

**T.C.**  
**SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ÇİFT KADEMELİ CO<sub>2</sub>' Lİ SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE  
GENLEŞME TÜRBİNİ KULLANIMININ ENERJİ  
POTANSİYELİNE ETKİSİ**

**Abdullah ALAN**

**Danışman: Yrd. Doç. Dr. Hilmi Cenk BAYRAKÇI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
**MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI**  
**ISPARTA- 2011**

## TEZ ONAYI

Abdullah ALAN tarafından hazırlanan “Çift Kademeli CO<sub>2</sub>'li Soğutma Sistemlerinde Genleşme Türbini Kullanımının Enerji Potansiyeline Etkisi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Süleyman Demirel Üniversitesi Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Yrd. Doç. Dr. Hilmi Cenk BAYRAKÇI  
Süleyman Demirel Üniversitesi Makine Eğitimi Anabilim Dalı



Jüri Üyeleri :  
Yrd. Doç. Dr. Kamil DELİKANLI  
Süleyman Demirel Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı



Yrd. Doç. Dr. Ahmet ÖZSOY  
Süleyman Demirel Üniversitesi Makine Eğitimi Anabilim Dalı



  
Doç. Dr. Mehmet Cengiz KAYACAN  
Enstitü Müdür Vekili

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

## İÇİNDEKİLER

Sayfa

İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET .....	iii
ABSTRACT .....	iv
TEŞEKKÜR .....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	ix
SİMGELER DİZİNİ .....	x
1. GİRİŞ .....	1
1.1. Soğutucu Akışkan Olarak R744 )(CO <sub>2</sub> ).....	3
1.1.1. CO <sub>2</sub> çevresel özellikleri .....	4
1.1.2. CO <sub>2</sub> güvenilirlik .....	5
1.1.3. CO <sub>2</sub> termodinamik özellikleri .....	6
1.1.4. CO <sub>2</sub> akışkanının maliyeti.....	8
1.2. CO <sub>2</sub> Temel Soğutma Çevrimleri .....	9
1.2.1. Direkt genleşmeli CO <sub>2</sub> kritik altı çevrim.....	9
1.2.2. CO <sub>2</sub> kritik üstü(transkritik) çevrim .....	11
1.2.2.1. İç ısı değiştiricili tek kademeli basit transkritik çevrimi .....	12
1.2.2.2. İç ısı değiştiricili gaz by-passlı basit transkritik çevrimi .....	15
1.3. CO <sub>2</sub> Akışkanlı Soğutma Sistemleri Temel Elemanları .....	17
1.3.1. CO <sub>2</sub> kompresörler.....	17
1.3.2. CO <sub>2</sub> uyumlu yağlayıcılar .....	19
1.3.3. CO <sub>2</sub> genleşme valfleri.....	20
1.3.4. Kanatlı borulu CO <sub>2</sub> ısı değiştirgeçleri .....	20
1.3.5. CO <sub>2</sub> evaporatörler.....	21
1.3.5.1. Hava tarafı tasarım verileri .....	22
1.3.5.2. CO <sub>2</sub> tarafı tasarım verileri.....	22
1.3.6. CO <sub>2</sub> gaz soğutucular .....	23
2. KAYNAK ÖZETLERİ .....	24
2.1. CO <sub>2</sub> 'li Soğutma Sistemleri İle İlgili Çalışmalar .....	24
2.2. Expander (GenleşmeTürbini) ile ilgili Çalışmalar.....	26

3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	37
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	46
5. SONUÇ .....	57
6. KAYNAKLAR .....	59
ÖZGEÇMİŞ .....	62

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### ÇİFT KADEMELİ CO<sub>2</sub>'Lİ SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE GENLEŞME TÜRBİNİ KULLANIMININ ENERJİ POTANSİYELİNE ETKİSİ

Abdullah ALAN

Süleyman Demirel Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Hilmi Cenk BAYRAKÇI

Soğutucu akışkanlar, çevreye zarar vermeleri, küresel ısınmaya etki ettikleri ve ozon tabakasına verdikleri zararlar dolayısıyla son yıllarda hızla değişmiştir. Ülkemizin de 2009'un başında imzaladığı Montreal Protokolü ve Kyoto Protokolü ile ozon tabakasına zarar veren ve küresel ısınmaya yol açan soğutucu akışkanların yerlerini çevre dostu doğal akışkanlara terk etmişler ya da terk etmektedirler. Bu yönetmelikler alternatif akışkanlara yönelmeyi ve özellikle CO<sub>2</sub> kullanımını artıracak bir kapsama sahip olması beklenmektedir.

1940'lı yıllardan sonra florokarbon akışkanların geliştirilmesiyle, doğal soğutucu akışkanların soğutucu akışkan olarak kullanılması azalmıştır. Fakat bugün yaşanan küresel ısınma sorunu sebebiyle, soğutma sistemlerinde kullanılması kabul gören en yaygın alternatif akışkanlar, doğal akışkanlar olan saf hidrokarbonlar, CO<sub>2</sub> vb. akışkanlardır.

Bu çalışmada çift kademeli kritik üstü çalışan bir CO<sub>2</sub> çevriminin enerji tasarruf potansiyeli teorik olarak incelenmiştir. Evaporatör ve gaz soğutucu basınçları değişken parametreler olarak seçilmiştir. Soğutma tesir katsayısının genleşme valfi yerine genleşme türbini kullanılması halinde değişimi incelenmiştir. Bununla birlikte tersinmezlik analizi de yapılmıştır. Kompresör izentropik verimi ve expander izentropik verimi tersinmezlik analizi için değişken parametreler olarak kullanılmıştır. Sonuçlar grafiksel olarak sunulmuş ve tartışılmıştır. Genleşme türbini kullanımının genleşme valfi kullanımına göre enerji açısından daha avantajlı olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** CO<sub>2</sub>'li soğutma çevrimi, kademeli sıkıştırma, genleşme türbini, COP, ikinci yasa analizi.

2011, 62 sayfa

## **ABSTRACT**

**M.Sc. Thesis**

# **EFFECT OF USAGE OF EXPANDER TO ENERGY POTENTIAL AT TWO STAGES CO<sub>2</sub> REFRIGERATION SYSTEMS**

**Abdullah ALAN**

**Süleyman Demirel University  
Graduate School of Applied and Natural Sciences  
Machine Training Department**

**Supervisor: Assist. Prof. Dr. Hilmi Cenk BAYRAKÇI**

Refrigerants, damage to the environment, global warming and ozone layer, given their impact because of losses they have changed rapidly in recent years. Our country from 2009 's early signing the Montreal Protocol and the Kyoto Protocol and global warming and damage ozone layer led the locations of environmentally friendly natural refrigerant fluids are abandoned or had to leave. These regulations and in particular turn to alternative fluids to increase the use of CO<sub>2</sub> is expected to have a scope.

After the 1940s development of fluorocarbon fluid, used as refrigerants of natural refrigerants decreased. But today the global warming problem occurred because of the refrigeration systems used most widely accepted alternative fluids, natural fluids, which are pure hydrocarbons, CO<sub>2</sub>, etc. are fluid.

In this study; the energy saving potential of two-stage transcritical CO<sub>2</sub> cycle is theoretically investigated. The evaporator and gas cooler pressures are selected as variable parameters. The coefficient of cooling performance changing with using an expander used instead of an expansion valve is determined. However the irreversibility analysis is carried out. The compressor isentropic efficiency and expander isentropic efficiency are used as variable parameters for the irreversibility analysis. Results are presented graphically and discussed. It is seen that the usage of expander give more advantage accordingto usage of expansion valve.

**Key Words:** CO<sub>2</sub> refrigeration cycle, staged compression, expander, COP, second law analysis.

**2011, 62 pages**

## **TEŞEKKÜR**

Tez çalıőmamda bana yardımcı olan ve tecrubesini esirgemeyen danışman Hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Hilmi Cenk BAYRAKÇI'ya, bana her konuda destek veren Sayın Doç. Dr. Arif Emre ÖZGÜR Hocama ve emeği geçen tüm hocalarıma teşekkür ederim.

Bu çalıőmamda desteklerini esirgemeyen eőim Derya, oğullarım Ömer Faruk ve Mehmet Arif'e sonsuz sevgi ve saygılarımı sunarım.

**Abdullah ALAN**  
**ISPARTA, 2011**

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. CO <sub>2</sub> faz diyagramı.....	7
Şekil 1.2. CO <sub>2</sub> lnP – h diyagramı.....	7
Şekil 1.3. Direkt genişmeli CO <sub>2</sub> kritik altı çevrim .....	10
Şekil 1.4. Direkt genişmeli CO <sub>2</sub> kritik altı çevrim ln P – h diyagramı .....	10
Şekil 1.5. CO <sub>2</sub> transkritik çevrim.....	11
Şekil 1.6. CO <sub>2</sub> transkritik Çevrim ln P – h Diyagramı .....	12
Şekil 1.7. İç ısı değiştiricili CO <sub>2</sub> transkritik çevrim.....	13
Şekil 1.8. İç ısı değiştiricili CO <sub>2</sub> transkritik çevrim .....	13
Şekil 1.9. İç ısı değiştiricili CO <sub>2</sub> transkritik çevrim ln P – h diyagramı .....	14
Şekil 1.10. İç ısı değiştiricili CO <sub>2</sub> transkritik çevrim T-S diyagramı .....	14
Şekil 1.11. İç ısı değiştiricili gaz bypasslı CO <sub>2</sub> transkritik çevrim .....	15
Şekil 1.12. İç ısı değiştiricili gaz bypasslı CO <sub>2</sub> transkritik çevrim ln P – h diyagramı .....	16
Şekil 1.13. İç ısı değiştiricili gaz bypasslı CO <sub>2</sub> transkritik çevrim .....	17
Şekil 1.14. Çalışma basınçlarının karşılaştırılması .....	18
Şekil 1.15. CO <sub>2</sub> akışkanını kullanan kompresör.....	19
Şekil 1.16. R744 elektronik genişleme vanaları .....	20
Şekil 1.17. CO <sub>2</sub> evaporatör.....	21
Şekil 1.18. CO <sub>2</sub> gaz soğutucu.....	21
Şekil 1.19. CO <sub>2</sub> gaz soğutucu ürünü.....	23
Şekil 2.1. CO <sub>2</sub> 'li soğutma sistemi.....	24
Şekil 2.2. Çift vidalı kompresör genişleme türbini sistemi.....	27
Şekil 2.3. Smith ve Stosic'in “expressor” test sisteminin sonuçları.....	29
Şekil 2.4. CO <sub>2</sub> ve R22 çevrimlerinde değişik evaporatör sıcaklıklarında COP 'un değişimi. ....	30
Şekil 2.5. CO <sub>2</sub> ve R22 çevrimlerinde değişik evaporatör sıcaklıklarında 2. Yasa veriminin değişimi.....	30
Şekil 2.6. Optimal ara kademe basıncında 2 kademeli sıkıştırmada değişik evaporatör sıcaklığı ve debilerde COP değerleri .....	32



Şekil 2.7. Optimal ara kademe basıncında 2 kademeli sıkıştırmada değişik evaporatör sıcaklığı ve debilerde ekserji verimleri .....	32
Şekil 2.8. Genleşme türbinli tek kademeli soğutma sistemi .....	33
Şekil 2.9. $T_e = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $\eta_C = 0.75$ için , genleşme valfi ve genleşme türbinli çevrimlerde gaz soğutucu basıncı ile $COP_C$ ' nin değişimi .....	34
Şekil 2.10. Tüm çevrimler için gaz soğutucu basıncıyla toplam ekserji yıkımının değişimi.....	34
Şekil 2.11. Tüm çevrimler için buharlaşma sıcaklığıyla toplam ekserji yıkımının değişimi .....	35
Şekil 2.12. Buharlaşma sıcaklığıyla çevrimlerin ikinci yasa verimlerinin değişimi .....	35
Şekil 3.1. Kritik üstü $CO_2$ çevrimlerinin şematik çizimi .....	37
Şekil 3.2. Kritik üstü “genleşme valfi” kullanılan $CO_2$ çevrimi için T-s diyagramının şematik görün.....	38
Şekil 3.3. Kritik üstü “genleşme türbini” kullanılan $CO_2$ çevrimi için T-s diyagramının şematik görünümü.....	38
Şekil 3.4. Kritik üstü “kısmı valfi” kullanılan $CO_2$ çevrimi için lnP-h diyagramının şematik görünümü .....	39
Şekil 3.5. Kritik üstü “genleşme türbini” kullanılan $CO_2$ çevrimi için lnP-h diyagramının şematik görünümü .....	39
Şekil. 4.1. Expander kullanılan soğutma çevriminde değişik gaz soğutucu basınçları için, ara kademe basıncıyla COP değerinin değişimi.....	46
Şekil 4.2. Kısmı valfi kullanılan soğutma çevriminde değişik gaz soğutucu basınçları için, ara kademe basıncıyla COP değerinin değişimi.....	47
Şekil 4.3. Expander kullanılan soğutma çevriminde değişik debi değerleri ile COP değerinin değişimi.....	47
Şekil 4.4. Kısmı valfi kullanılan soğutma çevriminde değişik debi değerleri ile COP değerinin değişimi.....	48
Şekil 4.5. Expander ve kısmı valfi kullanılan soğutma çevrimlerinde değişik debi değerleri ile COP değerinin değişimi.....	48

Şekil 4.6. Expander kullanılan soğutma çevriminde değişik evaporatör sıcaklıklarının sabit gaz soğutucu basıncı değerlerinde COP değerinin değişimi.....	49
Şekil 4.7. Kısmi valfi kullanılan soğutma çevriminde değişik evaporatör sıcaklıklarının sabit gaz soğutucu basıncı değerlerinde COP değerinin değişimi.....	50
Şekil 4.8. Expander kullanılan soğutma çevriminde değişik evaporatör sıcaklıklarının sabit gaz soğutucu basıncı değerlerinde 2.yasa veriminin değişimi .....	50
Şekil 4.9. Kısmi valfi kullanılan kullanılan soğutma çevriminde değişik evaporatör sıcaklıklarının sabit gaz soğutucu basıncı değerlerinde 2.yasa veriminin değişimi.....	51
Şekil 4.10. Expander kullanılan soğutma çevriminde değişik debilerde sabit gaz soğutucu basıncı değerlerinde 2.yasa veriminin değişimi.....	52
Şekil 4.11. Kısmi valfi kullanılan kullanılan soğutma çevriminde değişik debilerde sabit gaz soğutucu basıncı değerlerinde 2.yasa veriminin değişimi.....	52
Şekil 4.12. Expander kullanılan soğutma çevriminde 100 bar sabit gaz soğutucu basıncı değerinde sistem bileşenlerinin tersinmezliklerin değişimi .....	53
Şekil 4.13. Kısmi valfi kullanılan soğutma çevriminde 100 bar sabit gaz soğutucu basıncı değerinde sistem bileşenlerinin tersinmezliklerin değişimi.....	53
Şekil 4.14. Expander (genleşme türbini) kullanılan soğutma çevriminde sistem bileşenlerinin tersinmezliklerin yüzde değerleri cinsinden gösterimi. ....	54
Şekil 4.15. Genleşme valfi kullanılan soğutma çevriminde sistem bileşenlerinin tersinmezliklerin yüzde değerleri cinsinden gösterimi.....	55
Şekil 4.16. Expander kullanılan soğutma çevriminde değişik gaz soğutucu basıncında toplam tersinmezliklerin evaporatör sıcaklığıyla değişimi .....	56
Şekil 4.17. Kısmi valfi kullanılan soğutma çevriminde değişik gaz soğutucu basıncında toplam tersinmezliklerin evaporatör sıcaklığıyla değişimi .....	56

## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1. Yaygın bilinen soğutucu akışkanların çevresel özellikleri.....	4
Çizelge 1.2. Yaygın bilinen soğutucu akışkanların güvenilirlik yönünden Sınıflandırılması.....	6
Çizelge 1.3. Yaygın bilinen soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri.....	8
Çizelge 1.4. Yaygın bilinen soğutucu akışkanların karşılaştırmalı fiyatları .....	8
Çizelge 1.5. CO <sub>2</sub> kompresörlerinin avantaj ve dezavantajları.....	18
Çizelge 1.6. Yağlayıcıların karşılaştırılması.....	19

## SİMGELER DİZİNİ

COP	Soğutma performans katsayısı
E	Ekserji (Kw)
e	Özgül ekserji (Kw/kg)
h	Özgül entalpi (kj/kg)
I	Tersinmezlik (Kw)
m	Akışkan debisi (kg/s)
P	Basınç (N/m <sup>2</sup> )
Q	Isı akısı (kcal/h)
S	Entropi (kj/kg <sup>o</sup> K)
s	Özgül entropi (kj/kg <sup>o</sup> K)
T	Sıcaklık (°C)
ΔTs	Aşırı soğutma sıcaklığı (°C)
ΔTk	Aşırı kızdırma sıcaklığı (°C)
η	Verim
a	Hava
ara	Ara soğutucu
el	Elektrik motoru
et	Expander türbini
etc	Genleşme türbinli çevrim
EV	Genleşme valfi
ev	Evaporatör
g	Giriş
gc	Gaz soğutucu
gs	Gaz soğutucu
II	2. yasa
int	İç ısı değiştiricisi
K	Kondenser
k1	Alçak basınç kompresörü
k2	Yüksek basınç kompresörü
kv	Kısma (genleşme) valfi

o	Çıkış
op	Çalışma
r	Soğutkan
T	Toplam
t	Türbin
tm	Türbin mekanik
v	Valf
xvc	Genleşme valfli çevrim
0	Referans noktası
0	Çevre şartları
1...7	Akışkanın çevrim içindeki özellik noktaları

## 1. GİRİŞ

20. yüzyıl boyunca gelişmiş ülkelerin başını çektiği sanayileşme, büyüme, kalkınma üçgeninde gerçekleşen ekonomik faaliyetler, insanın yaşamını sürdürdüğü çevresel alanların kaldıramayacağı bir kirlenmeyle sonuçlanmıştır. Toprak, su ve hava, insan yaşamını tehdit eder boyutlarda bir kirlilik düzeyiyle karşı karşıyadır. Problemin boyutlarını fark etmeye başlayan ülkeler kalıcı çözüm arayışına girmiş bulunmaktadır (Yalçın, 2009). Bu alanda her geçen yıl yeni standartlar ve normlar geliştirilip uygulamaya koyulmaktadır. Süreç ile ilişkili firmalar da yaşanan gelişmelere uyum sağlayabilmek için yeni yasa ve standartlara uygun teknolojiler, ürünler ve imalat (proses) yöntemleri geliştirmek durumunda kalmaktadırlar.

Birçok endüstri dalı gibi iklimlendirme sektörü de bu gelişmelerden etkilenmektedir. Soğutma sistemlerinde kullanılan, küresel ısınmayı hızlandırıcı, ozon tabakasına zararlı, çevreye negatif etkisi olan kloroflorokarbonlar (CFC) ve hidrokloroflorokarbonların (HCFC) yerine çevreye uyumlu soğutucu akışkan çözümleri bulunması noktasında çalışmalar yapılmaktadır. Hidroflorokarbonlar (HFC), klor içermeyen etan, metan gibi doğal gazlardan sentez yolu ile elde edilmekte olup klor yerine hidrojen ikame edilmekte ve bu nedenle göreceli olarak daha çevreci diye tanımlanmaktadır (Bulgurcu vd., 2007). CO<sub>2</sub>'nin yanı sıra isobütan, propan gibi doğal akışkanlar yanıcı ve patlayıcı olmaları nedeniyle büyük şarjlı sistemlerde kullanılamaz. R717 (Amonyak) gazı ise bakır alaşımlarına etkisi, toplu mahallerde ve büyük şarjlı sistemlerdeki zehirlenme riski dezavantaj olarak karşımıza çıkmaktadır.

Son yıllarda soğutma sistemlerindeki gelişmeler ve küresel ısınmanın etkileri, bu sistemlerde kullanılan birçok soğutkanın kullanımının terk edilmesine ve yasaklamasına neden olmuştur. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde son 15 yıla kadar genellikle kloroflorokarbon (CFC) ve hidrokloroflorokarbon (HCFC) içeren soğutucu akışkanlar kullanılırken, küresel ısınma ve ozon tabakasındaki delinme sebebiyle son yıllarda soğutma endüstrisi alternatif soğutucu akışkan arayışına girmiştir (Christensen et al., 2004).

