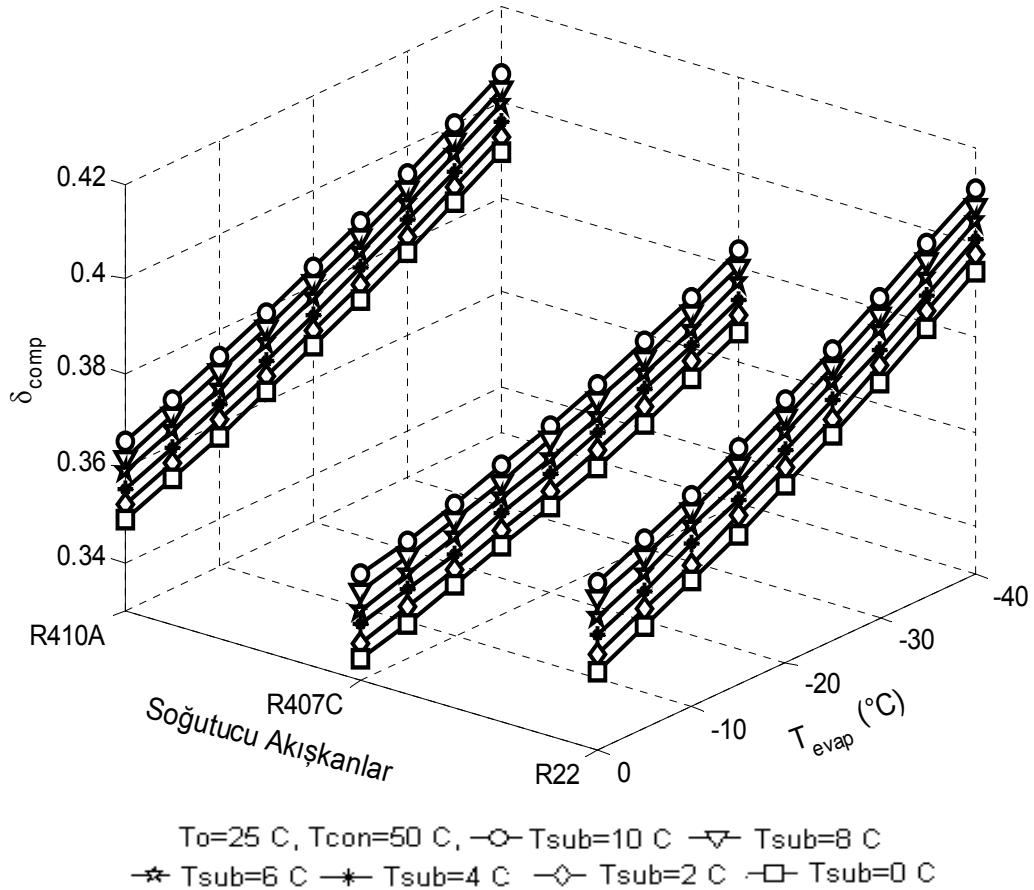
performansı diğer soğutucu akışkanlardan daha iyidir. Şekil 6.12.'de R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanların kondenserdeki verim düşüklüklerinin, farklı evaporatör sıcaklıklarına ( $T_{evap}$ ) ve farklı aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklıklarına ( $T_{sub}$ ) göre değişimi verilmiştir.



Şekil 6.12. R22, R407C ve R410A'nın kondenserdeki verim düşüklüklerinin  $T_{sub}$ 'a göre değişimi

Şekil 6.12'de R407C'nin kondenserdeki performansı, 0 °C ve 10 °C arasındaki aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklıklarında ( $T_{sub}$ ), R22 ve R410A soğutucu akışkanlarınıninkinden daha iyi olduğu görülmektedir. Ayrıca aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklığı arttıkça kondenserin performansı düşmektedir. Evaporatör sıcaklığının düşmesi ise kondenserin performansını arttırmaktadır. Kondenser performansı diğer sistem elemanlarından daha

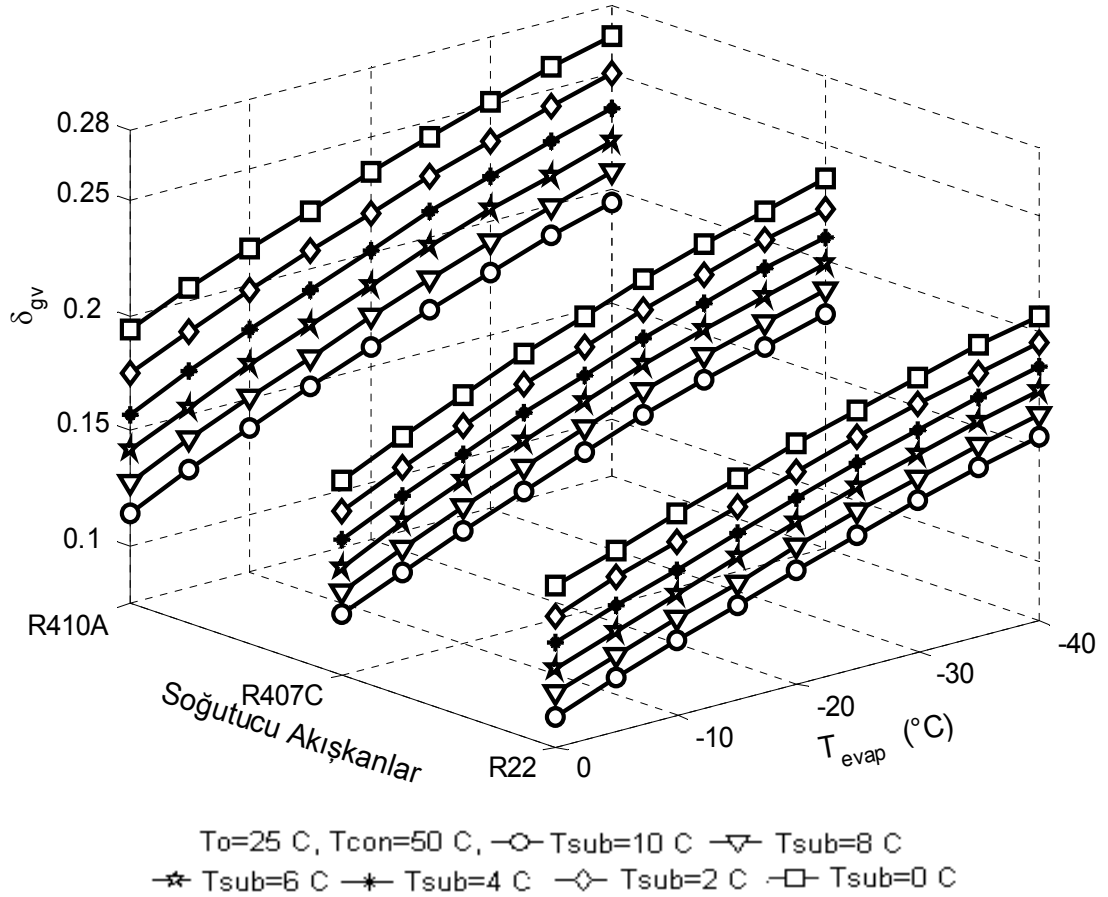
düşüktür. Şekil 6.13.'te R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanların kompresördeki verim düşüklüklerinin, farklı evaporatör sıcaklıklarına ( $T_{evap}$ ) ve farklı aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklıklarına ( $T_{sub}$ ) göre değişimi verilmiştir.