Soğutma sistemi imalatçıları alternatif soğutucu akışkan arayışında iki temel kriteri göz önüne almaktadırlar. Bunlardan ilki küresel ısınmanın etkilerini azaltmak ve ozon tabakası ile çevreye zarar vermesini engellemek, diğeri ise kolay ve daha ekonomik bir şekilde bu akışkanı imal edebilmektir. CO<sub>2</sub> hacimsel ısı transfer kapasitesi ( $q_v$ ), yüksek bir akışkandır. Literatürde yapılan çalışmalarda bu kapasite 0 °C için 22,545 kJ/m<sup>3</sup> olarak verilmiştir. Bu değer CFC, HCFC, HFC ve HC akışkanların volümetrik ısı transfer kapasitelerine göre 3–10 kat daha yüksektir. Fakat CO<sub>2</sub>'in kritik nokta sıcaklığı ve kritik nokta basıncı ( $T_{kr} = 31,1$  °C,  $P_{kr} = 73,8$  bar) sistem tasarımını etkilemektedir. Sistemden ısı atılması işlemi kritik nokta üzerinde gerçekleşmekte ve CO<sub>2</sub> bu süreçte yoğuşmamaktadır. Yoğuşma kısımla işlemi sonrasında olmaktadır. Bu sebeple konvansiyonel sistemlerdeki yoğuşturucu yerine, CO<sub>2</sub> soğutkanlı sistemlerde gaz soğutucu kullanılmaktadır. Bu olay CO<sub>2</sub> için bir dezavantajdır. Ayrıca her ne kadar kolay bulunsa da üretimi çok ucuza mal olmamaktadır (Kasap vd., 2011).

CO<sub>2</sub> 20. yy.'ın başlarında çok yaygın olarak kullanılan bir soğutucu akışkandır. Fakat 1940'lı yıllarda florokarbon kimyasal akışkanların geliştirilmesiyle CO<sub>2</sub> akışkanının kullanımı terk edilmiştir. Avrupa'da CO<sub>2</sub> çalışmaları 1989 yılından itibaren çok yoğun olarak başlamıştır. Çevre korumaya yönelik artan yönetmelikler ile HFC kimyasallarının tümünün yasaklanması beklenmektedir.

CO<sub>2</sub> akışkanı 1999 yılından beri çoğunlukla sıcak su ısı pompalarında, 2003 yılından beri yakıt pilli elektrikli taşıtlarda ve son zamanlarda da ticari soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır.

CO<sub>2</sub> akışkanı kullanılan ısı pompalarında ısı atımının tamamı veya büyük bir kısmı kritik basıncın üzerinde gerçekleşmektedir. Bu yüksek basınç sisteme verilen akışkan miktarı ile ayarlanabilir. Bu işlem için doyma basıncı kullanılamaz. Dolayısıyla sistem dizaynı uygun COP ve sistem kapasitesinin sağlanabilmesi amacıyla yüksek basınç kontrolü sağlanabilecek şekilde yapılmalıdır. CO<sub>2</sub> sistemlerinde yüksek basınç olması sebebiyle akışkan yoğunluğu yüksektir. Dolayısıyla akış hızı düşük değerlerde olabilir ve buda daha az basınç kaybı anlamına gelmektedir (Çelik, 2004).

Küresel ısınmaya etkisi olmayan ve ozon tabakasına zarar vermeyen doğal soğutucu akışkanlar ise kuşkusuz bu süreçte diğer soğutucu akışkanlara göre en önemli alternatiflerdir. CO<sub>2</sub> gazı bu noktada etkili bir çözüm olarak karşımıza çıkmaktadır. CO<sub>2</sub>, soğutma endüstrisinin gelişme dönemlerinde yaygın olarak kullanılmıştır. Ancak, kritik nokta civarında veya üzerindeki ısı geçişi nedeniyle ortaya çıkan soğutma tesir katsayısındaki düşüş ve yüksek çalışma basınçları nedeniyle yerini halokarbon soğutucu akışkanlara bırakmıştır (ASHRAE Handbook-Refrigeration, 2006). Halokarbon soğutucu akışkanların çevre üzerindeki olumsuz etkileri nedeni ile alternatif, doğal soğutucu akışkan olarak yeniden kullanılmaya başlanmıştır. Güncel makine ve eşanjör teknolojisi, sistem kontrol elemanları sayesinde CO<sub>2</sub> verim yönünden transkritik çevrim ile özellikle kuzey ülkelerinde ve kritik altı kaskad çevrim ile güney ülkelerde rekabetçi seviyelere ulaşmıştır. R744 (CO<sub>2</sub>), 31,06 °C düşük kritik nokta sıcaklığı ve 73,8 bar yüksek kritik nokta basıncından dolayı diğer geleneksel soğutucu akışkanlara nazaran bir takım ek teknik gereksinimlere ihtiyaç duymaktadır.

### **1.1. Soğutucu Akışkan Olarak R744 (CO<sub>2</sub>)**

R744, 1850 yılında ilk kez soğutucu akışkan olarak Alexander Twining tarafından gündeme getirilmiştir. Fakat ilk CO<sub>2</sub> soğutma sisteminin yapılması 1860'lı yılların sonunda Amerikalı Thaddeus S.C. Lowe tarafından gerçekleştirilmiştir. Temiz ve güvenilir oluşundan dolayı 1920'lere kadar gemilerde ve endüstride yaygın olarak kullanılmıştır. 1928'de CFC'lerin kullanılmaya başlanmasıyla, yukarıdaki sebeplerden dolayı CO<sub>2</sub> yavaş yavaş market dışında kalmış, 1950'lerde de kullanımı son bulmuştur. 20. yüzyıl sonlarına gelindiğinde CFC'lerdeki kısıtlamalar yoğunlaştığı için yeni arayışlara girilmiş ve CO<sub>2</sub> ve NH<sub>3</sub> gibi eski, doğal akışkanlar tekrar gündeme gelmiştir. 1990'da Prof. Gustav Lorentzen'in transkritik CO<sub>2</sub> çevrimi patent uygulaması bu konu için bir milat oluşturmuştur (Pearson, 2005).



### 1.1.1. CO<sub>2</sub> çevresel özellikleri

Soğutucu akışkanların çevresel özellikleri ile ilgili iki temel kavram mevcuttur.

1. ODP (Ozon Tüketme Potansiyeli - Ozone Depletion Potential): Bir gazın ozon tabakasına verebileceği zararı ifade eder. Bağlı bir değer olarak bulunur (International Institute of Refrigeration, 2003).

2. GWP (Küresel Isınma Etkisi – Global Warming Potential): CO<sub>2</sub>'in GWP'si 1 kabul edilerek belli zaman sürecinde bir sera gazının çevreye küresel ısınma etkisini CO<sub>2</sub>'e bağlı olarak veren değerdir (International Institute of Refrigeration, 2003).

CO<sub>2</sub>'in ozon tüketme potansiyeli sıfırdır (ODP=0) ve küresel ısınmaya doğrudan etkisi çok düşük seviyededir (GWP=1). Çizelge 1.1'de yaygın bilinen soğutucu akışkanların çevresel özellikleri verilmektedir.

Çizelge 1.1.Yaygın bilinen soğutucu akışkanların çevresel özellikleri  
(International Institute of Refrigeration, 2003).

Soğutucu Akışkan	Soğutucu Akışkan Sınıfı	ODP	GWP
R 11	CFC	1	4600
R 12	CFC	0,82	10600
R 22	HCFC	0,034	1700
R 134a	HFC	0	1300
R 410a	HFC	0	1980
R 404a	HFC	0	3780
R 407c	HFC	0	1650
R 507a	HFC	0	3850
<b>R744 (CO<sub>2</sub>)</b>	<b>Doğal Akışkan</b>	<b>0</b>	<b>1</b>
R 717 (NH <sub>3</sub> )	Doğal Akışkan	0	<1
ODP: (R11 için 1 kabul edilmiştir) GWP: (CO <sub>2</sub> için 1 kabul edilmiştir)			

ODP ve GWP kavramlarına ek olarak literatürde Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi (TEWI) kavramı da mevcuttur. Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi (TEWI), akışkanın ve bulunduğu sistemin doğrudan ve dolaylı olarak yarattığı küresel ısınma etkisini tanımlar. Akışkanın özelliklerinden dolayı çevrede oluşturduğu etki doğrudan etkidir. Kullanıldığı soğutma sistemine enerji temini esnasında oluşan CO<sub>2</sub> emisyonu ise dolaylı etkidir. İki etkinin birden toplamı Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi (TEWI) şeklinde tanımlanır. CO<sub>2</sub>, soğutma sistemlerinde toplam eşdeğer ısınma etkisinin azaltılmasında da etkili bir akışkandır (IIR 15th Informatory Note on Refrigerants, February 2000).

### 1.1.2. CO<sub>2</sub>'in güvenilirliği

Soğutucu akışkanlar zehirlilik yönünden iki gruba ayrılır. A sınıfı derişikliği 400 ppm'e eşit veya altındaki olan soğutkanları gösterir. B sınıfı derişikliği 400 ppm'in üzerindeki soğutkanları gösterir. CO<sub>2</sub> derişikliği 400 ppm altındaki soğutucu akışkanlar için zehirlilik belirtisi olan A sınıfındadır (International Institute of Refrigeration, 2001).

Yanıcılık yönünden soğutucu akışkanlar üç sınıfa ayrılır. Sınıf 1; 21°C'de ve 101 kPa basınçta alevlenme testinde yanmayan soğutucu akışkanları gösterir. Sınıf 2; 21°C'de, 101 kPa basınçta 0.10 kg/m<sup>3</sup> yoğunlukta düşük yanıcılık gösteren ve 19 kJ/kg'dan düşük yanma ısısı üreten soğutkanları ifade eder. Sınıf 3; 21°C'de, 101 kPa basınçta 0.10 kg/m<sup>3</sup> yoğunlukta yüksek yanıcılık gösteren ve 19 kJ/kg'dan büyük yanma ısısı üreten soğutucu akışkanları ifade eder. CO<sub>2</sub> yanıcı özelliği olmaya sınıf 1'de yer almaktadır (International Institute of Refrigeration, 2001).

CO<sub>2</sub>'in zehirsiz olduğu belirtilmesine rağmen, havadaki konsantrasyonuna bağlı olarak insanlar üzerinde bir takım fiziksel etkileri vardır. Havadaki CO<sub>2</sub> derişimi hacimce %2-3 arasında iken solunumda hızlanma ve hafif bir baş ağrısı hissedilebilir. Acil Yaşam ve Sağlık Tehlikesi (IDLH) konsantrasyonu %4'te sabitlenmiş ve ölümcül konsantrasyonun %10 olduğu belirtilmiştir. Pratikte sınır konulan, havadaki %5 CO<sub>2</sub> oranı gayet mantıklı bir değerdir (Kim et al.,2004). Sonuç olarak bu sınır

değere göre tasarımlar yapılmalı ve herhangi bir kaza veya bir sızıntı durumunda canlılara verilen zarar en aza indirilmelidir. Çizelge 1.2’de yaygın bilinen soğutucu akışkanların güvenilirlik yönünden sınıflandırılması verilmektedir.

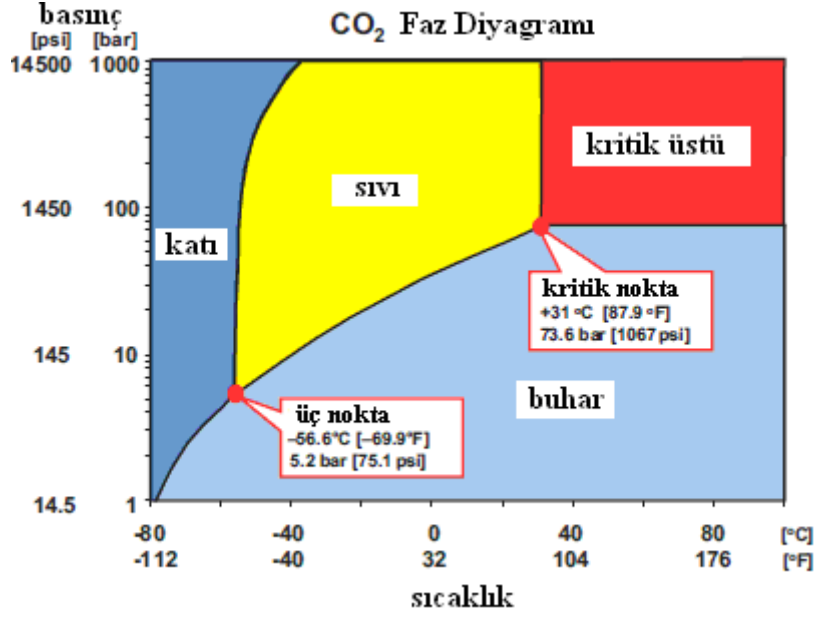
Çizelge 1.2. Yaygın bilinen soğutucu akışkanların güvenilirlik yönünden sınıflandırılması (International Institute of Refrigeration, 2001)

Soğutucu Akışkan	R 11	R 12	R 22	R 134a	R 410a	R 404a	R 407c	R 507a	R744 (CO <sub>2</sub> )	R 717 (NH <sub>3</sub> )
Zehirlilik	A	A	A	A	A	A	A	A	A	B
Yanıcılık	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2

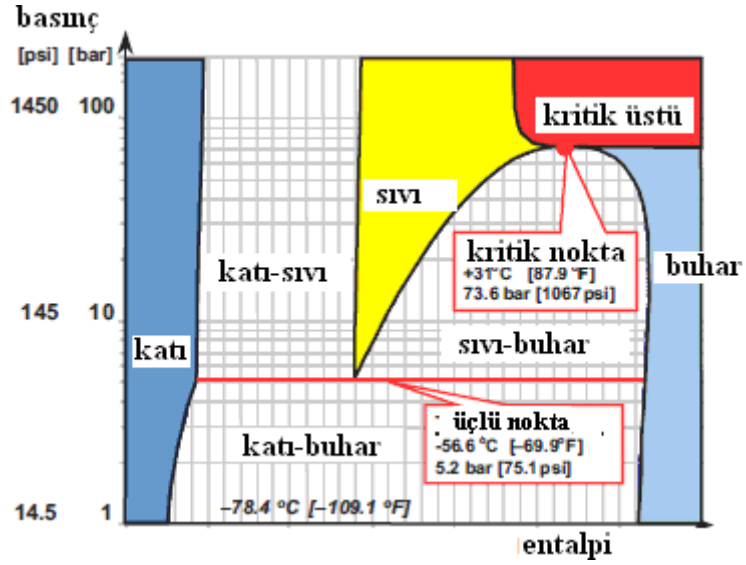
### 1.1.3. CO<sub>2</sub> termofiziksel özellikleri

Bir soğutma sistemi tasarlarken soğutucu akışkan özellikleri büyük önem arz etmektedir. CO<sub>2</sub> özelliklerinin diğer geleneksel soğutucu akışkanlardan farklı olduğu bilinmektedir. Karşılaştırma yapıldığında CO<sub>2</sub>’in en dikkat çekici özelliği düşük kritik nokta sıcaklığı (31,06 °C) ve yüksek basıncıdır (73,8 bar). CO<sub>2</sub>’yi uygulamadaki diğer bir sınırlayıcı etken -56,6 °C ve buna karşılık gelen 5,1 bar basınçtaki yüksek üçlü noktasıdır. Ayrıca geleneksel akışkanlarla (CFC, HCFC, HFC, HC) karşılaştırıldığında buhar basıncı ve hacimsel ısı transferi kapasitesi (0°C’de 22545 kJ/m<sup>3</sup>) oldukça yüksektir (Kim et al., 2004).

CO<sub>2</sub> faz diyagramından da görüleceği gibi iki fazın denge halinde bulunduğu üç durum vardır: Katı-Gaz, Katı-Sıvı, Sıvı-Gaz denge durumları. Atmosfer basıncı altında CO<sub>2</sub> yalnızca katı veya gaz halde bulunabilir. Bu basınçta sıvı faz mümkün değildir. Bu sıcaklığın üzerinde CO<sub>2</sub> süblimleşerek gaz fazına geçer. 5,2 bar ve -56,6°C CO<sub>2</sub>’in üç halinin dengede olduğu koşuldur. Bu şartlarda maddenin üç hali denge durumundadır. 31,1°C’de CO<sub>2</sub> kritik noktaya ulaşır. Bu noktada sıvı ve gaz fazının yoğunlukları eşittir ve iki faz arasındaki farklılık ortadan kalkar. Bunun sonucunda yeni bir fazın ortaya çıkması söz konusudur. Maddenin bu fazına süperkritik faz denir. Şekil 1.1’de CO<sub>2</sub> faz diyagramı, Şekil 1.2’de CO<sub>2</sub> lnP – h diyagramı verilmektedir.



Şekil 1.1. CO<sub>2</sub> faz diyagramı (RA Marketing/MWA, 2009).



Şekil 1.2. CO<sub>2</sub> lnP – h diyagramı (RA Marketing/MWA, 2009).

Çizelge 1.3’de görüldüğü gibi CO<sub>2</sub> cazip termodinamik özelliklere ve benzer halokarbon soğutucu akışkanlarına nazaran düşük viskozite, yüksek hacimsel kapasite, yüksek ısı iletkenlik ve yüksek buhar yoğunluğuna sahiptir.

Çizelge 1.3. Yaygın bilinen soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri  
(Lemmon et al., 2007).

Soğutucu Akışkan	$T_{kritik}$ , (°C)	$P_{kritik}$ , (bar)	Sıvı Faz Yoğunluğu $\rho_f$ , (kg/m <sup>3</sup> ) [a]	Gaz Faz Yoğunluğu (kg/m <sup>3</sup> ) [b]	Isıl Kapasite $c_p$ , (kJ/kg) [a]	Hacimsel Kapasite (kJ/m <sup>3</sup> ) [a]	Isı İletim Katsayısı $k$ , (W/m.K) [a]	Dinamik Viskozite $\mu$ , (mPa.s) [a]
R 11	198	44,1	1536,9	2,36	0,85	450,76	0,09	0,5
R 12	112	42,2	1400,1	17,185	0,93	2636,52	0,62	0,25
R 22	96,2	49,9	1285,7	20,41	1,16	4205,28	0,09	0,22
R 134a	101,1	40,6	1298,9	13,9	1,3	2773,75	0,09	0,27
R 410a	72,13	49,3	1175	28,82	1,5	6566,35	0,1	0,16
R 404a	72	37,3	1154,8	29,91	1,3	4953,99	0,07	0,18
R 407c	86,74	46,2	1240,8	18,86	1,4	3973,24	0,01	0,21
R 507a	70,6	37,05	1161,1	30,98	1,37	5055,32	0,072	0,18
<b>R744 (CO<sub>2</sub>)</b>	<b>31</b>	<b>73,7</b>	<b>934,26</b>	<b>94,148</b>	<b>2,5</b>	<b>22089,00</b>	<b>0,11</b>	<b>0,101</b>
<b>R 717 (NH<sub>3</sub>)</b>	132,3	113,3	640,28	3,31	4,41	4192,51	0,56	0,172
<b>Açıklamalar:</b> [a] -1,1°C'deki doymuş sıvı; [b] -1,1°C'deki doymuş buhar								

#### 1.1.4. CO<sub>2</sub> akışkanının maliyeti

Çizelge 1.4'de yaygın bilinen soğutucu akışkanların karşılaştırmalı fiyatları verilmiştir. Doğal akışkan olarak CO<sub>2</sub>'in, maliyetinin geleneksel akışkanlara göre çok daha düşük olduğu görülmektedir.

Çizelge 1.4. Yaygın bilinen soğutucu akışkanların karşılaştırmalı fiyatları  
(DuPont - Cantaş AŞ ve Güneş Gaz Ltd. Şti., 2010).

R134a	R404a	R407c	R410a	R507	<b>R744 (CO<sub>2</sub>)</b>	R717 (NH <sub>3</sub> )
9,38 €/kg	8,85 €/kg	10,68 €/kg	9,58 €/kg	19,53 €/kg	0,52 €/kg	1,3 €/kg

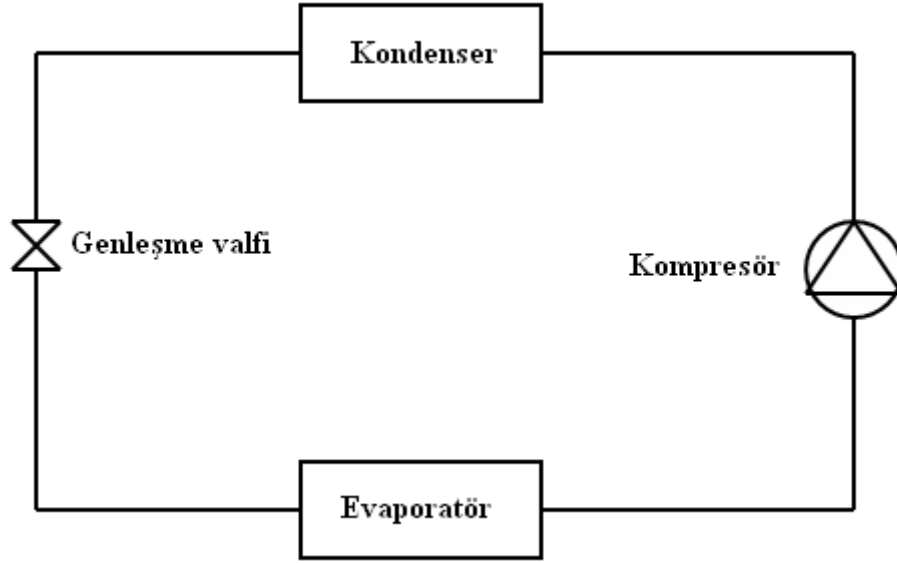
## **1.2. CO<sub>2</sub> Temel Soğutma Çevrimleri**

CO<sub>2</sub> soğutma sistemlerinde Kritik altı (kritik altı) ve Transkritik (kritik üstü) olmak üzere iki tip temel çevrim vardır. Kritik altı olarak adlandırılan çevrimin tamamında basınç kritik noktanın altındadır. Transkritik çevrimde ise çevreye ısı geçişi kritik noktanın üzerinde gerçekleşir.

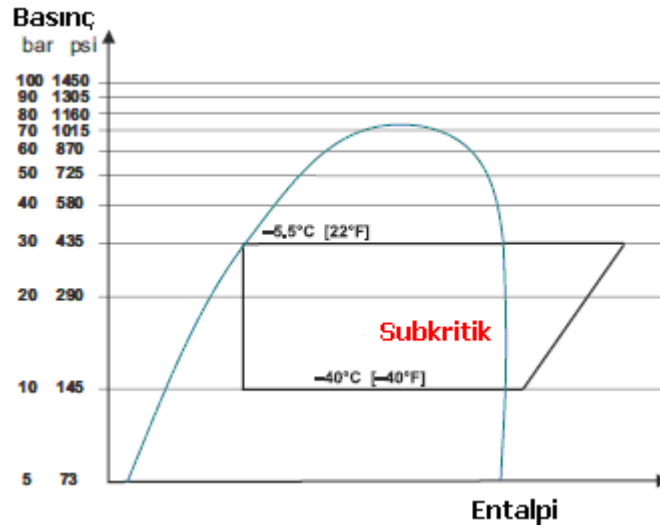
### **1.2.1. Direkt genleşmeli CO<sub>2</sub> kritik altı çevrim**

Kritik altı çevrim soğutma endüstrisinde en çok kullanılan sistemdir. Bütün sıcaklıklar ve basınçlar kritik noktanın altında, üçlü noktanın üzerindedir. Tek kademeli CO<sub>2</sub> kritik altı çevrim oldukça basit bir sistemdir. Fakat kısıtlı sıcaklık aralığı ve yüksek basınçtan dolayı bazı dezavantajları bulunmaktadır. Düşük kondenzasyon sıcaklığından dolayı çevreye ısı geçişinin gerçekleşmesi güçleşir. Çalışma basıncı 60 bar seviyelerindedir (Evans, 2009).

Şekil 1.3'de Direkt genleşmeli CO<sub>2</sub> kritik altı çevrim ([www.cartage.org](http://www.cartage.org)) ve Şekil 1.4'de Direkt genleşmeli CO<sub>2</sub> kritik altı çevrim ln P – h diyagramı verilmiştir (RA Marketing/MWA, 2009).



Şekil 1.3. Direkt genişmeli CO<sub>2</sub> kritik altı çevrim (www.cartage.org)

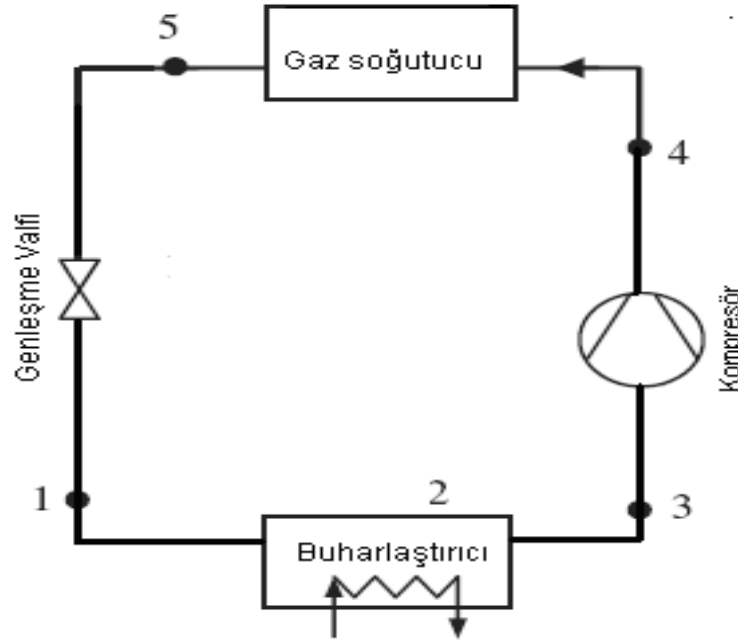


Şekil 1.4. Direkt genişmeli CO<sub>2</sub> kritik altı çevrim in P – h diyagramı (RA Marketing/MWA , 2009).

### 1.2.2. CO<sub>2</sub> Kritik üstü (transkritik) çevrim

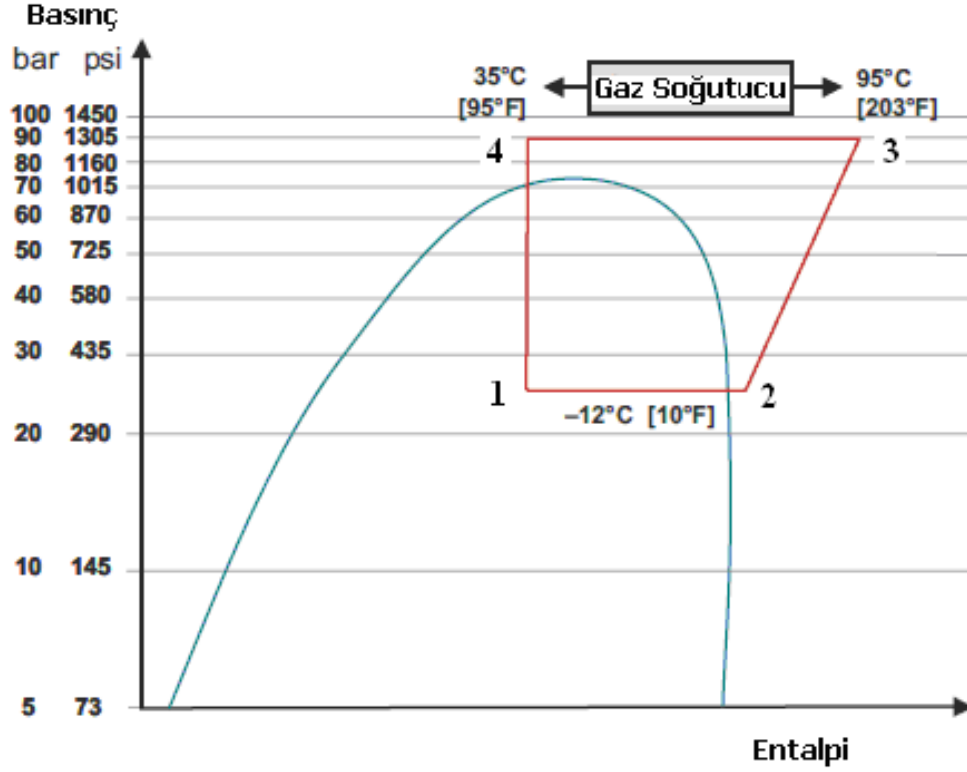
CO<sub>2</sub>, 31,06 °C düşük kritik nokta sıcaklığı ve 73,8 bar yüksek kritik nokta basıncına sahiptir. Klasik buhar sıkıştırırmalı çevrimlerde olduğu gibi akışkanın kondenserde yoğunlaşarak atmosfere ısı atması mümkün değildir. Süperkritik bölgede çevreye ısı geçişi gaz fazındaki CO<sub>2</sub>'in yoğunlaşmaksızın, sıcaklığının düşmesiyle gerçekleşir. Bu şekilde gerçekleşen çevrimlere “transkritik CO<sub>2</sub> çevrimi” denir (Thermophysical Properties R744, International Institute of Refrigeration, 2003). Bu sebeple sistemde kondenserin yerini gaz soğutucu alır. Transkritik CO<sub>2</sub> çevriminde kompresörde sıkıştırılmış CO<sub>2</sub>, gaz soğutucusunda ısını çevreye atar (Sarkar et al., 2004).

Şekil 1.5’de CO<sub>2</sub> transkritik çevrim (Bayrakçı vd., 2009) ve Şekil 1.6’de CO<sub>2</sub> transkritik çevrim ln P h diyagramı verilmiştir (RA Marketing/MWA, 2009).



Şekil 1.5 CO<sub>2</sub> transkritik çevrim (Bayrakçı vd., 2009)



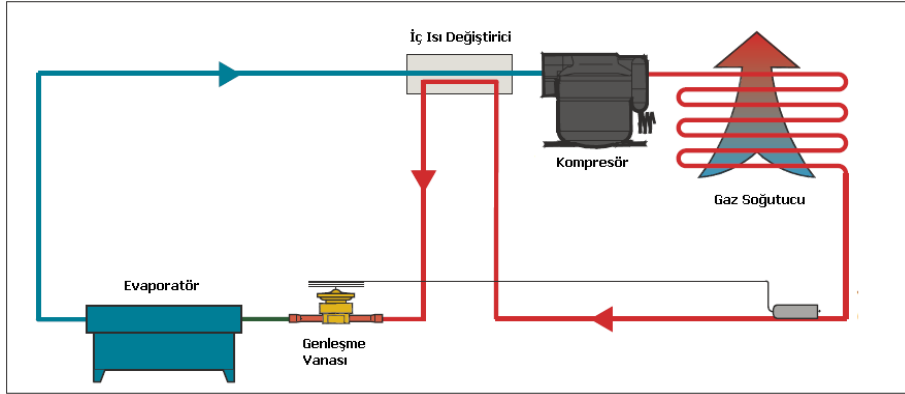


Şekil 1.6. CO<sub>2</sub> transkritik çevrim ln P – h diyagramı (RA Marketing/MWA, 2009).

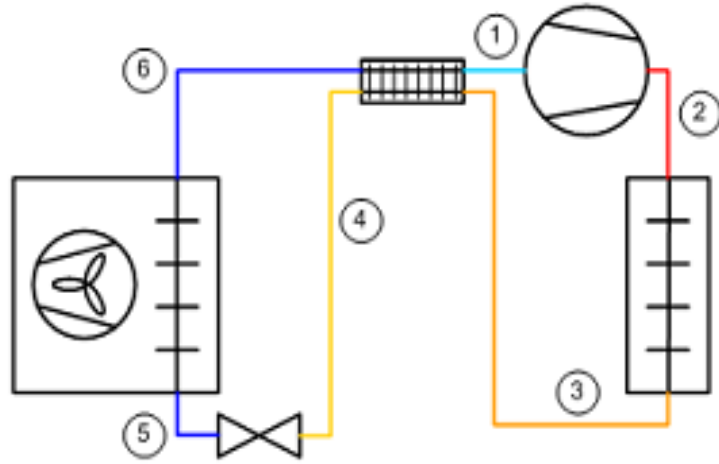
### 1.2.2.1. İç ısı değiştiricili tek kademeli basit transkritik çevrimi

Transkritik sistemlerde etkinliği arttırmaya yönelik olarak iç ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Bu eşanjör sistemin EER değerini arttırmaya yönelik hem gaz soğutucu çıkış sıcaklığını düşürürken hem de kompresöre sıvı kaçmasını engellemek için akümülatör görevi görerek evaporatör çıkışında gaz olmasını garanti altına alır.

Şekil 1.7’de İç ısı değiştiricili CO<sub>2</sub> transkritik çevrim (RA Marketing/MWA,2009) ve Şekil 1.8’de İç ısı değiştiricili CO<sub>2</sub> transkritik çevrim verilmiştir (simple-one-stage-co2-cycle.software.informer.com).



Şekil 1.7. İç ısı değiştiricili CO<sub>2</sub> transkritik çevrim (RA Marketing/MWA, 2009).

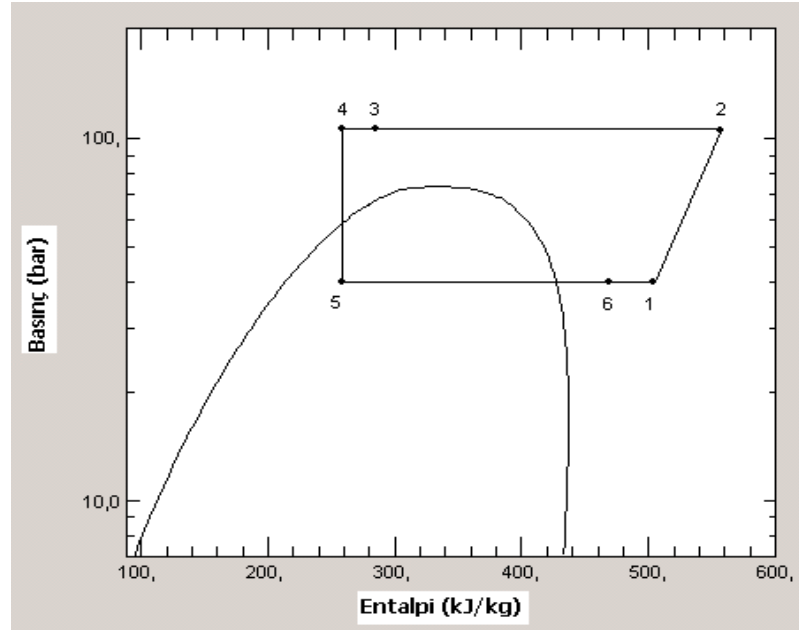


Şekil 1.8. İç ısı değiştiricili CO<sub>2</sub> transkritik çevrim (simple-one-stage-co2-cycle.software.informer.com).

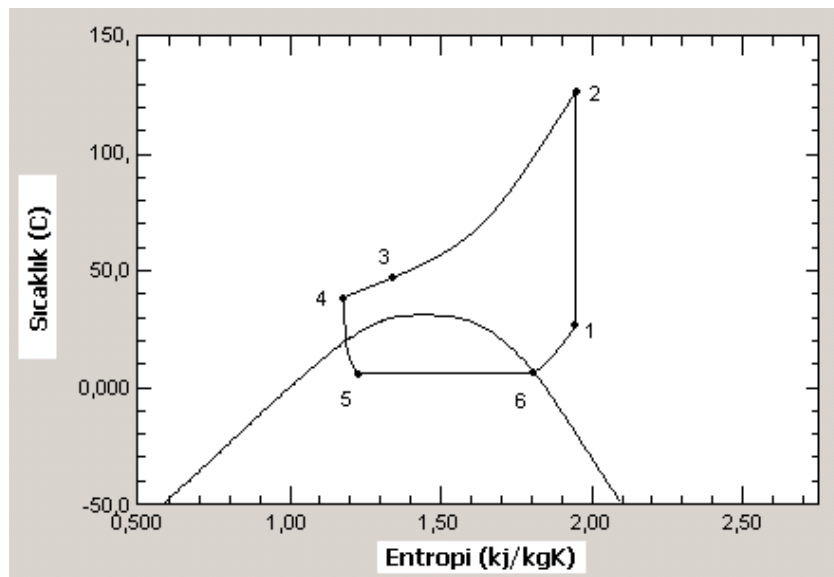
Şekil 1.8'deki çevrimde;

- 1-2 Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2-3 Gaz Soğutucusunda sabit basınçta ısı atımı
- 3-4 İç Isı Değiştiricide soğuma
- 4-5 Genleşme Valfinde sabit entalpide genleşme
- 5-6 Transkritik Evaporatörde sabit basınçta buharlaşma
- 6-1 İç Isı Değiştiricide kızdırma

Şekil 1.9'da İç ısı değiştiricili CO<sub>2</sub> transkritik çevrim ln P – h diyagramı (Fartaj et al.,2004) ve Şekil 1.10'da İç ısı değiştiricili CO<sub>2</sub> transkritik çevrim T-S diyagramı (Fartaj et al., 2004) verilmiştir.



Şekil 1.9. İç ısı değiştiricili CO<sub>2</sub> transkritik çevrim ln P – h diyagramı (Fartaj et al., 2004).

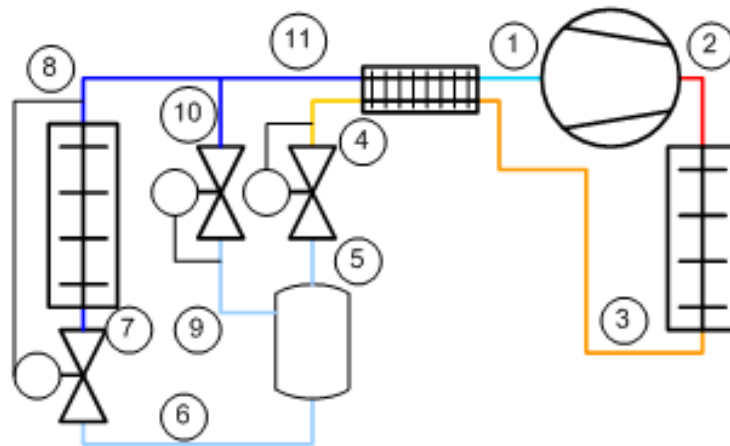


Şekil 1.10. İç ısı değiştiricili CO<sub>2</sub> transkritik çevrim T-S diyagramı (Fartaj et al., 2004).

### 1.2.2.2. İç ısı değiştiricili gaz by-passlı basit transkritik çevrimi

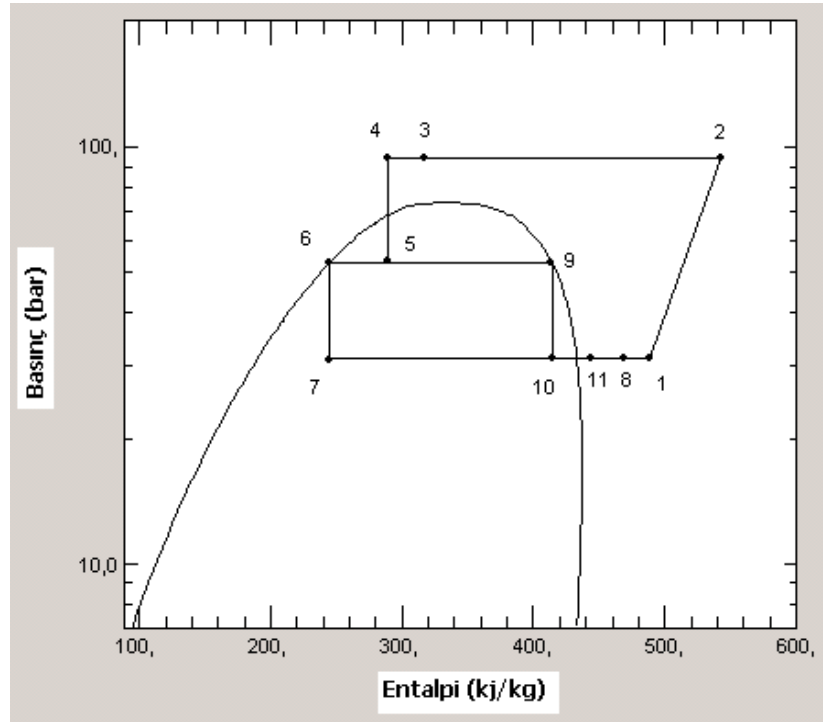
Transkritik sistemlerin verimliliğini artırmak için gaz by-passlı olarak tasarımlar da gerçekleştirilmektedir. Geleneksel sistemlerden farklı olarak ikinci bir genleşme vanası sisteme eklenir. Birinci genleşme işlemi gaz soğutucudan likit tankına gerçekleşirken burada sıvı ve gaz fazları oluşur. Daha sonra tekrar sıvı istenen buharlaşma sıcaklığına kadar kısılmış olur. Bu sistemlerde ikinci genleşmeden dolayı evaporatörün girişindeki kuruluk derecesi azaltılmış olur böylece sistemin EER değeri artar hem de ara basınç kademesinde likit tankı kullanıldığından dolayı sistemin dış ortam ile bağlantısı azaltılmış olur. Sistem de ayrıca dengeleme valfi bulunur. Bu valf sayesinde likit tanktaki basınç seviyesini kontrol edildiğinden dolayı genleşme vanası öncesi sıcaklık dolayısıyla da evaporatör giriş entalpisi kontrol edilir.

şekil 1.11’de İç ısı değiştiricili gaz bypasslı CO<sub>2</sub> transkritik çevrimi (simple-one-stage-co2-cycle.software.informer.com), şekil 1.12’de İç ısı değiştiricili gaz bypasslı CO<sub>2</sub> transkritik çevrim ln P – h diyagramı (Friterm A.ř. Teknik Dökümanları, 2009) ve şekil 1.13’ de İç ısı değiştiricili gaz bypasslı CO<sub>2</sub> transkritik çevrimin T-S diyagramı verilmiştir (Friterm A.ř. Teknik Dökümanları, 2009).