Şekil 6.13. R22, R407C ve R410A'nın kompresördeki verim düşüklüklerinin  $T_{sub}$ 'a göre değişimi

Şekil 6.13'de evaporatör sıcaklığı  $-40$  °C'de iken R407C'nin verimi R22'ninkinden %8 ve R410A'ninkinden %6.5 yüksek olduğu görülmektedir. R407C nin kompresör performansı R22'ninkinden ve R410A'ninkinden daha iyidir. R410A'nın kompresör performansı ise R22'ninkinden daha iyidir. Yüksek  $T_{sub}$  sıcaklığının kompresör performansına etkisi negatif yöndedir. Yüksek  $T_{evap}$  sıcaklığının ise kompresör performansına etkisi pozitif yöndedir. Şekil 6.14.'te R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanların genleşme

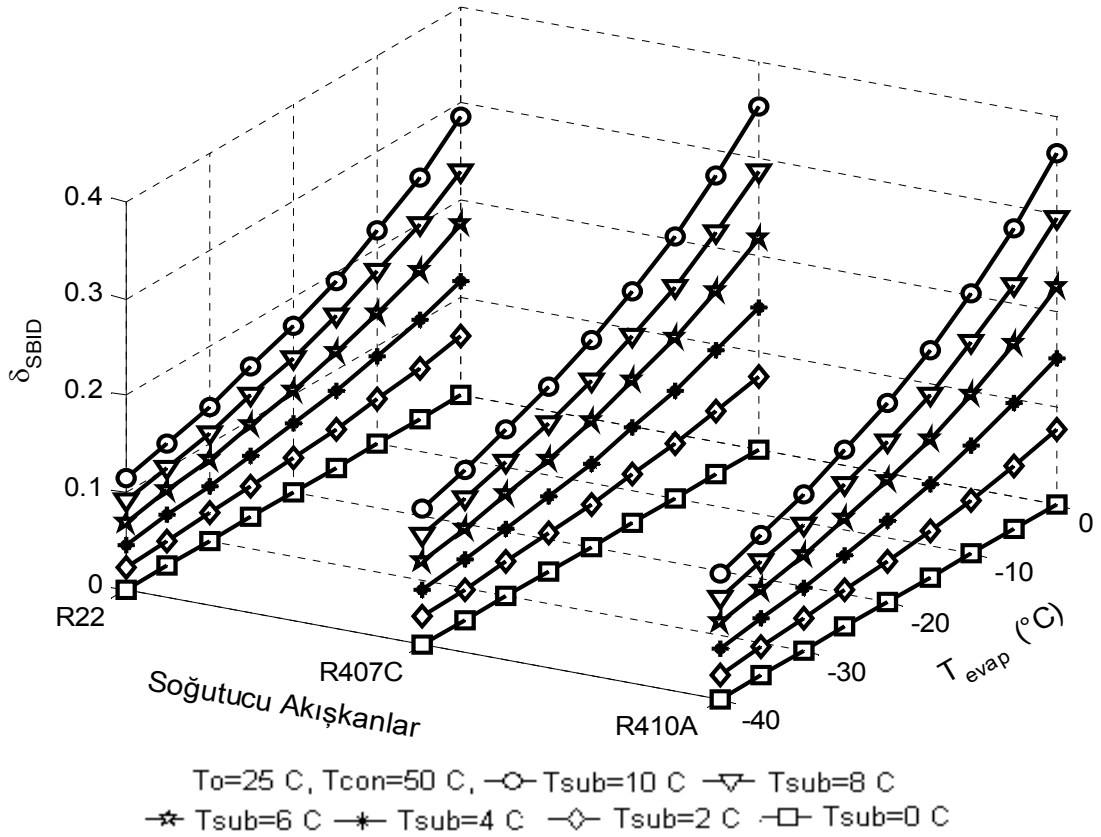
vanasındaki verim düşüklüklerinin, farklı evaporatör sıcaklıklarına ( $T_{evap}$ ) ve farklı aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklıklarına ( $T_{sub}$ ) göre değişimi verilmiştir.