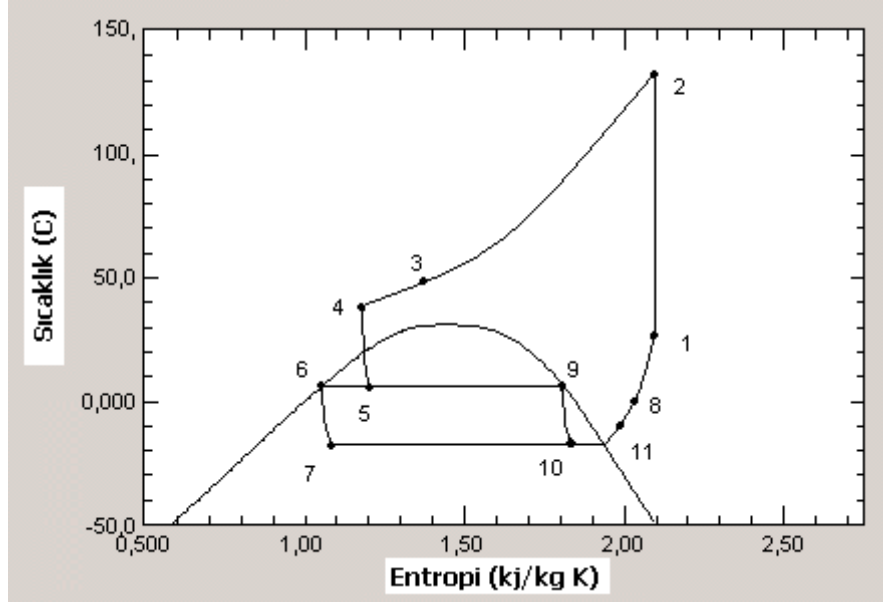


şekil 1.11. İç ısı değiştiricili gaz Bypasslı CO<sub>2</sub> transkritik çevrim (simple-one-stage-co2-cycle.software.informer.com).

- 1-2 Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2-3 Gaz Soğutucusunda çevreye izobarik (sabit basınçta) ısı geçişi
- 3-4 İç Isı Değiştiricisinde soğuma
- 4-5 Genleşme Valfinden sabit entalpide genişleme
- 5- Sıvı Buhar Ayırıcısında sıvı ve gaz fazının ayrışması
- 6-7 Genleşme Valfinden sıvının sabit entalpide genişlemesi
- 7-8 Transkritik Evaporatörde sabit basınçta buharlaşma
- 9-10 Genleşme Valfinden sabit entalpide genişleme
- 11-1 İç Isı Değiştiricisinde Aşırı Kızdırma



Şekil 1.12. İç ısı değiştiricili gaz bypasslı CO<sub>2</sub> transkritik çevrim ln P – h diyagramı (Friterm A.Ş. Teknik Dökümanları, 2009)



Şekil 1.13. İç ısı değiştiricili gaz bypasslı CO<sub>2</sub> transkritik çevrim T-S diyagramı (Friterm A.Ş. Teknik Dökümanları, 2009).

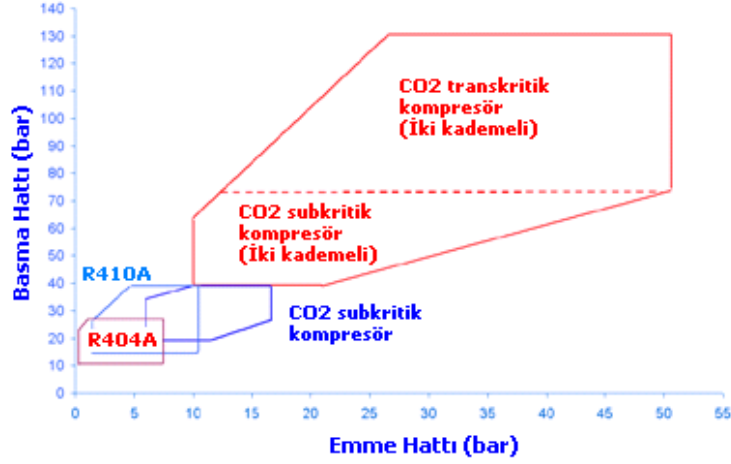
Son yıllarda CO<sub>2</sub> transkritik soğutma sistemlerinde yapılan çalışmalar, özellikle iklimin daha ılıman ve soğuk olduğu bölgelerde bu çevrimin daha kazançlı olduğu göstermektedir. Bu düşünceyi ön plana çıkaran sebep ise sistem EER değerinin dış ortam sıcaklığının düşük olduğu bölgelerde daha yüksek olmasıdır. İngiltere’ de TESCO ve Danimarka’da FAKTA süpermarketleri CO<sub>2</sub> transkritik soğutma uygulamalarında Kuzey Avrupa ülkelerinde başı çekmektedir. Yazın sıcak geçtiği dönemlerde bile bu ülkelerde CO<sub>2</sub> transkritik soğutma sistemlerinde harcanan enerjinin konvansiyonel sistemlerle karşılaştırıldığında yakın olduğu gözlemlenmiştir. CO<sub>2</sub>’in sistem bileşenleri şu şekildedir.

### 1.3. CO<sub>2</sub> Akışkanlı Soğutma Sistemleri Temel Elemanları

#### 1.3.1. CO<sub>2</sub> kompresörleri

Günümüzde CO<sub>2</sub> ile soğutma teknolojisinin ilerlemesiyle birlikte birçok firma piyasaya kompresör sürmüştür. Hem kritik altı hem de transkritik uygulamalara yönelik rotorlu, hermetik, yarı-hermetik, sarmal, vidalı ve santrifüj tipte kompresörle bulunabilmektedir. Transkritik kompresörler uygulamaya yönelik olarak tek ve iki kademeli olarak seçilebilir. Bu kompresörler ayrıca ekonomizer ekipmanıyla da

bulunabilmektedir (Zimmermann, 2010). Şekil 1.14’de çalışma basınçlarının karşılaştırılması (Bock Kompresör) verilmiştir.

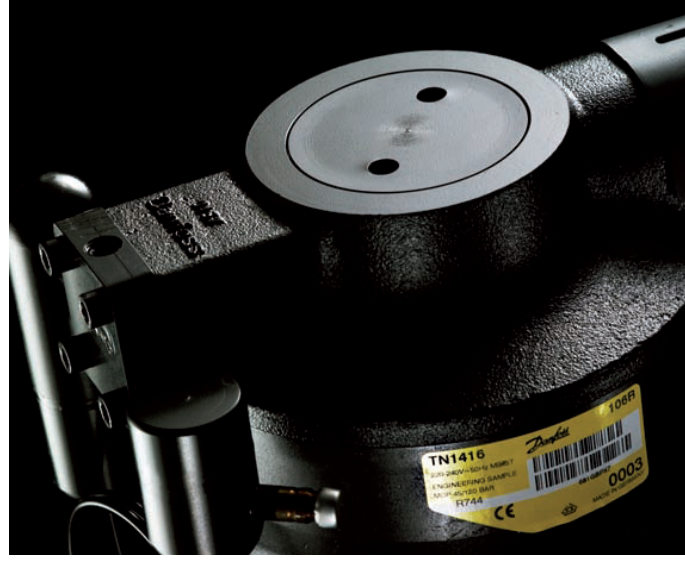


Şekil 1.14. Çalışma basınçlarının karşılaştırılması (Bock Kompresör, 2010).

R744 soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörlerin avantaj ve dezavantajları Çizelge 1.5’de verilmiştir. Şekil 1.15’ de de CO<sub>2</sub> akışkanını kullanan kompresör verilmiştir.

Çizelge 1.5. CO<sub>2</sub> kompresörlerinin avantaj ve dezavantajları (Zimmermann, 2010).

Avantajlar	Dezavantajları
<ul style="list-style-type: none"> <li>Düşük sıkıştırma oranı ve yüksek hacimsel verimlilik</li> <li>Düşük süpürme hacmi</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Çok düşük sıcaklıklardaki uygulamalarda basma hattı sıcaklığı çok fazla artmaktadır.</li> <li>Çalışma basınları yüksek olduğundan dolayı dış kabuk ve diğer komponentlerde önemli bir takviye gerekmektedir.</li> </ul>



Şekil 1.15. CO<sub>2</sub> akışkanını kullanan kompresör

### 1.3.6. CO<sub>2</sub> uyumlu yağlayıcılar

CO<sub>2</sub> transkritik soğutma sistemlerinde karışabilen veya karışmayan tipte olmak üzere iki tipte sentetik yağlayıcı kullanılmaktadır. Polyfaolefin (PAO) karışamayan tipte yağlayıcı olup, genellikle sıvı CO<sub>2</sub> üzerinde akmaktadır. Karışabilen tipte ise Polyester (POE) yağlayıcılar kullanılır. Ancak bu yağlayıcılarda suya karşı çok fazla hassasiyet bulunduğundan yağda stabilizasyon sağlanmalıdır. Ayrıntılı bilgi Çizelge 1.6'da mevcuttur (RA Marketing/MWA, 2009).

Çizelge 1.6. Yağlayıcıların karşılaştırılması (RA Marketing/MWA, 2009).

Yağ Tipi	PAO	POE
<b>Çözünübilirlik</b>	Az	Çok
<b>Hidroliz</b>	Az	Suya karşı yüksek hassasiyet
<b>Yağ Ayırıcı</b>	Yüksek derecede filtrasyon gerekli (Aktif karbon ve çok kademeli)	HFC/ HCFC sistemlerinde olduğu gibi basit
<b>Yağ Besleme</b>	Düşük sıcaklıktaki toplama kabından yağ drenajı için gerekli	HFC/ HCFC sistemlerinde olduğu gibi basit
<b>Dezavantajlar</b>	Yağ ayırıcı ve beslemede özel gereklilikler	Yağda stabilizasyon ve suya karşı hassasiyet



### 1.3.3. CO<sub>2</sub> genleşme valfleri

Sistemde gaz soğutucu çıkışında CO<sub>2</sub> gazını evaporatöre sabit entalpide göndermek için mutlaka genleşme işlemi gerçekleştirilir. Bu işlemi gerçekleştiren vanalar aşağıdaki gibidir (The Danfoss CO<sub>2</sub> Gas Cooler Solution, 2008).

- a. Kapiler Boru
- b. Otomatik Genleşme Valfi
- c. Termostatik Genleşme Valfi
- d. Elektronik Genleşme Valfi

Şekil 1.16'da R744 elektronik genleşme vanaları verilmiştir (The Danfoss CO<sub>2</sub> Gas Cooler Solution, 2008).



Şekil 1.16. R744 elektronik genleşme vanaları  
(The Danfoss CO<sub>2</sub> Gas Cooler Solution, 2008).

### 1.3.7. Kanatlı borulu CO<sub>2</sub> ısı değiştirgeçleri

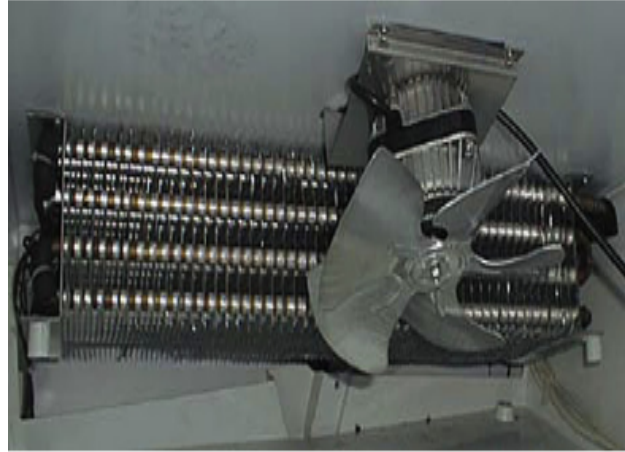
Kanatlı borulu ısı değiştiricileri soğutma sisteminin etkinliğini arttırmak için kullanılmaktadırlar. Bu sistemlerin üzerindeki kanatlar ısı transfer yüzeyini arttırarak, ısı transferinin artışıyla sistem verimliliğinin artmasını sağlamaktadır.

### 1.3.5 CO<sub>2</sub> evaporatörler

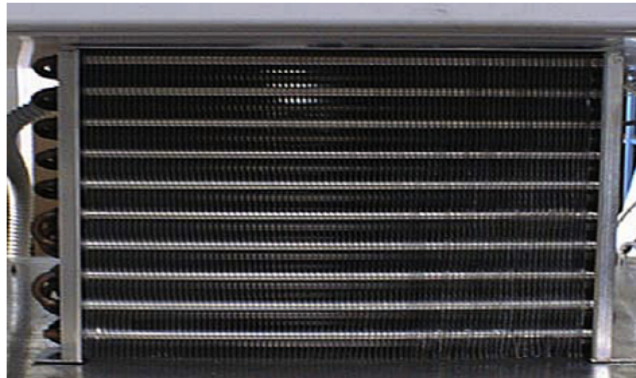
Kanatlı borulu CO<sub>2</sub> evaporatörleri hem kritik altı hem de transkritik çevrimde kullanılabilirler. Tasarım için gerekli veriler temelde üç kısım altında ele alınmaktadır:

- a. Hava tarafı tasarım verileri
- b. CO<sub>2</sub> tarafı tasarım verileri
- c. Isı değiştiricisi tasarım verileri

şekil 1.17'de CO<sub>2</sub> evaporatör (Cecchinato et al., 2011). Ve şekil 1.18'de CO<sub>2</sub> gaz soğutucu (Cecchinato et al., 2011).



şekil 1.17. CO<sub>2</sub> evaporatör (Cecchinato et al., 2011).



şekil 1.18. CO<sub>2</sub> gaz soğutucu (Cecchinato et al., 2011).

### 1.3.5.1 Hava tarafı tasarım verileri

**Atmosfer basıncı:** Havanın basınca bağlı fiziksel özelliklerinin belirlenebilmesi için atmosfer basıncı bilinmelidir. Burada atmosfer basıncı değeri yerine ‘Rakım’ değerleri de alınabilir.

**Hava debisi:** İstenen kapasiteyi karşılayabilecek hava debisi bilinmelidir. Hava hızı veya kütleli debi değerleri de alınabilir.

**Giriş sıcaklığı:** Soğutucunun çalışacağı ortam havası giriş sıcaklığı bilinmelidir.

**Bağıl nem:** Soğutucunun çalışacağı ortam havası bağıl nemi bilinmelidir. Bu kısımda bağıl nem yerine yağ termometre sıcaklığı da alınabilir.

### 1.3.5.2 CO<sub>2</sub> tarafı tasarım verileri

**Akışkan debisi:** Akışkan debisi biliniyor ise evaporatör çıkış şartları kolaylıkla hesaplanabilir. Bu durumda kızgınlık değeri debi miktarına göre belirlenir. Eğer bilinmiyorsa aşağıda tanımlanması istenen diğer veriler ile birlikte kızgınlık değerinin de belirtilmesi gereklidir.

**Buharlaştırma sıcaklığı:** Ürün ve soğutucu kullanım gereksinimlerine istinaden belirlenen ortam havası sıcaklığı ile buharlaştırma sıcaklığı farkını karşılayacak evaporasyon sıcaklığı bilinmelidir.

**Kuruluk derecesi:** Transkritik R744 (CO<sub>2</sub>) soğutma çevriminde, evaporatöre giren akışkanın özelliklerinin belirlenebilmesi için akışkanın kuruluk derecesi bilinmelidir. Bu değer çevrimde ısı atımı görevi yapan gaz soğutucunun çalışma basıncı ve çıkış sıcaklığına bağlıdır.

Kritik altı R744 (CO<sub>2</sub>) soğutma çevriminde, sistemin tasarım kondenzasyon sıcaklığı ile aşırı soğutma miktarı bilinmelidir.

**Kızgınlık derecesi:** Evaporatör çıkış şartlarının bilinmesi için kızgınlık derecesi belirtilmelidir.

**Aşırı soğutma derecesi:** Kritik altı CO<sub>2</sub> soğutma çevriminde tanımlanan kondenzasyon sıcaklığı ile genişleme vanası öncesi sıcaklık farkıdır.

### 2.3.6. CO<sub>2</sub> gaz soğutucular

Kanatlı borulu CO<sub>2</sub> gaz soğutucular transkritik çevrimde kullanılırlar. Tasarım için gerekli veriler evaporatörlerdeki gibi hava tarafı, CO<sub>2</sub> tarafı ve ısı değiştiricisi tasarım verileri olmak üzere temelde üç kısım altında ele alınmaktadır. Şekil 1.19'da CO<sub>2</sub> gaz soğutucu ünite verilmiştir (Friterm A.Ő. Teknik Dökümanları, 2009).



Şekil 1.19. CO<sub>2</sub> gaz soğutucu ürünü (Friterm A.Ő. Teknik Dökümanları, 2009).

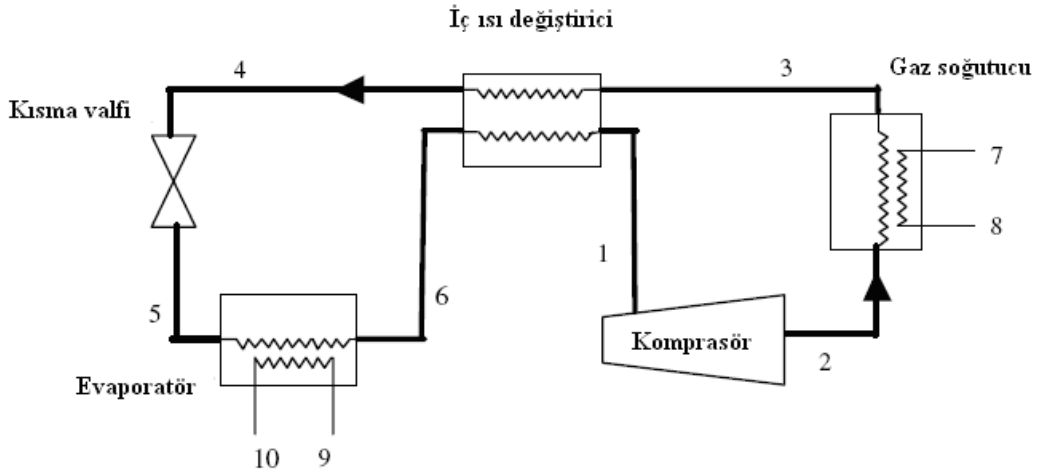
Bu çalışmada CO<sub>2</sub> akışkanını kullanan çift kademeli sıkıştırılmalı kritik üstü çalışan bir soğutma sisteminin termodinamik analizi yapılacaktır. Bu analiz için EES (Engineering Equation Solver) bilgisayar programı kullanılmıştır. Sistemde genişleme valfi ve expander (genleşme türbini) olduğu durumlarda sistem performansları karşılaştırılacaktır. Hesaplamalar sonucunda analizlerin grafikleri çizilerek, sistem parametreleri ile sistem performansının değişimi incelenecektir.

### 3. KAYNAK BİLGİSİ

CO<sub>2</sub>'in soğutma sistemlerinde kullanımı ve expander (genleşme türbini) kullanımı ile literatürde yapılmış birçok çalışma mevcuttur. Yapılan bu çalışmaların özetleri aşağıda verilmiştir.

#### 2.1. CO<sub>2</sub>'li Soğutma Sistemleri ile İlgili Çalışmalar

Fartaj vd. (2003), yaptıkları teorik çalışmada, CO<sub>2</sub>'li kritik üstü çalışan bir soğutma çevriminde 2. yasa analizi yapmışlardır. yaptıkları çalışmada, CO<sub>2</sub> ile çalışan soğutma çevriminin ikinci kanun analizini yaparak sistem performansını etkileyen temel faktörleri belirlemeye çalışmışlardır. Çalışmalarında öncelikle kabul ettikleri sistemin şematik şeklini ve T-s diyagramını vermişler, ayrıca sistemin termodinamik çözümlemesini yapmışlardır. Çalışmalarında kullandıkları sistemde, verimliliği arttırmak için iç ısı değiştiricisi kullanmışlardır. Şekil 2.1'de CO<sub>2</sub>'li soğutma sistemi verilmiştir (Fartaj et al., 2003).



Şekil 2.1. CO<sub>2</sub>'li soğutma sistemi (Fartaj et al., 2003).

Sistemdeki her bir bileşenin ekserjisini, ekserji kayıplarını, COP değerlerini, entropilerini ve etkinliklerini tablolar halinde sunmuşlardır. Sistemdeki en büyük kayıpların gaz soğutucusunda ve kompresörde olduğu belirlenmiş ve iyileştirme çalışmalarının bu elemanlar üzerinde yapılması gerektiği vurgulanmıştır.

Çalışmalarının sonucunda her bir bileşen için tespit edilen değerlerin, bu bileşenlerin gelişiminde ve sistem performansına etkisinde büyük katkısı olduğunu belirtmişlerdir.

Özgür ve Bayrakçı (2008), CO<sub>2</sub> akışkanı kullanan, tek kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemini, bir bilgisayar programı ile teorik olarak modellemişlerdir. Kompresör dışında diğer sistem bileşenlerini ideal sistemler olarak kabul ederek, boru ve diğer ekipmanlarda oluşan ısı ve basınç kayıpları ihmal etmişlerdir. Üç farklı gaz soğutucu çıkış sıcaklığı değerleri için soğutma etkinlik katsayısının, sistemin yüksek basıncı, buharlaştırıcı sıcaklığı ve kompresörün adyabatik verimi ile değişimini grafiklerle göstermişlerdir.

Özgür (2008), CO<sub>2</sub>'in soğutkan olarak kullanıldığı bir mobil iklimlendirme sisteminin soğutma etkinlik katsayısı ve sistem kompresörü için gerekli enerji gereksinimi değerlerini belirlemiştir. Gaz soğutucu basıncı ve soğutkanın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı değerleri değişken olarak almıştır. CO<sub>2</sub>'in buharlaşma sıcaklığı +5 °C, iç ısı değiştiricideki kızdırma değeri 10 °C olarak alınmıştır. Kompresörün izentropik verim değeri 0,7 olarak alınmıştır. Sistem elemanları içindeki basınç kayıpları ihmal edilmiştir. Bu değerler ile oluşturulan matematiksel modelin çözümünü ve soğutkanın özelliklerini, bir bilgisayar programı yardımıyla elde etmiştir. Sistemden elde edilen soğutma tesir katsayısı değerlerinin, gaz soğutucu basıncı ve soğutkanın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığına göre bir maksimum değere ulaştığı görülmüştür. Gaz soğutucu basıncının yükselmesi, STK değerlerinin soğutkanın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı ile daha az değişim göstermesini sağlamıştır. Sonuçları grafikler yardımıyla sunmuştur.

Özgür vd. (2008), CO<sub>2</sub>'li ısı pompası sistemlerinin, aynı soğutma yükü için, tek kademeli ve çift kademeli sıkıştırma hallerinde enerji analizini yapmışlar, maliyetleri karşılaştırarak sonuçları grafiksel olarak göstermişlerdir.

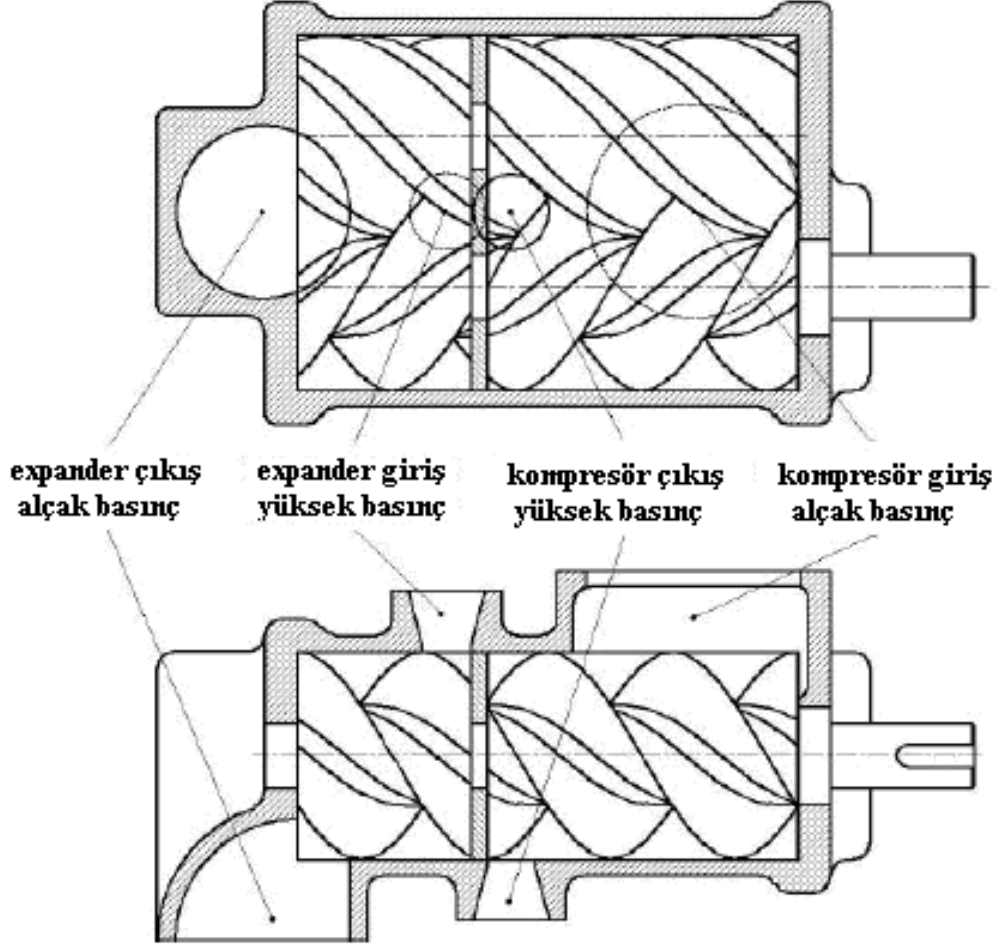
Akbulut vd. (2006), çalışmalarında tüm buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerini inceleyerek enerji ve ekserji analizlerini yapmışlardır. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin soğutma etkinliklerinin, ikinci yasa verimlerinin ve her proses sırasında ekserji kayıplarının hangi değerlerde olacağını hesaplamasının yapılabilmesi için etkili ve kolay uygulanabilir eşitlikler üretmişlerdir.

Kızılkın vd. (2006), teorik bir buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değiştiricilerinin, farklı iki soğutucu akışkan için ısı ekonomisi yönünden analizini yapmış ve sistemin en iyi çalışma şartlarını belirlemişlerdir. Isıl ekonomisi en iyileme metodu olarak, yapısal bağ katsayıları metodu kullanmışlardır. Analizleri, R22 soğutucu akışkanı ve buna alternatif olarak R407c soğutucu akışkanı için yapmışlardır. Sonuç olarak, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısı değiştiricilerinin ekonomisi ve çalışma performansı açısından en iyi alanlarını tespit etmişlerdir. Bir soğutma sistemi tasarımında, ısı değiştiricisi alanının azalması, sistem maliyetini düşürür. Fakat ısı değiştiricisi alanının düşürülmesi sistem verimini de düşürmektedir. Yapılan çalışmada, ısı değiştiricisi alanının ve sistem veriminin en iyi olduğu şartları belirlemişlerdir.

## **2.2. Expander (Genleşme Türbini) ile İlgili Çalışmalar**

Stosic vd. (2002) yaptıkları çalışmada CO<sub>2</sub> ile çalışan bir soğutma sisteminde çift vidalı (helisel) bir kompresör – expander (genleşme türbini) kullanımını incelemişlerdir. Çalışmalarında öncelikle vidalı kompresörler ve bu kompresörlerin soğutma sistemindeki kullanımlarından bahsetmişler ve bu sistemlerde CO<sub>2</sub> kullanılan çalışmaları özetlemişlerdir. Çalışmalarında 0 °C buharlaşma sıcaklığı ve 40 °C gaz soğutucu sıcaklığına sahip bir sistemi ele almışlar ve öncelikle vidalı kompresör rotorlarının yüklerinin dengelenmesini incelemişlerdir. Bu amaçla önce klasik bir sistem, ele almışlardır. Bu sistemde kompresörün giriş basıncı ile çıkış basıncı arasında 35 bardan 100 bara kadar bir değişim görülmektedir. Daha sonra aynı çalışma şartlarına sahip, ancak aynı gövde içerisinde bir çift vidalı kompresör ve aynı zamanda genleşme türbini barındıran bir sisteme sahip sistemi ele almışlardır.

Şekil 2.2’de Çift vidalı kompresör genişleme türbini sistemi verilmiştir.



Şekil 2.2. Çift vidalı kompresör genişleme türbini sistemi (Stosic et al., 2002)

Bu çalışmadaki asıl yenilik portlar yani giriş çıkış kısımlarının yerleşimidir. Öncelikle bu sistemdeki yatak yüklerini tespit etmişler, daha sonra da bu sistemin CO<sub>2</sub> çevriminin termodinamik performansına olan etkilerini araştırmışlardır. Çalışmalarının sonucunda güç girişinde % 34,6 performans katsayısında % 72’lik artış olduğunu belirtmişlerdir.



Brasz (2001), su soğutmalı chiller ünitelerinin kullanıldığı bir sistemde, genişleme valfi yerine bir çift vidalı kompresöre benzer bir genişleme türbini kullanarak deneysel bir çalışma yapmıştır. Çalışmalarında genişleme türbinini “expressor” olarak adlandırmışlar ve çift rotorlu ya da vidalı bir sistemi genişlemede kullanarak bir test standı oluşturmuşlardır. Expressor terimini çalışmalarında yeni bir kavram olarak sunmuşlar, expander yani genişleme türbininde, genellikle kompresöre bağlantılı olarak yapılan genişleme yerine, sistemin ters olarak çalıştırılmasıyla farklı bir yapı olarak expressor kavramını geliştirmişlerdir. Expressor yani genişleme türbini performansının belirlenmesi için soğutucu akışkan olarak R113 seçilmiştir. Expressor performansını hesaplamak için kabul edilebilir ölçütün verim ifadesi olduğunu belirlemişler ve şu yaklaşımda bulunmuşlardır.

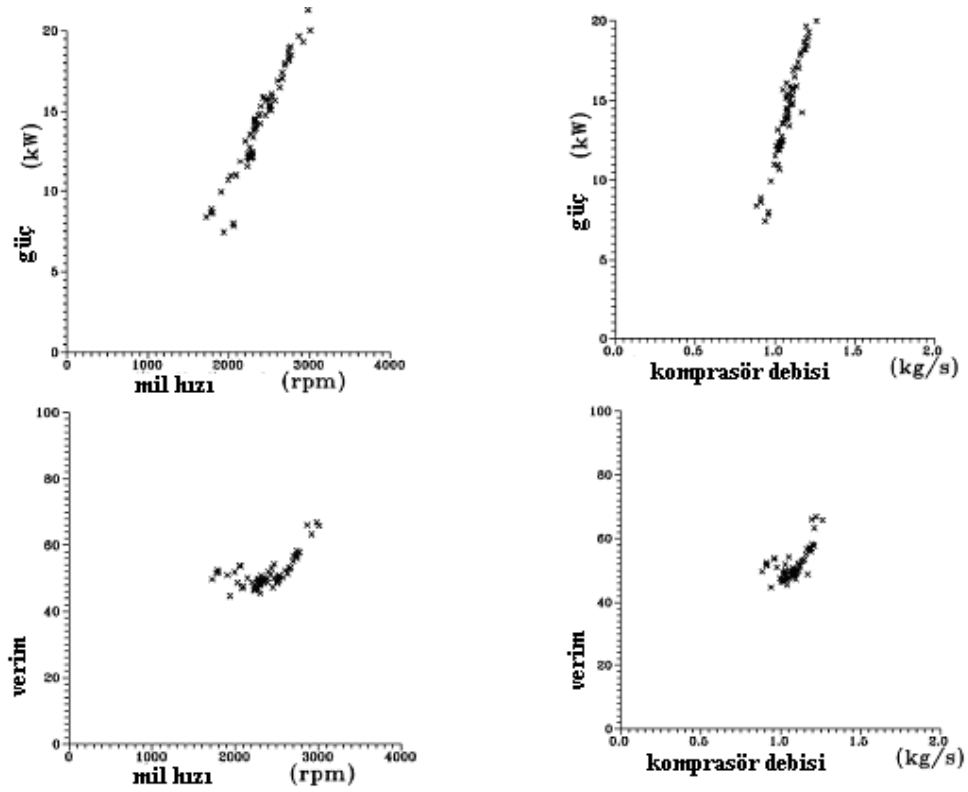
$$\eta_{\text{expressor}} = \eta_{\text{expander}} \cdot \eta_{\text{kompresör}}$$

$$\text{ve } \eta_{\text{expressor}} = \frac{m_{\text{sıkıştırma}}}{m_{\text{Genişleme}}} \cdot \frac{\Delta h_{\text{izentropik sıkıştırma}}}{\Delta h_{\text{izentropik genişleme}}}$$

şeklindedir.

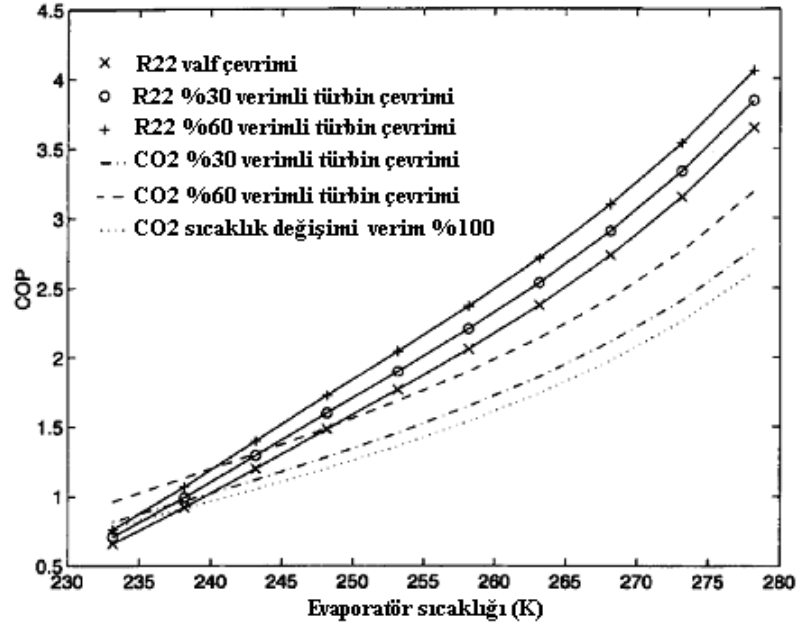
Yaptıkları test sonuçlarını, değişik mil hızlarında ve kompresör debilerinde gücün ve expressor veriminin değişimi olarak grafikler halinde sunmuşlardır. Şekil 2.3’de Smith ve Stosic’in “expressor” test sisteminin sonuçları verilmiştir (Stosic et al., 2002) .

Çalışmalarının sonucunda bu sistemlerin verimine değinerek, güç kazanımında genişleme valflerinin yerine bu sistemlerin kullanılmasının ve geliştirilmesinin gerekliliğini belirtmişlerdir.



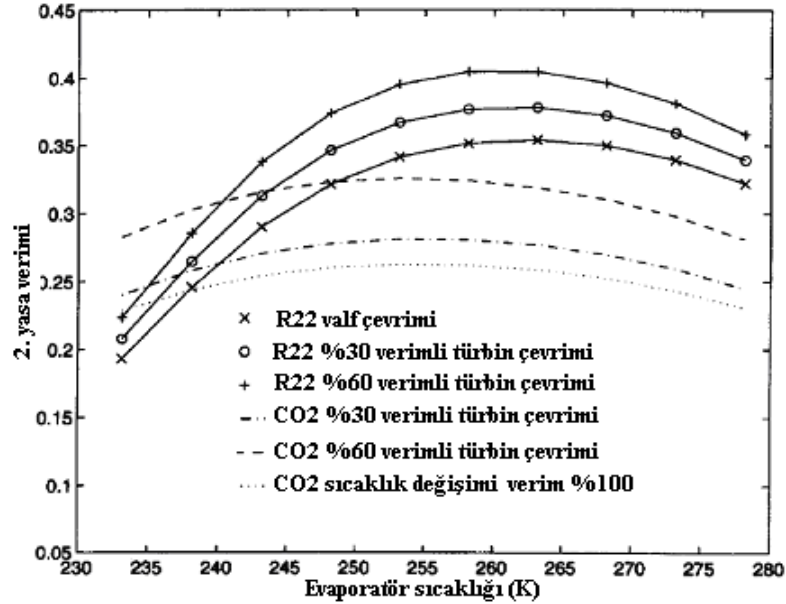
Şekil 2.3. Smith ve Stosic'in "expressor" test sisteminin sonuçları (Stosic et al., 2002)

Robinson ve Groll (1998), yaptıkları çalışmada CO<sub>2</sub> kullanılan kritik üstü bir soğutma çevriminin genişleme türbinli ve genişleme türbinsiz olarak verimlerini araştırmışlardır. Çalışmalarında öncelikle CO<sub>2</sub>'in kullanımı ile ilgili bilgileri, daha sonra CO<sub>2</sub>'in modellenmesi için gereken şematik çevrim, termodinamik model ve bilgisayar modelini vermişlerdir. Kabul ettikleri çalışma şartlarına göre oluşturdukları modelle yapılan hesaplamaların sonuçlarını, grafikler şeklinde sunmuşlardır. CO<sub>2</sub>'i, R22 akışkanıyla karşılaştırarak, değişik evaporatör sıcaklıklarında COP değişimini, değişik verim değerlerine sahip genişleme türbinleri için grafiksel olarak sunmuşlardır. Şekil 2.4' de CO<sub>2</sub> ve R22 çevrimlerinde değişik evaporatör sıcaklıklarında COP 'un değişimi verilmiştir (Robinson and Groll, 1997).



Şekil 2.4. CO<sub>2</sub> ve R22 çevrimlerinde değişik evaporatör sıcaklıklarında COP 'un değişimi. (Robinson and Groll, 1997)

Yine ayrıca çalışmalarında bu sistemler için 2. yasa verimini sunmuşlardır. Şekil 2.5' de CO<sub>2</sub> ve R22 çevrimlerinde değişik evaporatör sıcaklıklarında 2. yasa veriminin değişimi verilmiştir (Robinson and Groll, 1997).



Şekil 2.5. CO<sub>2</sub> ve R22 çevrimlerinde değişik evaporatör sıcaklıklarında 2. yasa veriminin değişimi (Robinson and Groll, 1997).

Robinson ve Groll çalışmalarının sonucunda, %60 izentropik verime sahip genişleme türbinli, iç ısı değiştiricisi olmayan karbondioksit çevriminde %25 daha fazla COP değeri elde edildiğini belirtmişlerdir. Karbondioksit kullanılan sistemlerde, R22 kullanılan sistemlere göre bileşenler açısından daha az enerji kaybı olduğunu kaydetmişlerdir.

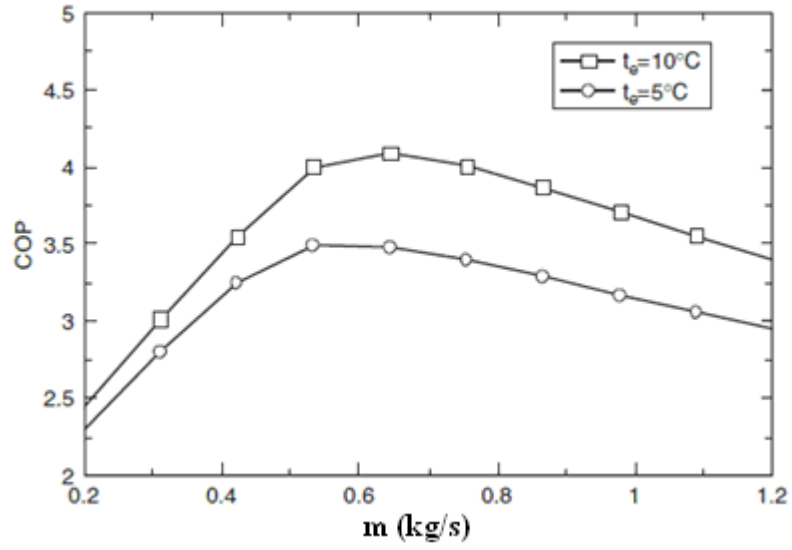
Yang vd. (2007), sıkıştırmanın iki kademeli kompresörle yapıldığı kritik üstü karbondioksitle çalışan bir soğutma çevriminin genişleme türbini (expander) ile performans artışını incelemişlerdir. Çalışmalarında öncelikle iki kademeli CO<sub>2</sub> çevrimleri için üç model çevrim oluşturmuşlardır. Bu çevrimler sırasıyla:

- I. Optimal ara kademe basıncında iki kademeli sıkıştırma,
- II. Genişleme türbininin yüksek basınç kompresörünü tahrik ettiği iki kademeli sıkıştırma,
- III. Genişleme türbininin yüksek basınç kompresörünü tahrik ettiği iki kademeli sıkıştırma şeklindedir.