Şekil 6.14. R22, R407C ve R410A'nın genleşme vanasındaki verim düşüklüklerinin  $T_{sub}$ 'göre değişimi

Şekil 6.14.'de R22'nin genleşme vanasındaki verimi R407C'ninkinden %14 ve R410A'ninkinden %28 yüksek olduğu görülmektedir. Alternatif soğutucu akışkanlar arasında ise R407C'nin genleşme vanasındaki verimi R410A'ninkinden %12.5 yüksek olduğu görülmektedir. R410A'nın genleşme vanasındaki verimindeki düşme R22'ninkinden ve R407C'ninkinden fazladır. Genleşme vanasındaki en iyi performans R22 soğutucu akışkanındadır. Yüksek aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklığının genleşme vanasının verimini pozitif yönde etkilemektedir. Düşük evaporatör sıcaklığı ise negatif yönde

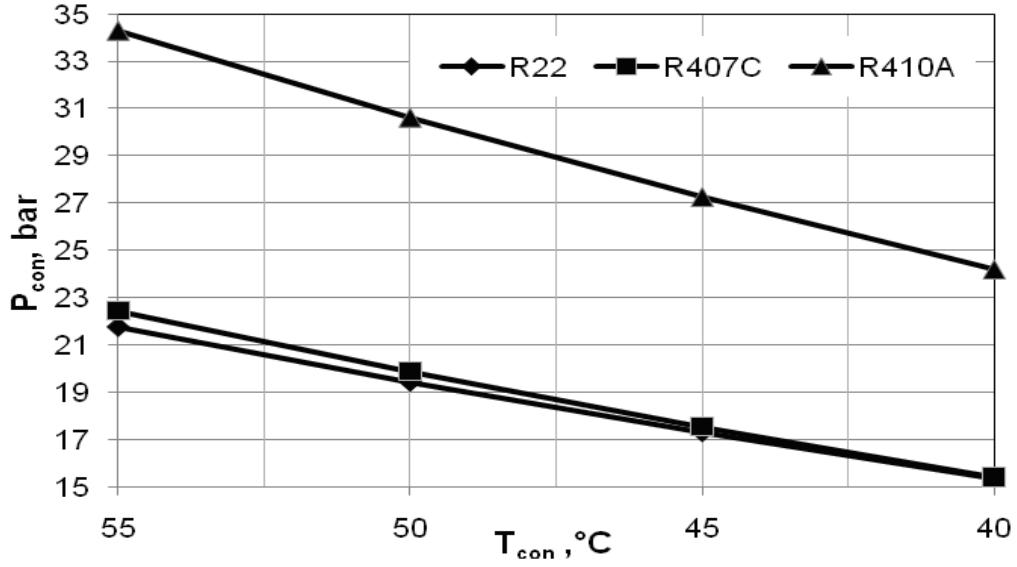
etkilemektedir. Şekil 6.15.'te R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanların SBID'deki verim düşüklüklerinin, farklı evaporatör sıcaklıklarına ( $T_{evap}$ ) ve farklı aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklıklarına ( $T_{sub}$ ) göre değişimi verilmiştir.



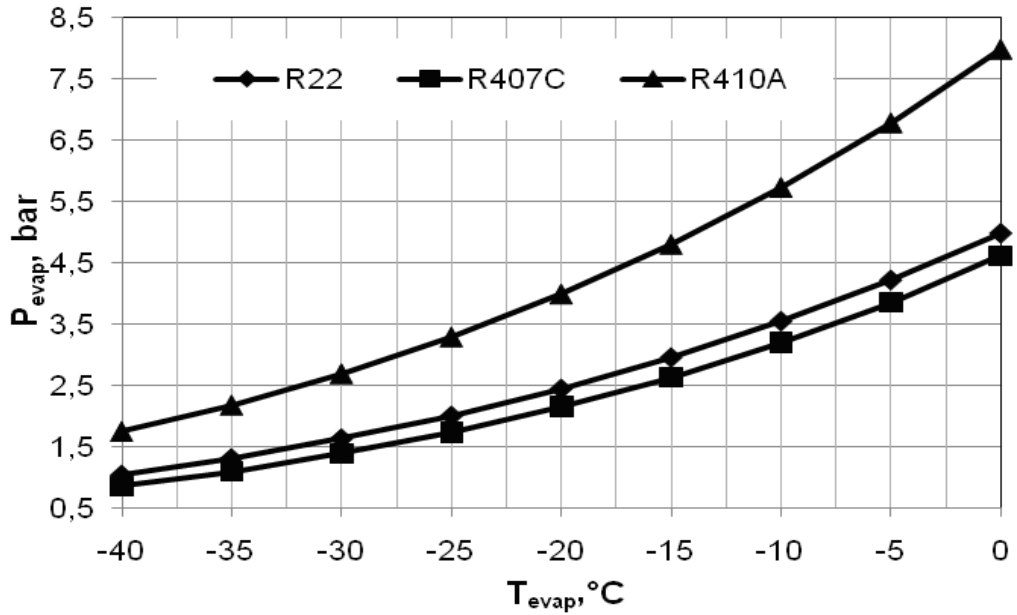
Şekil 6.15. R22, R407C ve R410A'nın SBID'deki verim düşüklüklerinin  $T_{sub}$ 'a göre değişimi

Şekil 6.15.'den görüldüğü gibi  $T_{sub}$  sıcaklığı 0 °C'de iken SBID'deki verim sıfırdır. Şekil 6.15.'de R410A'nın, evaporatör sıcaklığı 0 °C'de iken, SBID'deki verimi R22'ninkinden %20 ve R407C'ninkinden %1.5 düşük olduğu görülmektedir. Ayrıca R407C'nin SBID'deki verimi R22'ninkinden %19 düşüktür. Soğutucu akışkanlar arasında SBID'deki en iyi performans R22'dedir. R407C'nin SBID'deki performansı ise R410A'ninkinden fazladır. Aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklığının ve evaporatör sıcaklığının artışı SBID'deki performansı negatif yönde etkilemektedir. Şekil 6.16. ve Şekil 6.17.'de sırasıyla R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanların farklı

kondenser sıcaklıklarına göre kondenserdeki basınç değişimi ve farklı evaporatör sıcaklıklarına göre evaporatördeki basınç değişimi verilmiştir.