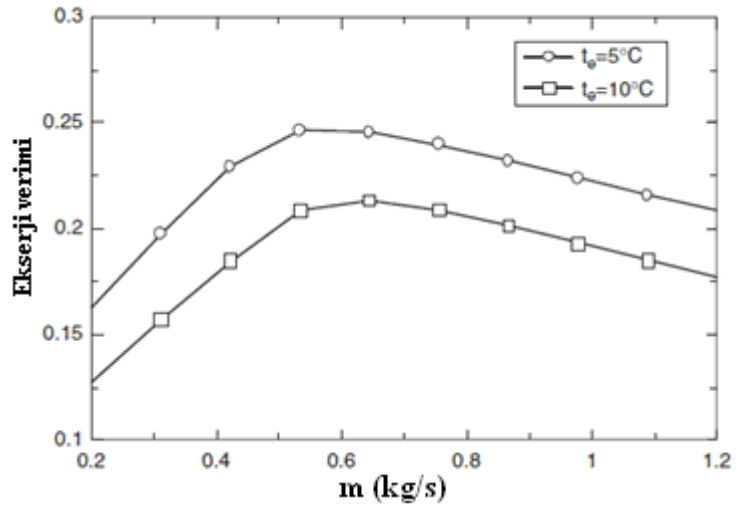
Öncelikle bu sistemlerin şematik şekil ve T-s diyagramlarını verilerek, birbirlerinden farklılıkları ortaya konmuş, daha sonra bu sistemler için geliştirilen hesaplamalı çözüm metodu açıklanmıştır. Kademeli sistemlerdeki ara kademe basıncı;

$$P_{\text{ara}} = \sqrt{P_1 P_2}$$

şeklinde hesaplanmıştır. Daha sonra bu sistemlerin her biri için farklı evaporatör sıcaklıklarında değişik akışkan debilerinden COP değeri, ekserji verimi değerleri; gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ve ara kademe basıncında COP değerleri, değişik evaporatör sıcaklığı ve ara kademe basınçlarında yine COP değerleri grafikler halinde sunulmuştur. Yine ayrıca, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ve kompresör çıkış sıcaklığına göre COP; gaz soğutucu çıkış sıcaklığına göre ise tek kademeli çevrim ve iki kademeli çevrimin ekserji verimi değerleri grafiksel olarak sunulmuştur. Şekil 2.6'da optimal ara kademe basıncında iki kademeli sıkıştırmada değişik evaporatör sıcaklığı ve debilerde COP değerleri (Yang et al., 2005) ve Şekil 2.7'de optimal ara kademe basıncında iki kademeli sıkıştırmada değişik evaporatör sıcaklığı ve debilerde ekserji verimleri verilmiştir (Yang et al., 2005).



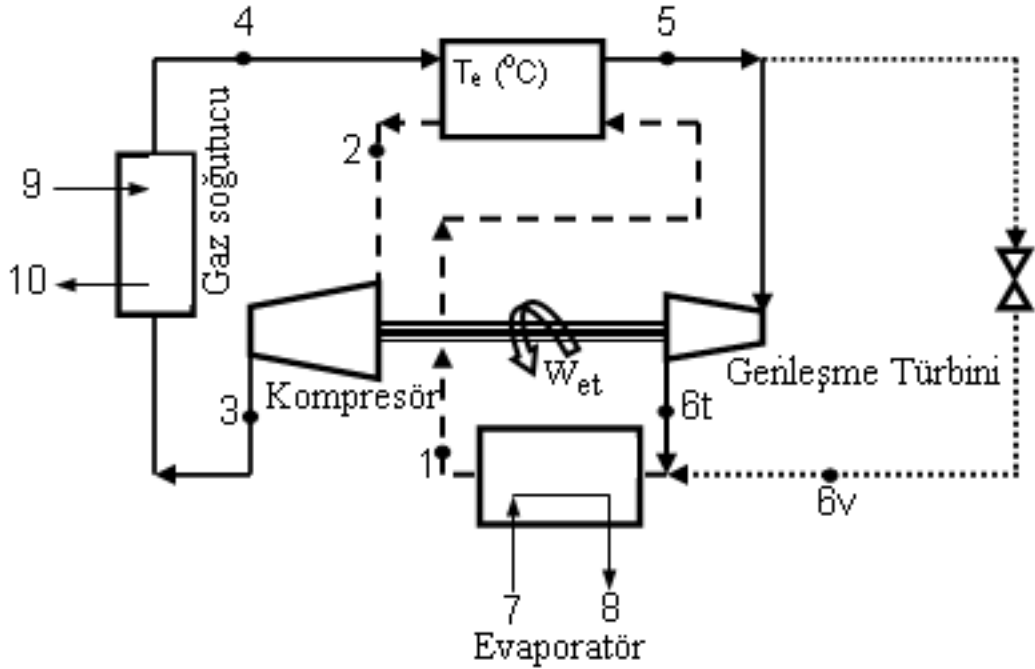
Şekil 2.6. Optimal ara kademe basıncında iki kademeli sıkıştırırmada değişik evaporatör sıcaklığı ve debilerde COP değerleri (Yang et al., 2005)



Şekil 2.7. Optimal ara kademe basıncında iki kademeli sıkıştırırmada değişik evaporatör sıcaklığı ve debilerde ekserji verimleri (Yang et al., 2005)

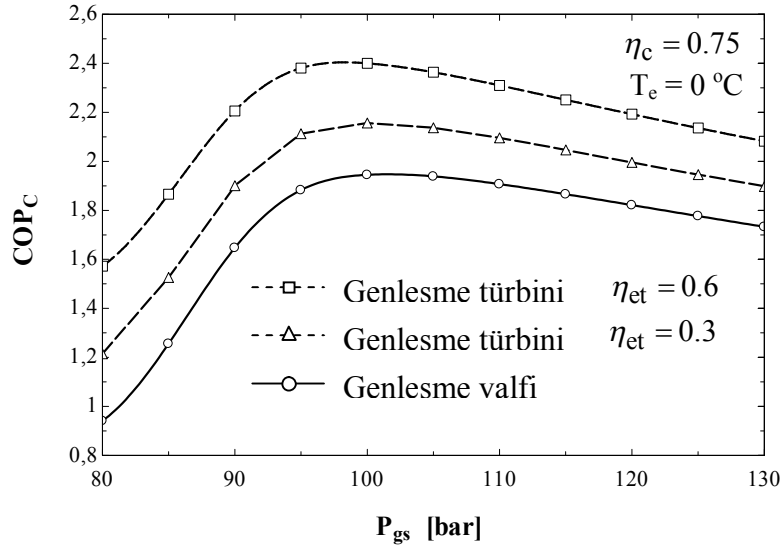
Bu çalışmanın sonucu göstermiştir ki, en yüksek COP ve ekserji verimi genişleme türbininin yüksek basınç kompresörünü tahrik ettiği iki kademeli sıkıştırma çevriminde görülmektedir.

Özgür vd. (2008), yaptıkları çalışmada CO<sub>2</sub> ile çalışan tek kademeli kritik üstü bir soğutma çevriminde, genleşme valfi ve expander (genleşme türbini) kullanılması durumundaki sistemleri incelemişlerdir. Sistemlerin gaz soğutucu basıncıyla COP (performans katsayısı değişimini), sistemlerdeki her bir bileşenin ekserji yıkımlarını, gaz soğutucu basıncıyla ve değişen evaporatör basıncıyla toplam ekserji yıkımının değişimini ve evaporatör sıcaklığının ikinci yasa verimiyle değişimini grafikler şeklinde sunmuşlardır. Bu çalışma aynı zamanda tez konumuzun referans çalışmasıdır. Şekil 2.8’de Genleşme türbinli tek kademeli soğutma sistemi verilmiştir.



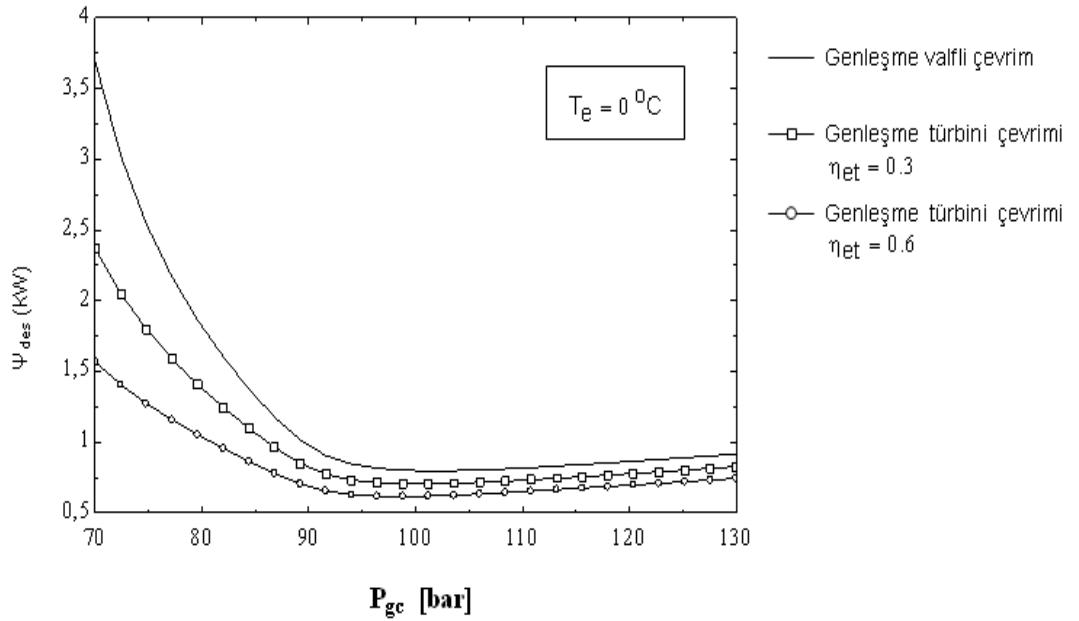
Şekil 2.8. Genleşme türbinli tek kademeli soğutma sistemi (Özgür vd., 2008)

Bu sistem, hem genleşme türbinini, hem de genleşme valfini göstermektedir. Sisteme, ayrıca soğutma etkinliğinin artırılması için iç ısı değiştiricisi eklenmiştir. Yapılan teorik analiz sonucunda gaz soğutucu basıncına bağlı olarak COP<sub>c</sub> (soğutma performans katsayısı değişimi) şekil 2.9’da verilmiştir.



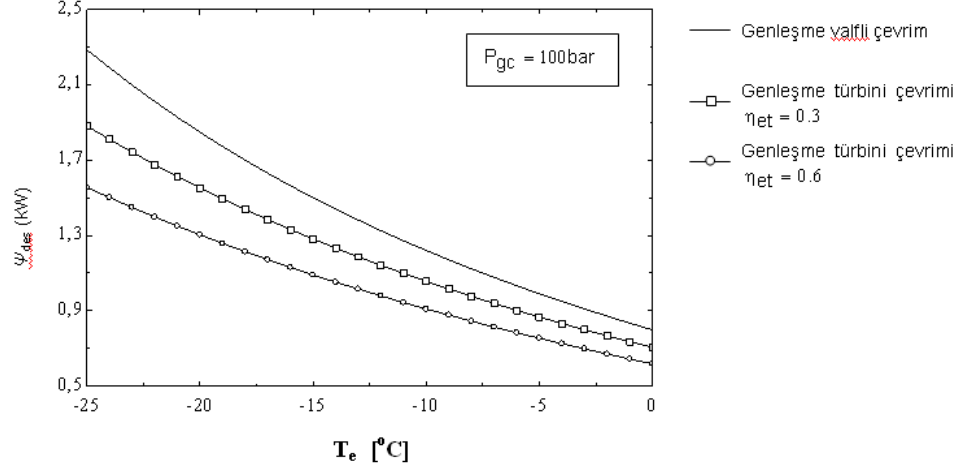
Şekil 2.9.  $T_e = 0^\circ\text{C}$  ve  $\eta_c = 0.75$  için , genişleme valfli ve genişleme türbinli çevrimlerde gaz soğutucu basıncı ile  $COP_C$ 'nin değişimi (Özgür vd., 2008)

Bu çalışmada her bir bileşenin ekserji yıkım değerleri sütun grafikler şeklinde verilmiş, tüm çevrimler için gaz soğutucu basınçlarıyla toplam ekserji yıkımı grafiksel olarak sunulmuştur, bu grafik Şekil 2.10'da verilmiştir.



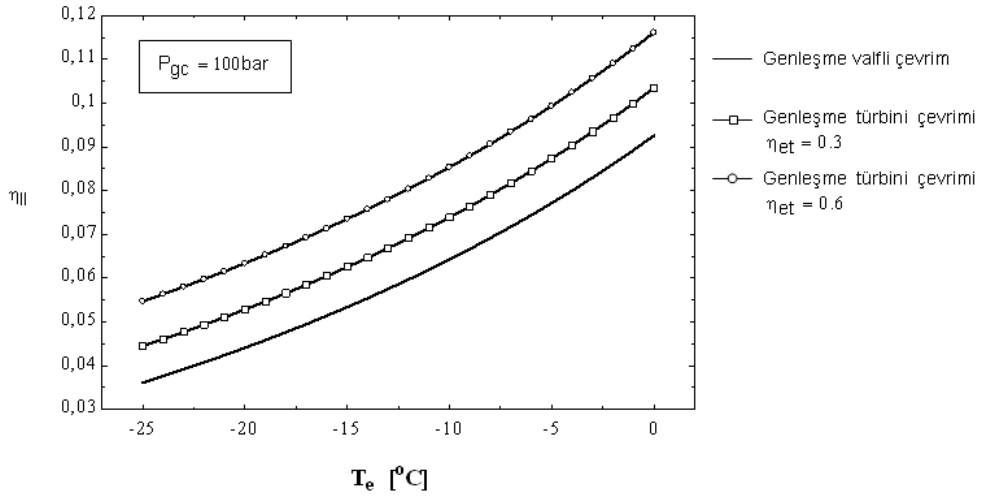
Şekil 2.10. Tüm çevrimler için gaz soğutucu basıncıyla toplam ekserji yıkımının değişimi (Özgür vd., 2008)

Şekil 2.11’de Tüm çevrimler için buharlaşma sıcaklığıyla toplam ekserji yıkımının değişimi verilmiştir.



Şekil 2.11. Tüm çevrimler için buharlaşma sıcaklığıyla toplam ekserji yıkımının değişimi (Özgür vd., 2008)

Şekil 2.12’ de buharlaşma sıcaklığıyla çevrimlerdeki ikinci yasa verimi değişikliklerini göstermektedir. İkinci yasa verimi tüm çevrimler için azalan buharlaşma sıcaklığıyla artmaktadır. Bununla birlikte, çevrimlerin ikinci yasa verimleri oldukça düşük bulunmuştur.



Şekil 2.12. Buharlaşma sıcaklığıyla çevrimlerin ikinci yasa verimlerinin değişimi (Özgür vd., 2008)

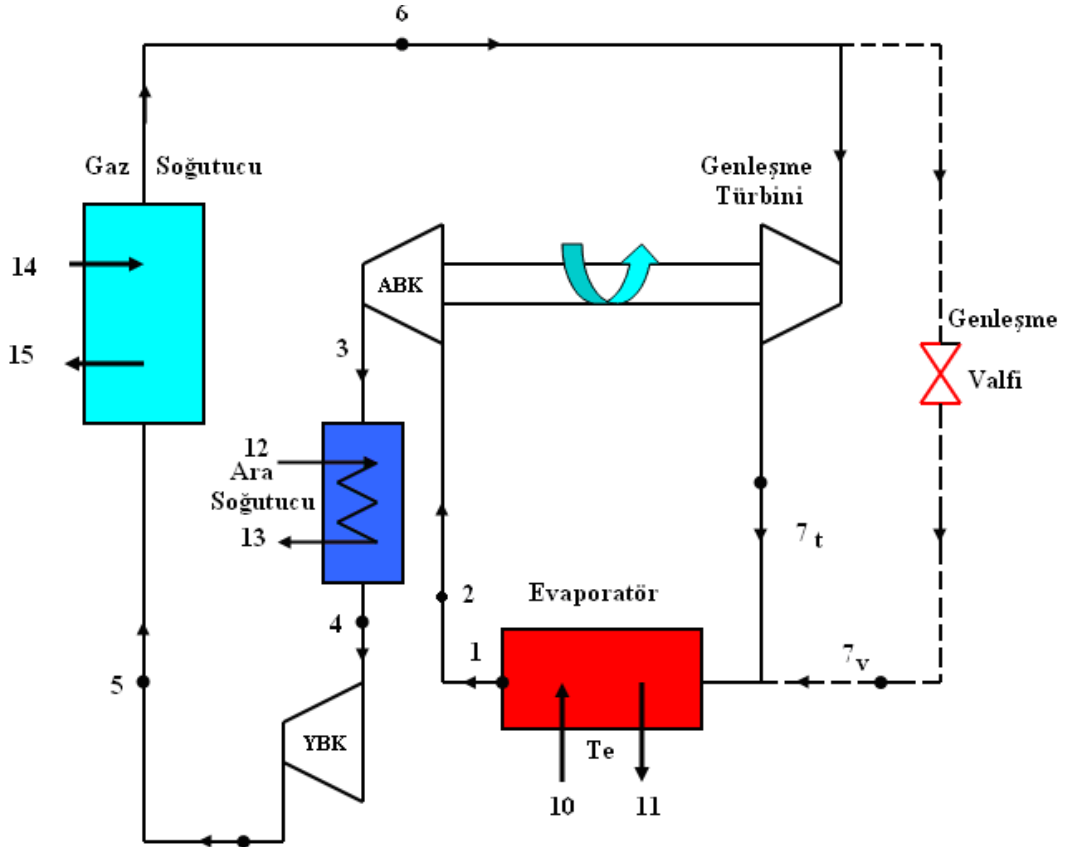


Özgür vd. sonuç olarak, soğutma ve ısı pompası sistemlerinde CO<sub>2</sub>'in soğutkan olarak kullanımının, HCFC ve HFC'lerin sızıntısından kaynaklanan sera etkisinin azalmasında bir çözüm olabileceğini fakat bu sistemlerin 1. yasa ve 2. yasa verimlerinin geliştirilmesi gerektiğini söylemişlerdir. Gelecekteki araştırmalar genişleme cihazlarından enerji tasarrufuna odaklanması gerektiğini, CO<sub>2</sub>'in fazının, genişleme cihazında kızgın buhardan doymuş sıvı-buhar karışımına kadar değiştiğini, bu yüzden de, daha yüksek malzeme ömrüne sahip yüksek verimli genişleme türbinleri gerekli olduğunu söylemişlerdir.

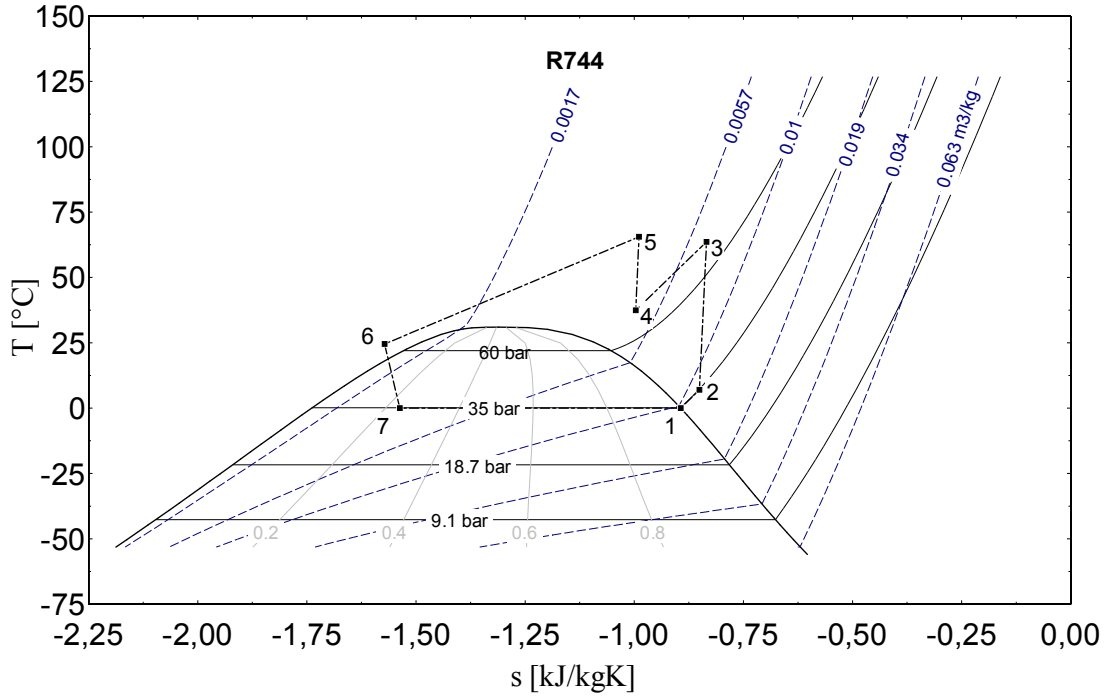
Nagata vd. (2010), CO<sub>2</sub>'li soğutma sistemleri için scroll (sarmal) kompresöre entegre edilmiş bir expander (genişleme türbini) prototipinin geliştirilmesi ile ilgili deneysel olarak çalışmışlardır. Çalışmalarında seçtikleri CO<sub>2</sub>'li soğutma sistemi 2 kademeli olup, 1. Kademe kompresörü normal çalışmakta, ara soğutucudan sonra kullanılan ikinci kademe kompresör ise genişleme türbini ile akuple bağlı olarak çalışmaktadır. Çalışmalarında, akış debisi, dönme hız, genişleme türbini basınç farkı, 2. Kademe kompresör basınç artışı, basınç artış oranı, genişleme türbini volümetrik verimi, ön genişleme oranını ölçme ve hesaplama yoluyla bulmuşlar ve tablo şeklinde sunmuşlardır. Ayrıca deneysel sistemin şematik şekli ve ölçüm değerlerini Inp-h diyagramı üzerinde göstermişlerdir. Çalışmalarının sonucunda kullanılan sarmal (scroll) kompresörün ara soğutma ile beraber verimli olduğunu, ancak basınç kaybı ve ısı enerjisi kaybının azaltılması gerektiğini belirtmişlerdir.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

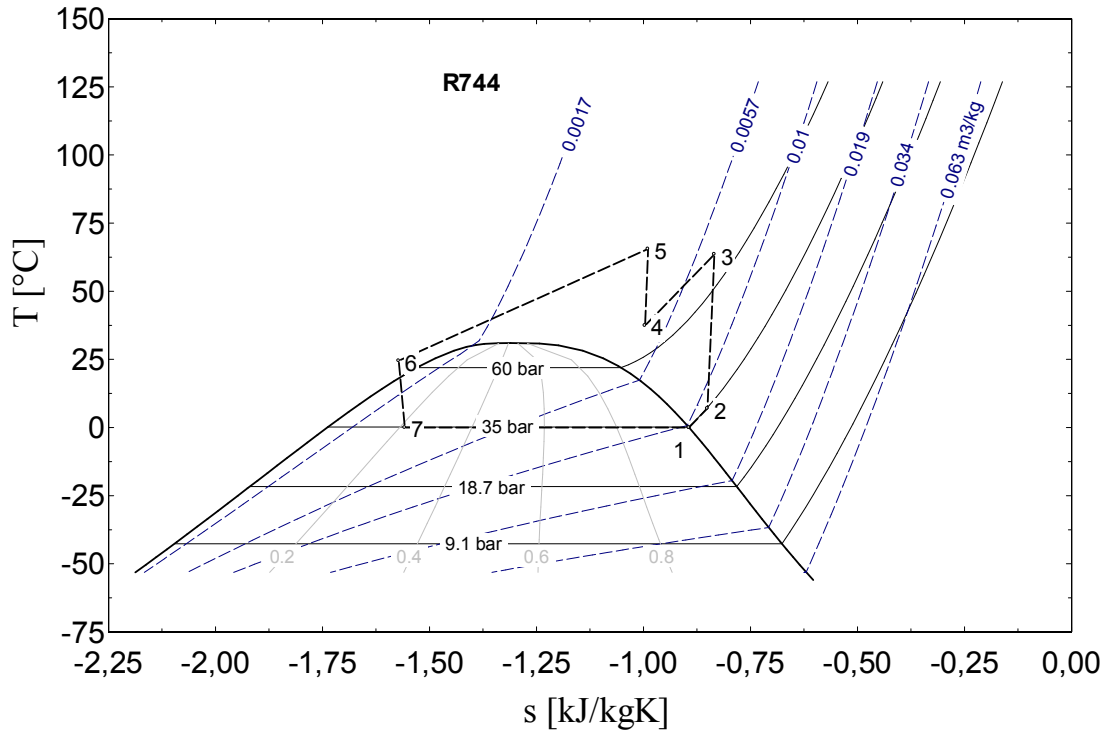
Bir genişleme türbinine sahip ara soğutuculu çift kademeli ve iki farklı kritik üstü CO<sub>2</sub> çevrimi bir bilgisayar programıyla modellenmiştir. Şekil 3.1 bu kritik üstü CO<sub>2</sub> çevrimlerini şematik olarak göstermektedir ve Şekil 3.2 bir T-s diyagramı üzerinde bu çevrimlerin termodinamik işlemlerini ortaya koymaktadır. İki çevrim arasındaki ana fark genişleme işlemleridir. 1-2-3-4-5-6-7<sub>v</sub> hatlarına sahip çevrimde CO<sub>2</sub>'in basıncı bir genişleme valfiyle düşürülürken, 1-2-3-4-5-6-7<sub>t</sub> hatlarına sahip diğer çevrimde, kompresörü çalıştırmaya yardımcı olan bir genişleme türbini kullanılmaktadır. Şekil 3.1'de Kritik üstü CO<sub>2</sub> çevrimlerinin şematik çizimi, Şekil 3.2'de Kritik üstü "genişleme valfi" kullanılan CO<sub>2</sub> çevrimi için T-s diyagramının şematik görünümü ve Şekil 3.3'de Kritik üstü "genişleme türbini" kullanılan CO<sub>2</sub> çevrimi için T-s diyagramının şematik görünümü verilmiştir.



Şekil 3.1. Kritik üstü CO<sub>2</sub> çevrimlerinin şematik çizimi

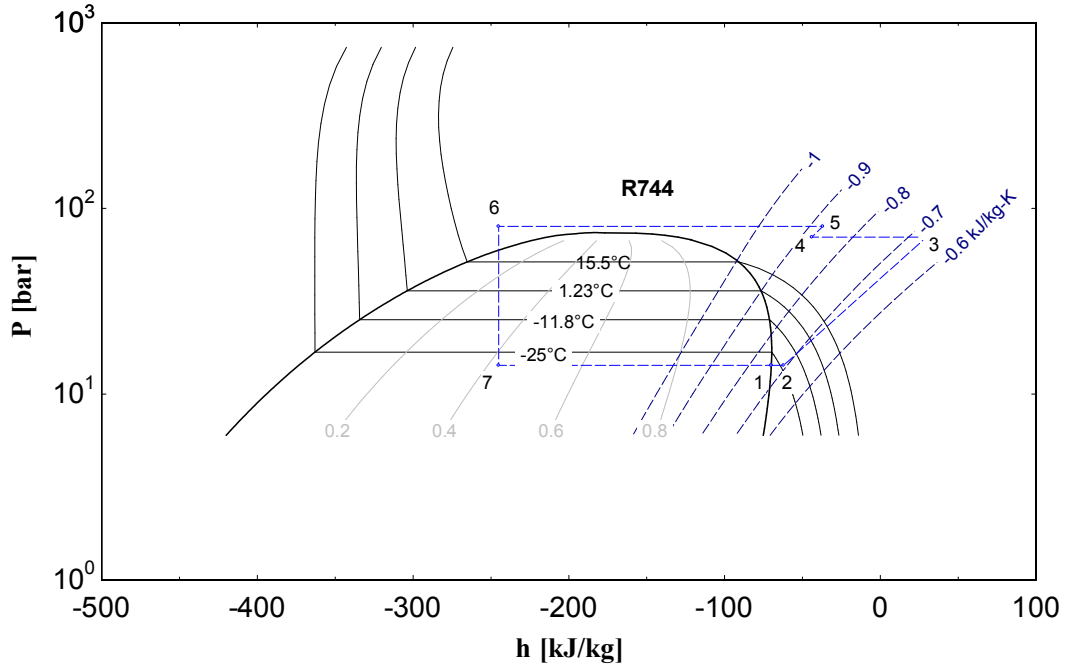


Şekil 3.2.Kritik üstü “genleşme valfi” kullanılan CO<sub>2</sub> çevrimi için T-s diyagramının şematik görünümü

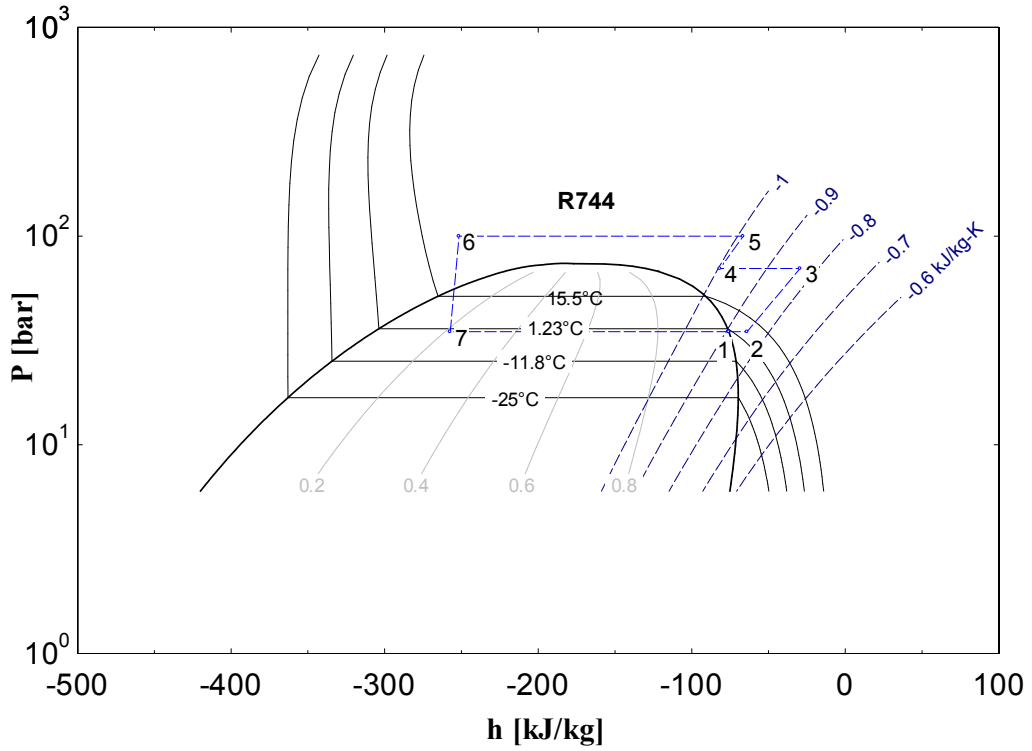


Şekil 3.3.Kritik üstü “genleşme türbini” kullanılan CO<sub>2</sub> çevrimi için T-s diyagramının şematik görünümü

Yine bu çalışmada kullanılan çevrimlerin lnP-h diyagramları ise Şekil 3.4. ve 3.5’de verilmiştir.



Şekil 3.4. Kritik üstü “kısmı valfi” kullanılan CO<sub>2</sub> çevrimi için lnP-h diyagramının şematik görünümü



Şekil 3.5. Kritik üstü “genleşme türbini” kullanılan CO<sub>2</sub> çevrimi için lnP-h diyagramının şematik görünümü

Isı atım basıncına göre, aynı sistem soğutma yükleri için klasik HCFC veya HFC çevrimlerinden daha düşük soğutucu akışkan hızına ve daha yüksek soğutucu akışkan yoğunluğuna sahiptir. Bu yüzden kritik üstü CO<sub>2</sub> çevrimleri için basınç düşümleri ihmal edilebilir (Çelik, 2004).

Bu tez çalışmada aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- $P_{7t} = P_{7v} = P_1 = P_2$
- $P_4 = P_3$
- $P_6 = P_5$
- $S_2 = S_{3s}$
- $S_4 = S_{5s}$
- $S_6 = S_{7s}$  olarak alınmıştır.
- Sistem bileşenlerinden çevreye olan ısı transferleri ihmal edilmiştir.
- Sistemlerde, evaporatör çıkışındaki aşırı kızdırma değeri 7 °C'dir.
- Referans (çevre) sıcaklığı 21 °C alınmıştır.
- Atmosfer basıncı değeri  $P_0 = 1$  bar alınmıştır.
- Ara kademe basıncı etkinliği  $\eta_{ara} = 0,6$  seçilmiştir.
- $\eta_{tm}$  türbin mekanik verimi 0,98 seçilmiştir.
- $\eta_{tm}$  mekanik verim,  $\eta_{el}$  ise elektrik motoru verimi 0,9 seçilmiştir.

Sistem hesaplamalar ise bilgisayar programına şu formüller yazılarak hesaplanmıştır.

Birinci kademe kompresörü için verim;

$$\eta_{k1} = 0.815 + 0,022 \left[ \frac{P_3}{P_1} \right] - 0,0041 \left[ \frac{P_3}{P_1} \right]^2 + 0,0001 \left[ \frac{P_3}{P_1} \right]^3 \quad (3.1)$$

ile verilir.

Burada  $h_3$  değeri ise;

$$h_3 = \frac{h_{3s} - h_2}{\eta_{k1}} + h_2 \quad (3.2)$$

olur.

Ara kademe basıncı etkinliği  $\eta_{\text{ara}}=0,6$  seçilerek (Kauf, 1999) ;

$$\eta_{\text{ara}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{12}} \quad (3.3)$$

olarak hesaplanır. Burada, ara soğutucu için  $T_{12}= 20$  °C seçilmiştir. Birinci kademe ve ikinci kademe arasındaki sıkıştırma oranı;

$$r = \frac{P_5}{P_1} \quad (3.4)$$

ile verilir. İkinci kademe kompresörün adyabatik verimi;

$$\eta_{k2} = 0,815 + 0,022 \left[ \frac{P_5}{P_3} \right] - 0,0041 \left[ \frac{P_5}{P_3} \right]^2 + 0,0001 \left[ \frac{P_5}{P_3} \right]^3 \quad (3.5)$$

ve

$$\eta_{k2} = \frac{h_{5s} - h_4}{h_5 - h_4} \quad (3.6)$$

olur.

Expander (genleşme türbini) kullanılan sistem için etkinlik değeri;

$$\text{COP} = \frac{h_2 - h_7}{\frac{h_5 - h_4}{\eta_m \cdot \eta_{\text{el}}} + \frac{h_3 - h_2}{\eta_m \cdot \eta_{\text{el}}} - w_{\text{türbing}}} \quad (3.7)$$

şeklinde hesaplanır. Burada  $\eta_m$  mekanik verim,  $\eta_{\text{el}}$  ise elektrik motoru verimidir.

Türbin verimi;

$$\eta_{\text{türbin}} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_{7s}} \quad (3.8)$$

şeklindedir.  $\eta_t=0,6$  alınırsa, türbin işi ve türbin gerçek işi değerleri sırası ile;

$$w_t = h_6 - h_7 \quad (3.9)$$

$$W_{\text{türbin}} = w_t \cdot \eta_{tm} \quad (3.10)$$

olacaktır. Burada  $\eta_{tm}$  türbinin mekanik verimi olup 0,98 seçilmiştir. Sistemdeki akış kullanılabilirlikleri sırasıyla;

$$e_1 = h_1 - h_0 - T_{0k} \cdot (s_1 - s_0) \quad (3.11)$$

$$e_2 = h_2 - h_0 - T_{0k} \cdot (s_2 - s_0) \quad (3.12)$$

$$e_3 = h_3 - h_0 - T_{0k} \cdot (s_3 - s_0) \quad (3.13)$$

$$e_4 = h_4 - h_0 - T_{0k} \cdot (s_4 - s_0) \quad (3.14)$$

$$e_5 = h_5 - h_0 - T_{0k} \cdot (s_5 - s_0) \quad (3.15)$$

$$e_6 = h_6 - h_0 - T_{0k} \cdot (s_6 - s_0) \quad (3.16)$$

$$e_7 = h_7 - h_0 - T_{0k} \cdot (s_7 - s_0) \quad (3.17)$$

şeklindedir.

Evaporatör ısı yükü;

$$Q = \dot{m} \cdot (h_2 - h_7) \quad (3.18)$$

olur. Birinci kompresör için kullanılabilirlik dengesi (ekserji balansı);

$$\dot{m}_r \cdot e_2 + \dot{m}_r \cdot \left[ \frac{h_3 - h_2}{\eta_m - \eta_{el}} \right] = \dot{m}_r \cdot e_3 + I_{k1} \quad (3.19)$$

olacaktır. Ara soğutucunun tersinmezliği;

$$I_{ara} = \dot{m}_r \cdot (e_3 - e_4) \quad (3.20)$$

Ara soğutucu ısı yükü;

$$Q_{ara} = \dot{m}_r \cdot (h_3 - h_4) \quad (3.21)$$

olacaktır. Birinci kompresör için kullanılabilirlik dengesi;

$$\dot{m}_r \cdot e_4 + \dot{m}_r \cdot \left[ \frac{h_5 - h_4}{\eta_m \cdot \eta_{el}} \right] = \dot{m}_r \cdot e_5 + I_{k2} \quad (3.22)$$

ile verilir. Gaz soğutucu tersinmezliği,;

$$I_{gs} = \dot{m}_r \cdot (e_5 - e_6) \quad (3.23)$$

ve gaz soğutucu ısı yükü,

$$Q_{gs} = \dot{m}_r \cdot (h_5 - h_6) \quad (3.24)$$

olacaktır. Türbin için kullanılabilirlik dengesi;



$$\dot{m}_r \cdot e_6 = \dot{m}_r \cdot e_7 + (h_6 - h_7) \cdot \dot{m}_r + l_t \quad (3.25)$$

ve evaporatör için

$$\dot{m}_r \cdot (e_7 - e_2) + E_Q = l_{ev} \quad (3.26)$$

şeklinde verilir. Isı enerjisinin ekserjisi aşağıdaki denklemlerle hesaplanır:

$$E_Q = Q \cdot \left[ 1 - \left( \frac{T_{ok}}{T_{arayüzey}} \right) \right] \quad (3.27)$$

olacaktır. Birinci kademe kompresörün iş değeri;

$$W_1 = \dot{m}_r \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.28)$$

ve ikinci kademe kompresörün iş değeri,

$$W_2 = \dot{m}_r \cdot (h_5 - h_4) \quad (3.29)$$

olacaktır. Türbin işi,

$$W_{türbin} = \dot{m}_r \cdot w_{türbin} \quad (3.30)$$

ile hesaplanabilir. Genleşme türbinli (expander'lı) sistem için ikinci yasa verimi;

$$\eta_{II} = \frac{e_7 - e_2}{\frac{h_5 - h_4}{\eta_m \cdot \eta_{el}} + \frac{h_3 - h_2}{\eta_m \cdot \eta_{el}} - w_{türbin}} \quad (3.31)$$

ile hesaplanır.

Benzer şekilde kısma valfi için kullanılabilirlik dengesi;

$$\dot{m}_r \cdot e_6 = \dot{m}_r \cdot e_7 + (h_6 - h_7) \cdot \dot{m}_r + I_{kv} \quad (3.32)$$

şeklinde ifade edilir. Kısma valfli sistem için ise ikinci yasa verimi;

$$\eta_{II} = \frac{e_7 - e_2}{\frac{h_5 - h_4}{\eta_m \cdot \eta_{el}} + \frac{h_3 - h_2}{\eta_m \cdot \eta_{el}}} \quad (3.33)$$

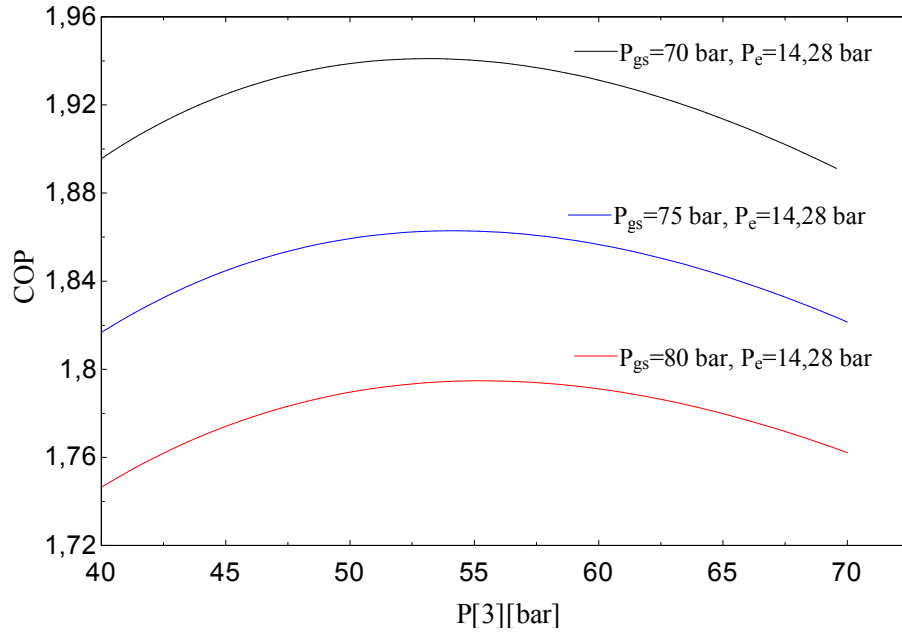
olacaktır. Sistemlerde, 1. Kademe kompresör ile ikinci kademe kompresör arasındaki ara kademe basıncı;

$$P_{ara} = (P_1 \cdot P_5)^{0,5} \quad (3.34)$$

formülü ile hesaplanmaktadır.