Şekil 6.16. R22, R407C ve R410A'nın kondenserdeki basınç değişimi



Şekil 6.17. R22, R407C ve R410A'nın evaporatördeki basınç değişimi

Şekil 6.16'da görüldüğü gibi R22 ile R407C'nin kondenserdeki basınçları birbirine yakındır. R410A'nın kondenserdeki basıncı R407C'nin basıncından

1.5 kat daha büyüktür. Kondenserdeki basıncın artması, evaporatör ve kondenser arasındaki basınç farkının artmasına dolayısıyla sıcaklık farkının artmasına sebep olarak sistem performansını düşürmektedir. R407C ve R22 soğutucu akışkanları R410A soğutucu akışkanından daha iyi bir performans göstermektedir.

Şekil 6.17'de görüldüğü gibi R22'nin evaporatördeki basıncı R407C'ninkinden 1.1 kat daha büyüktür. R410A'nın evaporatör basıncı ise R407C'ninkinden 1.5 kat daha büyüktür. Evaporatör basıncının yüksek olması buharlaştırmayı azaltarak sistem performansını düşürmektedir. R407C'nin performansının R22'den ve R410A'dan daha iyi olduğu görülmektedir.

## 6.2. Sonuç ve Öneriler

Bu bölümde, birinci yasa ve ikinci yasa analizleri ve gerçek buhar sıkıştırımlı çevrimde R22, R407C ve R410A soğutucu akışkanlarının performanslarının karşılaştırması sunulmuştur. Analizlerden elde edilen sonuçlar şöyledir:

1. R22'nin  $COP_i$ ,  $COP_s$ , EDR ve ekserjik verimi, 40, 45, 50, 55 °C kondenser sıcaklıklarında R407C ve R410'dan daha iyidir. R22 yerine kullanılacak en iyi soğutucu akışkan, R410A'dan daha yüksek  $COP_s$ ,  $COP_i$ , ekserjik verime ve daha düşük EDR'ye sahip R407C'dir. R407C için  $COP_i$  2 ile 5.1 arasında, R410A'nın ki ise 1.9 ile 4.9 arasında değişmektedir. R407C, R410A'dan % 3-11 daha yüksek ekserjik verim gösterir. R407C'nin EDR değeri R410A'dan %7-9 daha azdır.

2. Aşırı soğutmanın/aşırı kızdırmanın, sistemin COP değerinde, EDR değerinde ve ekserjik veriminde önemli bir etkisi vardır. Aşırı soğutma/aşırı kızdırma sıcaklığındaki artışla, R22, R407C ve R410A'nın COP değerleri yükselmekte, R22, R407C ve R410A'nın EDR değerleri azalmakta, R22, R407C ve R410A'nın ekserjik verimleri artmaktadır.



3. Hareketsiz durum sıcaklığının (çevre sıcaklığının) yükselmesiyle EDR düşmekte ve ekserjik verim yükselmektedir. 20 °C ile 30 °C arasındaki hareketsiz durum sıcaklığında R22'nin ekserjik verimi R407C'ninkinden % 8 ve R407C'nin ekserjik verimi R410A'ninkinden % 10 daha yüksektir.

4- R407C'nin evaporatördeki, kondenserdeki ve kompresördeki performansı, R410A'ninkinden daha yüksektir. Ayrıca R410A'nın evaporatördeki, kondenserdeki ve kompresördeki performansı da R22'ninkinden yüksektir. Bunun dışında, R22'nin genişleme vanasındaki ve SBID'deki performansı R407C'ninkinden yüksek ve R407C'nin genişleme vanasındaki ve SBID'deki performansı da R410A'ninkinden yüksektir. Ek olarak, aşırı soğutma/aşırı kızdırma analizinden gözlemlenen en kötü bileşeni ise kondenserdir.

Tüm bu yukarıdakilerden ve ODP, GWP gibi bazı özellikler dikkate alındığında, R22 için R407C, R410A'dan daha iyi bir alternatif olduğu görülmektedir.

R407C veya R410A kullanılan BSSS'lerde performansı arttırmak için kondenserde iyileştirme yapılmalıdır. Kondenserdeki ekserji kayıplarını azaltmak için çıkışında ön ısıtma uygulanmalıdır. Termal ekserji kayıplarını azaltmak için kondenser yüzey alanını evaporatöre göre belirlemek gereklidir. Kondenser, yüzey gerilimini ve vizkositesini düşük malzemelerden seçilmelidir.

## KAYNAKLAR

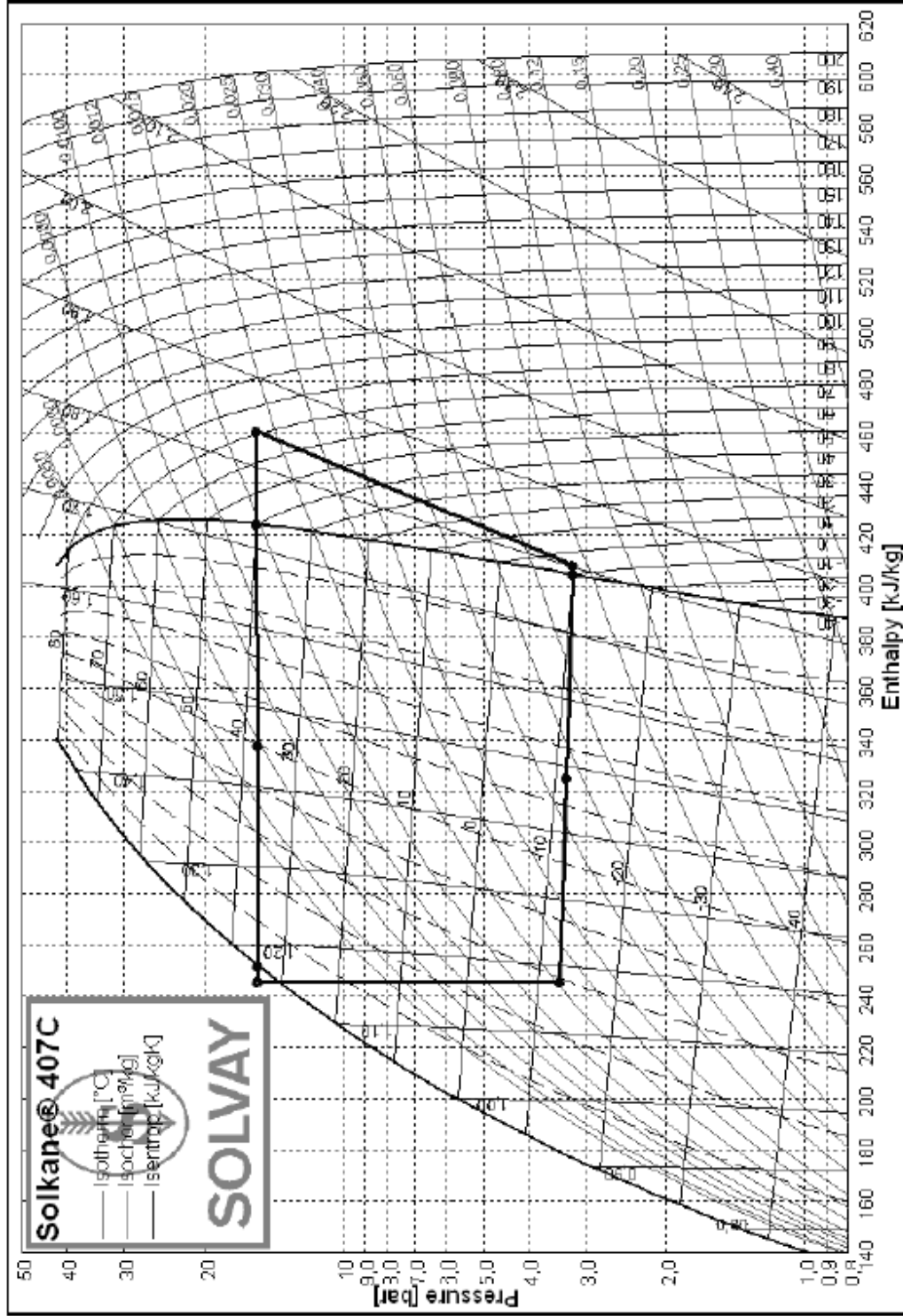
1. Altınok, İ., "R508B Gazı ile Çalışan Kaskat Soğutma Sisteminde Kılcal Boru Boyunun Analizi", Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 1-21 (2008).
2. Onat, A., Bulgurcu, H., Mollahüseyinoğlu, Ö., "Farklı Buharlaştırıcı Sıcaklıklarına Göre R-22 ve Alternatifi Olan Soğutucu Akışkanların Karşılaştırması", **KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi**, 10(1), Kahramanmaraş, 77-79 (2007).
3. Kızıllan, Ö., "Kompresörlü Soğutma Sistemlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Aşırı Kızdırma Ve Aşırı Soğutma Etkisinin Termodinamik Yönden İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, **Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Isparta, 13-14 (2004).
4. Kotas, T.J., "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis" **Butterworths**, London, 299 (1985).
5. Özkol, N., "Uygulamalı Soğutma Tekniği", TMMOB MMO Yayını, (115), **Özkan Matbaacılık**, Ankara, 1-13,45-46 (1999).
6. 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).
7. Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Çoşkun, S., "Soğutma Tekniği ve Uygulamaları" **VİPAŞ A.Ş.**, Bursa, 608 (2002).
8. Çengel, Y.A., Boles, M.A., "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik" Darbentli, T., **Literatür Yayıncılık**, İstanbul, 20, 551-552, 529 (1996).
9. Koyun, T., Koyun, A., Acar, M., "Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri", **Makine Mühendisleri Dergisi**, (88), 46-53 (2005).
10. Menlik, T., "Alternatif Akışkanlı İki Kademeli Soğutma Sisteminin Tasarımı İmalî ve Performans Deneyleri", Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 19-37 (2005).
11. Odabaşoğlu, 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).

12. Onat, A., İmal, M., İnan A.T., "Soğutucu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkilerinin Araştırılması ve Alternatif Soğutucu Akışkanlar", **KSÜ Fen ve Mühendislik Dergisi**, 7(1): 32-34 (2004).
13. "Hava koşullandırma", **Alarko Teknik Bülten**, 26: 1-4 (2009).
14. Kilicarslan, A., "An experimental investigation of a different type vapor compression cascade refrigeration system", **Applied Thermal Engineering**, (24), 2611 (2004).
15. Fartaj, A., Ting, D.S.K., Yang, W.W., "Second Law Analysis of the Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle", **Energy Conversation and Management**, Canada, 1-4 (2003).
16. Al-Otaibi, A.D., Dincer, I., Kalyon, M., "Thermoeconomic Optimization of Vapor-Compression Refrigeration Systems", **Int. Comm. Heat Mass Transfer**, 31(1): 95-97 (2004).
17. Ercan, S., "Düşük Buharlaştırıcı Sıcaklıklarında Ticari Soğutucular İçin Alternatif Soğutucu Akışkanların Karşılaştırılması", Yüksek Lisans Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 18-24 (1999).
18. Beşer, E., Mobedi, M., "Soğutma Sistemlerinde Soğutucu Akışkanların Aşırı Soğutulmasının İncelenmesi", **IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi**, 694-697 (1999).
19. Chen, Q., Prasad, R.C., "Simulation of a Vapour-Compression Refrigeration Cycle using HFC 134a and CFC12", **Int. Comm. Heat Mass Transfer**, 513 (1999).
20. Khan, J.R., Zubair, S.M., "Design and Performance Evaluation of Reciprocating Refrigeration Systems" **International Journal of Refrigeration**, 22(3): 235-243 (1999).
21. Özkaymak, M., "Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Sistemlerinde Aşırı Kızdırma ve Aşırı Soğutma Eşanjörlerinin Termo-ekonomik Optimizasyonu", Doktora Tezi, **Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, 102 (1998).
22. Arora, A., Kaushik, S.C., "Theoretical analysis of a vapour compression refrigeration system with R502, R404A and R507A", **International Journal of Refrigeration**, 1-8 (2008).

23. Ataer, Ö., Türkoğlu, E., Usta, H., "Küçük Üretim Kapasiteli Ticari Soğutucu Üreticileri İçin CFC-12 Yerine HFC-134A ve HFC-404A Soğutucu Akışkanlarının Kullanımı", **Türkiye Teknoloji Geliştirme Vakfı**, Ankara, 20 (1999).
24. Güleç, K., "Soğutma ve İklimlendirme", **Milli Eğitim Yayınları**, İstanbul, 12-13 (2002).
25. Dingaç, H., "Thermoeconomic Optimization of Simple Refrigerators" Master Thesis, **M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences**, Ankara, 89 (1996).
26. Wall, G., "Exergy-A Useful Concept Within Resource Accounting", **Institute of Theoretical Physics**, Göteborg, Report No: 77-42, 59 (1977).
27. Koçoğlu, A., "Thermo-economic Optimization of a Single State Heat Pump", Master Thesis, **M.E.T.U. The Graduate School of Natural and Applied Sciences**, Ankara, 117-119 (1993).
28. Bejan, A., "Advanced Engineering Thermodynamics", **John Wiley and Sons**, New York, 896 (1997).
29. Çomaklı, K., Şimşek, F., Özyurt, Ö., Bakırcı, K., "Soğutma/Isıtma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Alternatifleri", **MMO Mühendis ve Makine Dergisi**, 47(562): 36-39 (2006).
30. İleri A., "Ekserji verimi", **3. Ulusal Isı Kongresi**, 164-174 (1981).
31. Lee, S.F., Sherif, S.A., "Second law analysis of various double effect lithium bromide/water absorption chillers", **ASHRAE Transactions AT-01-9-5**, 664-673 (2001).
32. Said, S.A., Ismail, B., "Exergetic Assessment Of The Coolants HCFC123, HFC134a, CFC11 and CFC12" **Energy**, 19 (11): 1181-1186 (1994).
33. Chen, W., "A comparative study on the performance and environmental characteristics of R410A and R22 residential air conditioners", **Applied Thermal Engineering**, 1-7 (2008).
34. Stefanutti, L., Lassa, E., "İklimlendirme ve Soğutma Sistemleri İçin Yeni Soğutkanlar", **TTMD III. Uluslar arası Yapıda Tesisat Bilimi Teknolojisi Sempozyumu**, İstanbul, 156 (1998).

**EKLER**

## EK -1 R407C'nin Termodinamik Özellikleri

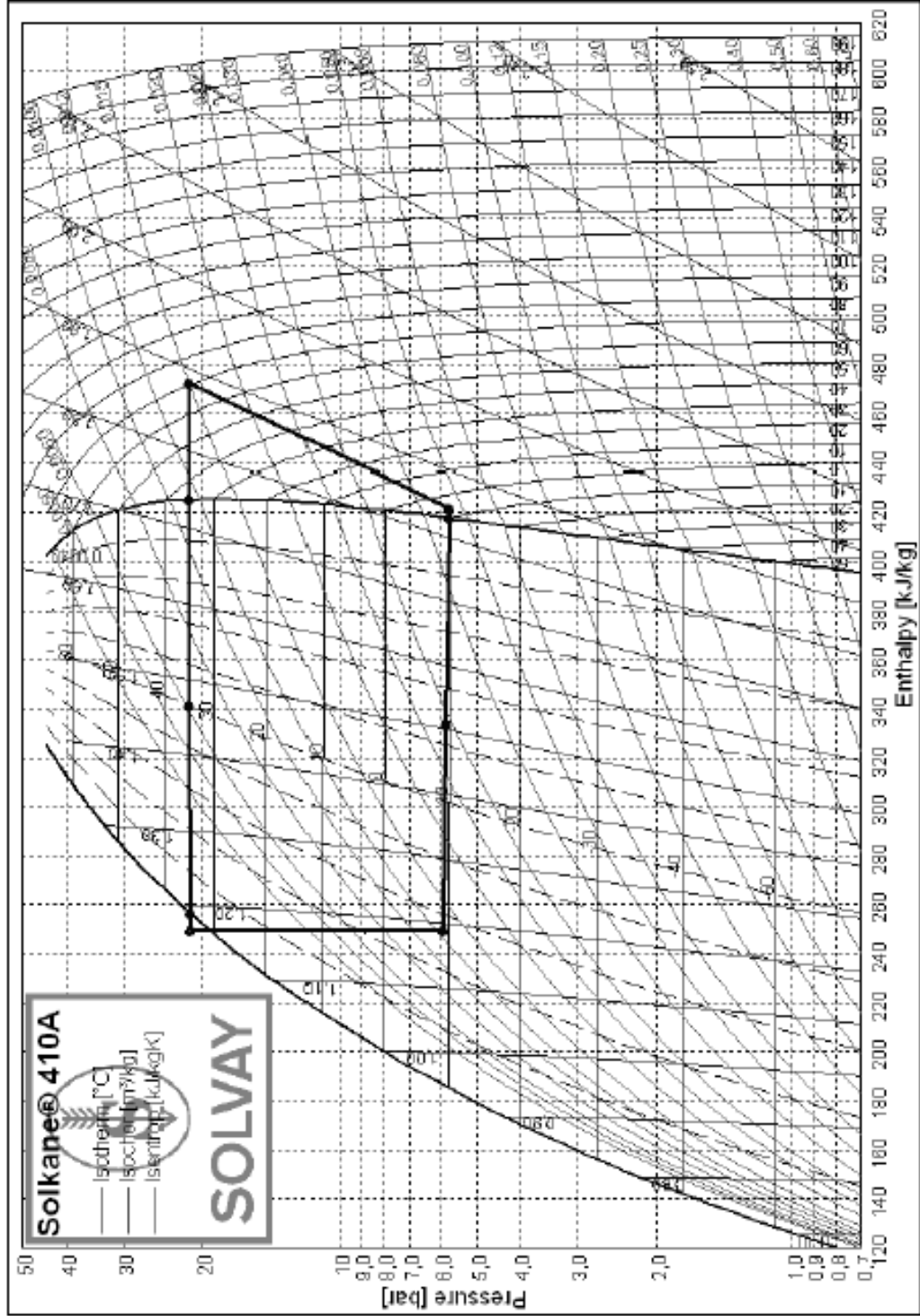


$$T_{\text{evap}} = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}, T_{\text{con}} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}, \Delta T_{\text{sub}} = 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Şekil 1.1. R407C'nin log P-h diyagramı



## EK -2 R410A'nın Termodinamik Özellikleri

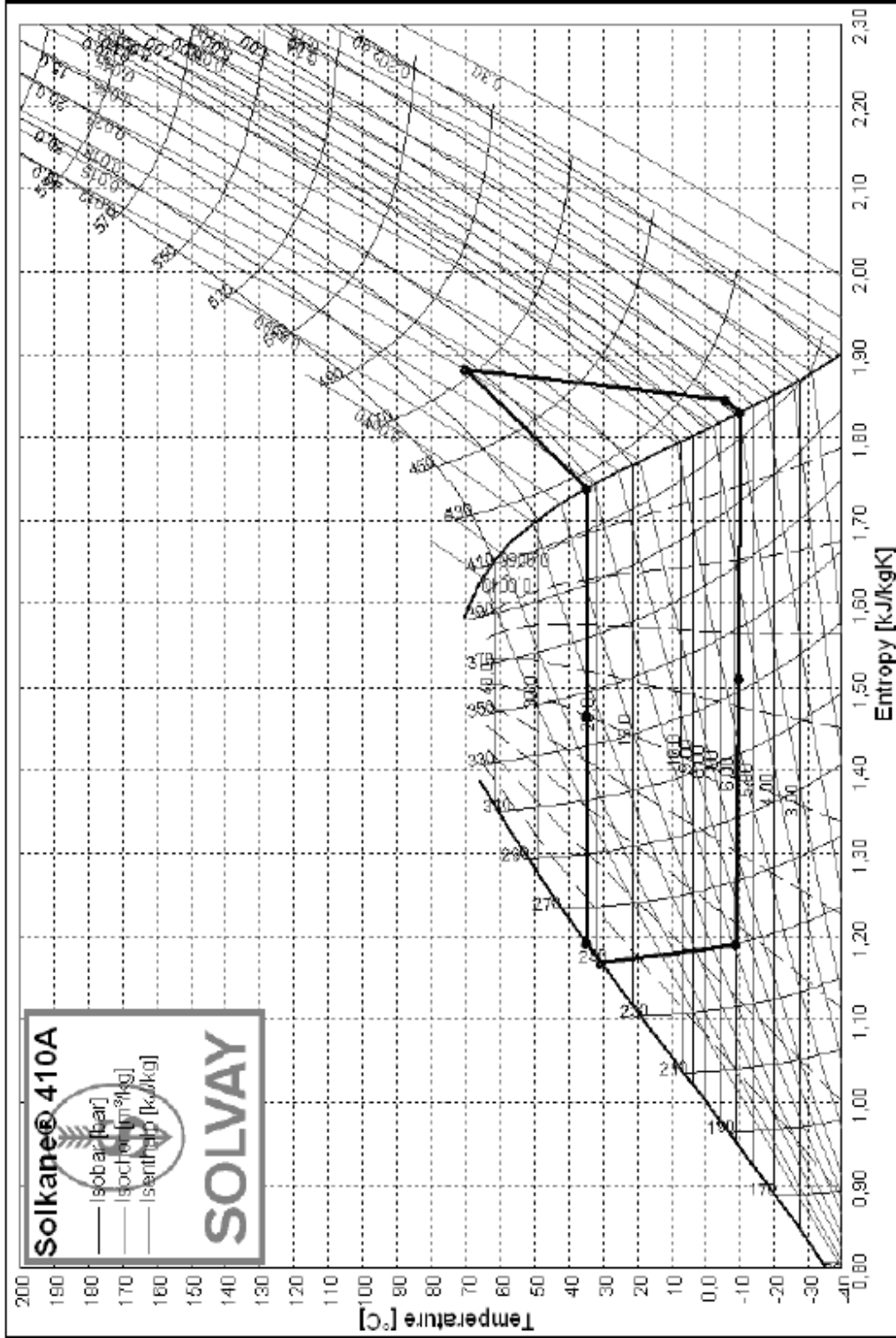


$T_{\text{evap}} = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\text{con}} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T_{\text{sub}} = 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Şekil 2.2. R410A'nın log P-h diyagramı



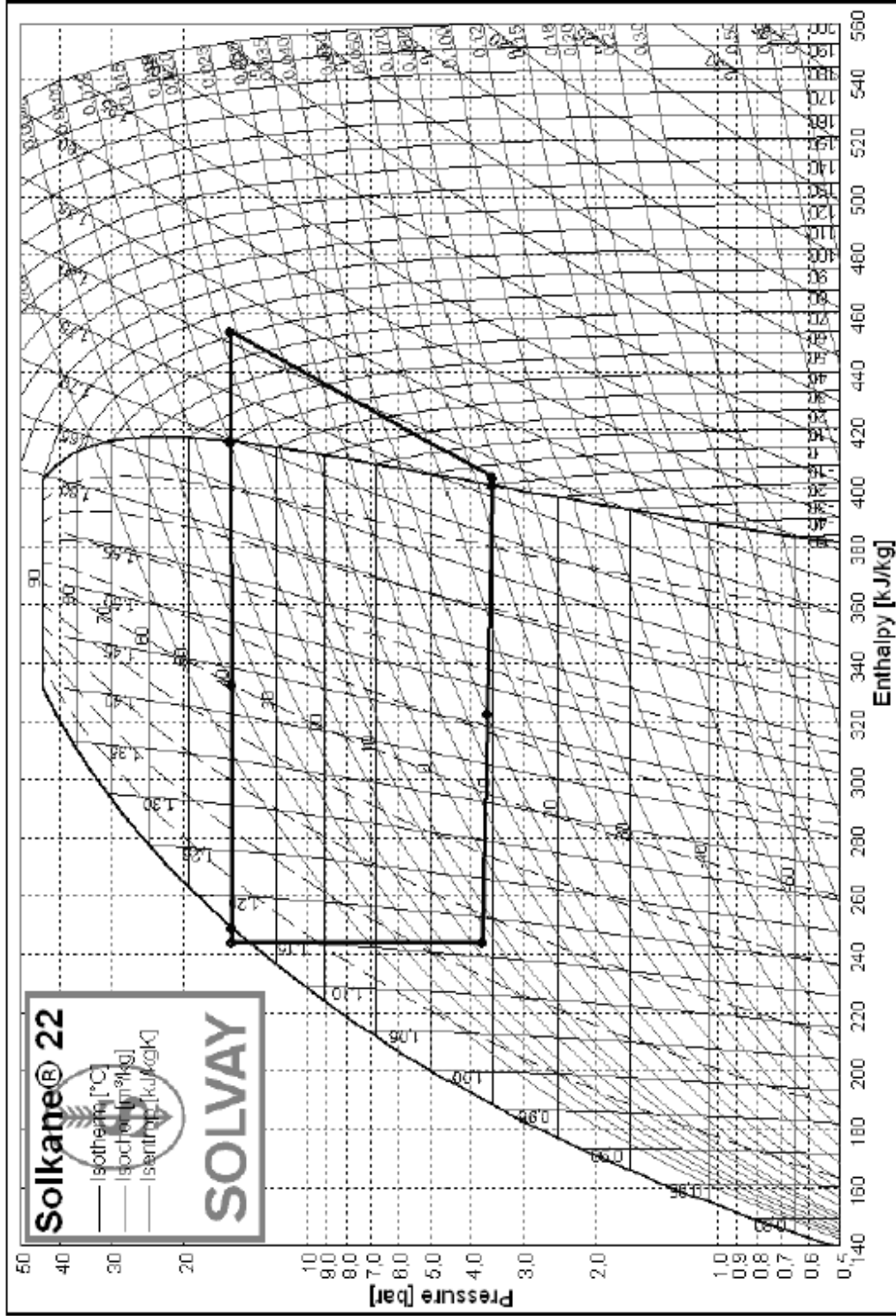
## EK -2 (Devam) R410A'nın Termodinamik Özellikleri



$T_{\text{evap}} = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\text{con}} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T_{\text{sub}} = 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Şekil 2.2. R410A'nın T-s diyagramı

## EK -3 R22'nin Termodinamik Özellikleri



$$T_{\text{evap}} = -10 \text{ }^{\circ}\text{C}, T_{\text{con}} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}, \Delta T_{\text{sub}} = 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Şekil 3.3. R22'nin log P-h diyagramı



## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : DEMİRCİOĞLU, Ahmet  
Uyruğu : T.C  
Doğum Tarihi ve Yeri : 31.12.1981 Ankara  
Medeni Hali : Bekar  
Telefon : 0 (536) 417 07 55 – 0 (312) 367 63 41  
E-mail : demircioglu.ahmet@hotmail.com

### Eğitim

Derecesi	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Lisans	Gazi Üniversitesi/Teknik Eğitim Fakültesi/Tesisat Öğretmenliği Bölümü	2004
Orta Öğretim	Türközü Oğuzhan EML	1998

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2005– 2008	Technovision Mühendislik Taahhüt Tic.Ltd.Şti	P Tasarımcısı
2009-	FNP Mühendislik Ltd.Şti	P. Tasarımcısı

### Yabancı Dil

İngilizce

### Hobiler

Masa Tenisi, Futbol, Matematik