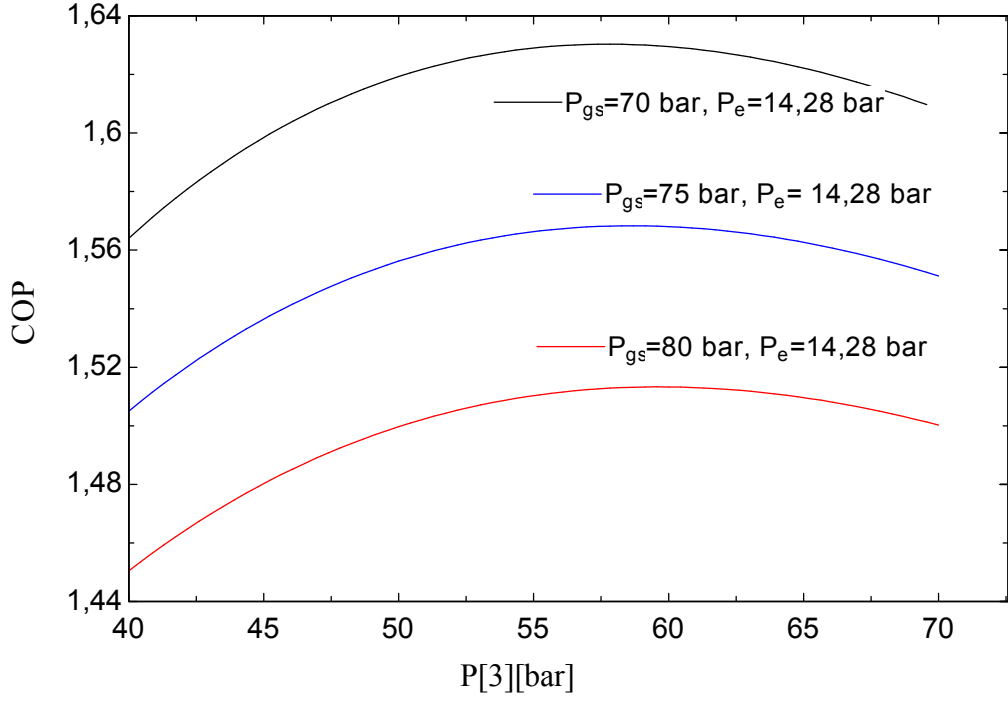
#### 4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Bu çalışmada kullanılan bilgisayar programı (EES-Engineering Equation Solver) yardımıyla yapılan hesaplamalar ve çözümler neticesinde elde edilen bulgular grafikler halinde sunulmuştur. CO<sub>2</sub> için gerekli termodinamik özellikler bilgisayar programının veri tabanından Span ve Wagner (1996) ve Lemmon vd. (2000) tarafından sağlanan bağıntılarla elde edilmiştir. Şekil 4.1 ve 4.2 'de -30 ° C evaporatör sıcaklığı (evaporatör basıncı  $P_e=14,28$  bar) ve değişik gaz soğutucu basınçlarında, ara kademe basıncı ( $P_3$ ) ve COP (soğutma performans katsayısı) değerinin değişimleri görülmektedir. Hem expander(genleşme türbini) kullanılan, hem de kısma valfi kullanılan çevrimlere bakıldığında, sistemlerin COP katsayılarında expander kullanılan çevrimin daha performanslı olduğu, ayrıca her çevrim için artan gaz soğutucu basıncıyla aynı evaporatör sıcaklıkları için COP değerinin düştüğü görülmektedir.



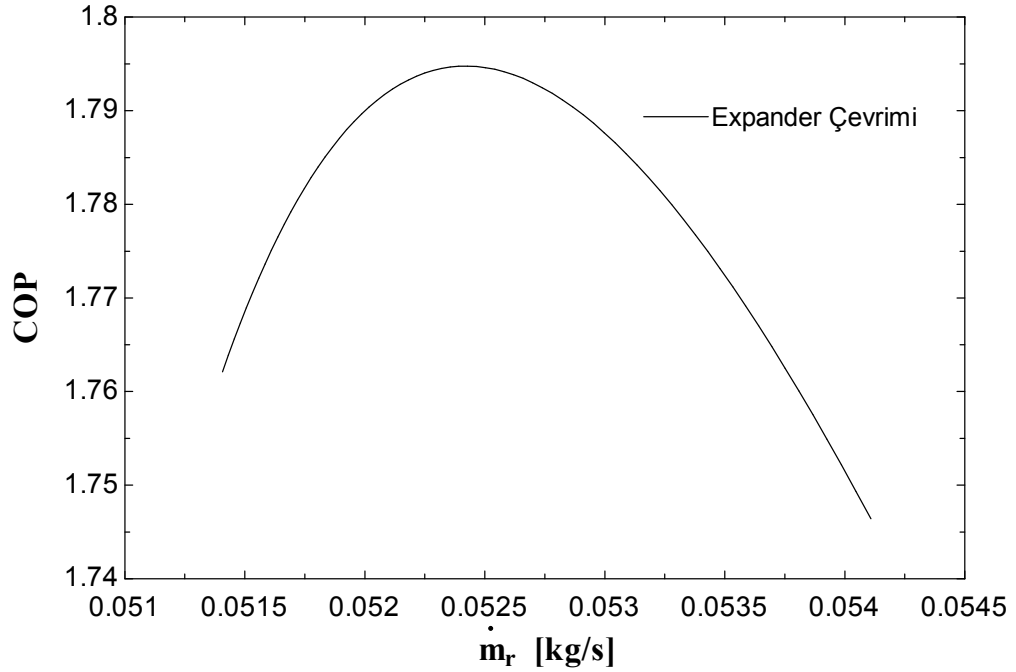
Şekil. 4.1. Expander kullanılan soğutma çevriminde değişik gaz soğutucu basınçları için, ara kademe basıncıyla COP değerinin değişimi

Şekil 4.1 ve 4.2 için dikkat edilmesi gereken bir nokta da her iki çevrimde değişik gaz soğutucu basıncı ( $P_{gs}=P_5$ ) değerlerinde, COP değerinin belirli bir ara kademe basıncının değerinde en yüksek yani maksimum değere ulaştığı, bunun da optimum basınç değeri olduğu görülmüştür.

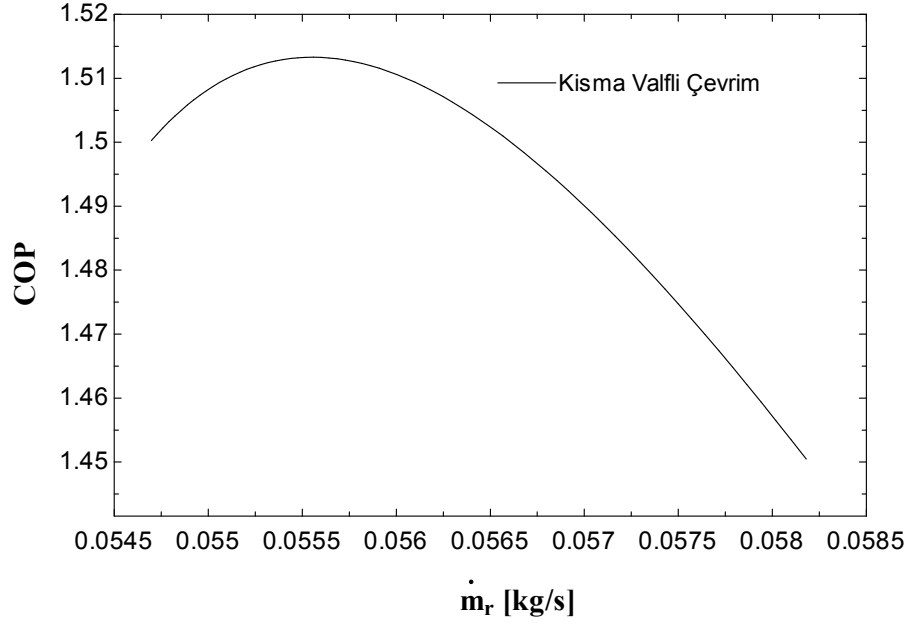


Şekil. 4.2. Kısmi valfi kullanılan soğutma çevriminde değişik gaz soğutucu basınçları için, ara kademe basıncıyla COP değerinin değişimi

Bu grafiklerde hem expander kullanılan çevrim, hem de genişleme valfi kullanılan çevrimde 1. ve 2. kademe kompresörlerinin verimleri % 84 olarak hesaplanmıştır.

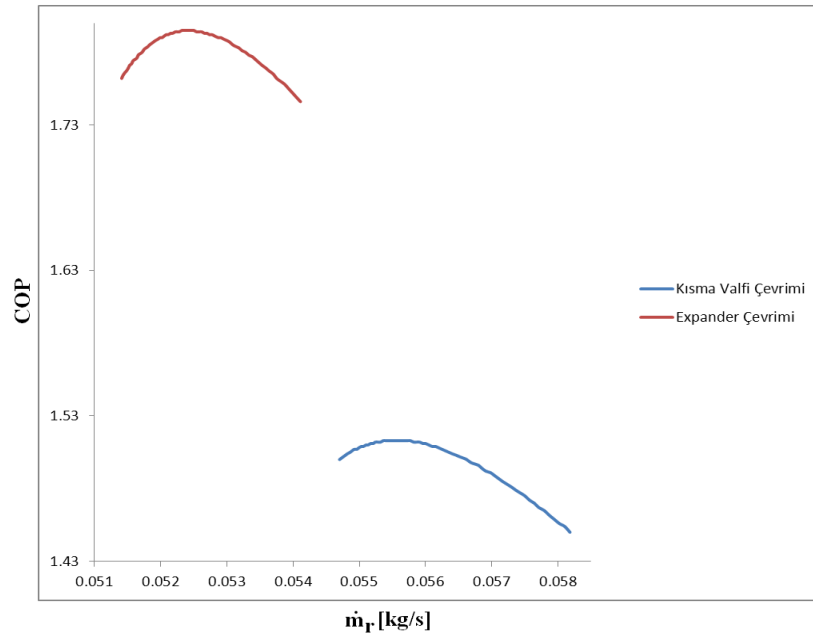


Şekil. 4.3. Expander kullanılan soğutma çevriminde değişik debi değerleri ile COP değerinin değişimi



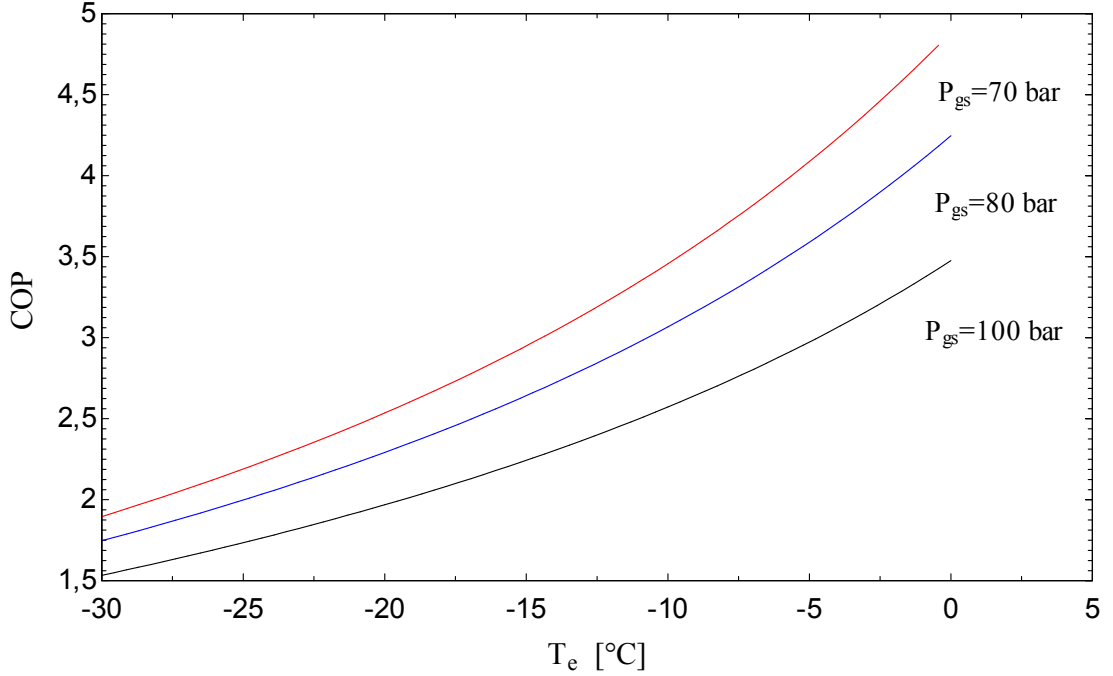
Şekil. 4.4. Kısma valfi kullanılan soğutma çevriminde değişik debi değerleri ile COP değerinin değişimi.

Şekil 4.3 ve 4.4 incelendiğinde ise kısma expander kullanılan çevrimde, değişik debi değerleri için COP değerlerinin daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu iki grafiğin karşılaştırılması sonucu elde edilen grafik literatürdeki çalışmalarla uyumludur (Özgür vd.,2008, Robinson and Groll, 1998).



Şekil. 4.5. Expander ve kısma valfi kullanılan soğutma çevrimlerinde değişik debi değerleri ile COP değerinin değişimi.

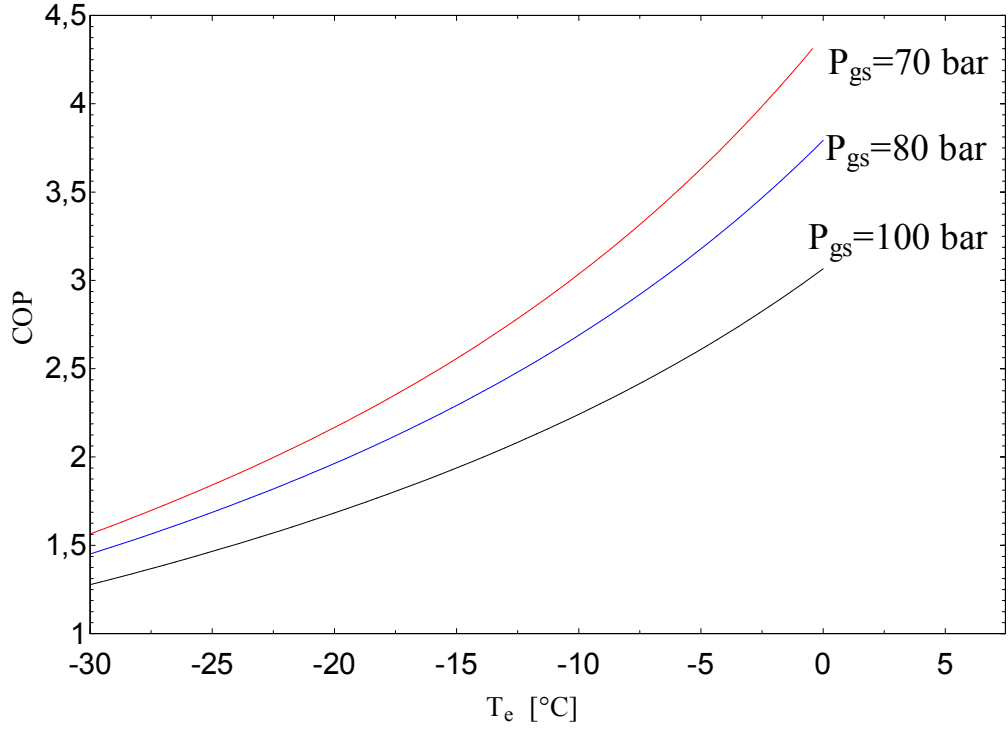
Şekil 4.5 incelendiğinde expander kullanılan çevrimin COP değerlerinin daha yüksek olduğu ve daha az akışkan debisiyle daha etkin soğutma yapıldığı görülmektedir.



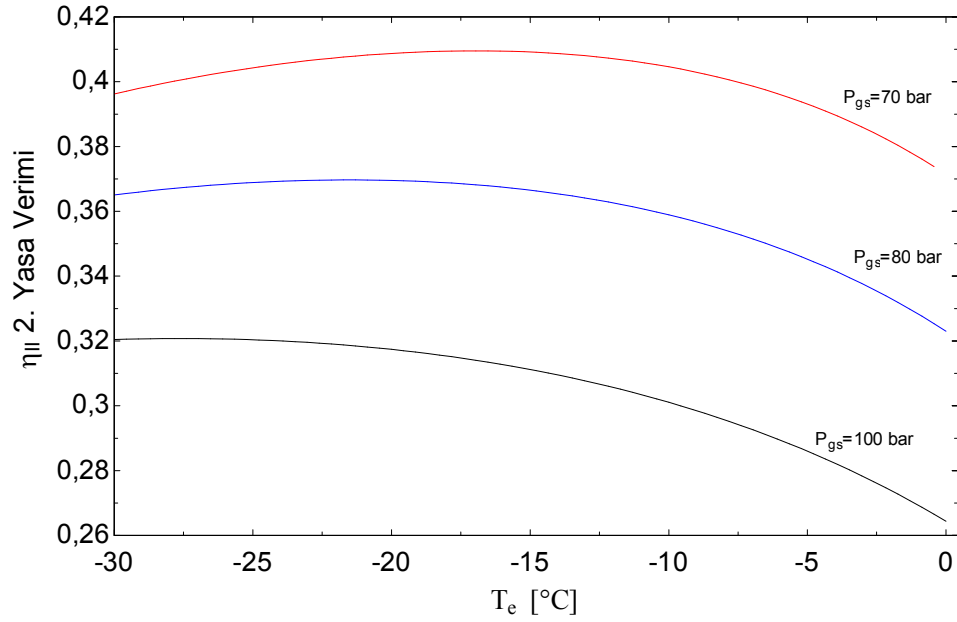
Şekil. 4.6. Expander kullanılan soğutma çevriminde değişik evaporatör sıcaklıklarının sabit gaz soğutucu basıncı değerlerinde COP değerinin değişimi.

Değişik evaporatör sıcaklıklarında sabit gaz soğutucu basınçlarında COP değerinin değişimleri ise Şekil 4.6'da verilmiştir. Expander kullanılan soğutma çevriminde, evaporatör sıcaklığı arttıkça COP değeri yükselmekte, ancak artan gaz soğutucu basınçlarıyla COP değerinin düştüğü görülmektedir. Bu değerler de literatürdeki değerlerle uyumludur (Robinson and Groll, 1997).

Şekil 4.7'de ise kısma valfi kullanılan sistemde, yine evaporatör sıcaklığı ile COP değerlerinin değişimi görülmektedir. Bu grafikte COP değerleri, expander kullanılan sistemin değerlerine göre daha düşüktür. Yine aynı şekilde evaporatör sıcaklığı arttıkça COP değeri yükselmekte, ancak artan gaz soğutucu basınçlarıyla COP değerinin düştüğü görülmektedir.



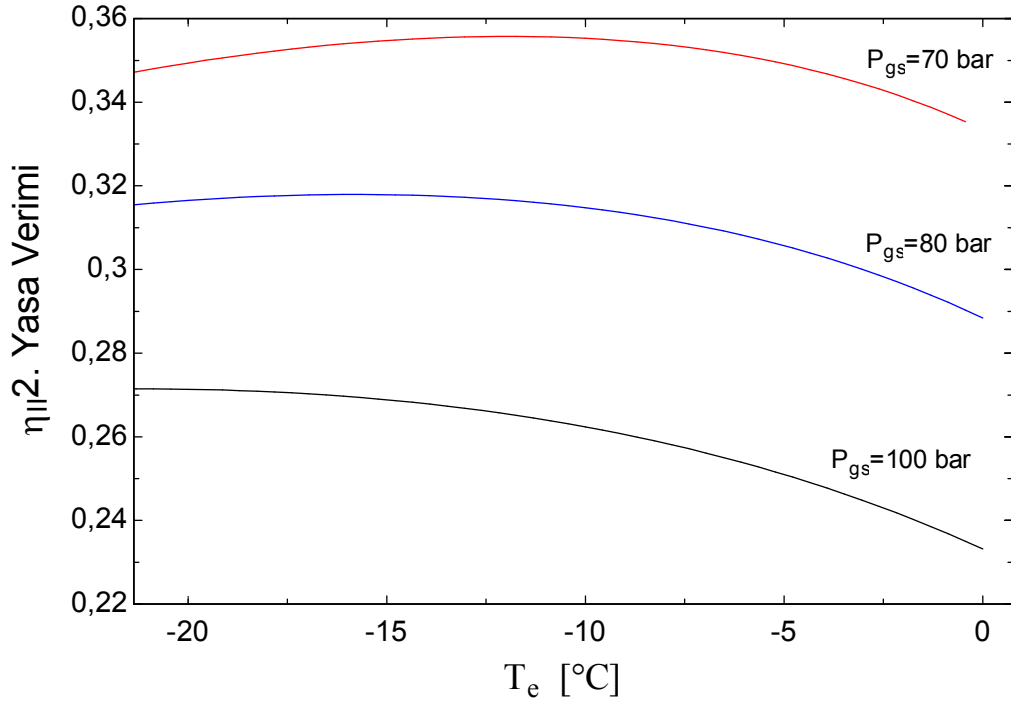
Şekil. 4.7. Kısma valfi kullanılan soğutma çevriminde değişik evaporatör sıcaklıklarının sabit gaz soğutucu basıncı değerlerinde COP değerinin değişimi



Şekil. 4.8. Expander kullanılan soğutma çevriminde değişik evaporatör sıcaklıklarının sabit gaz soğutucu basıncı değerlerinde 2. yasa veriminin değişimi

Şekil 4.8 incelendiğinde sabit gaz soğutucu değerlerinde, değişik evaporatör sıcaklıklarında 2. yasa veriminin değişimi görülmektedir. Değişik gaz soğutucu basınçlarından 70 bar değeri ele alındığında, -18 °C evaporatör sıcaklığı değerinde

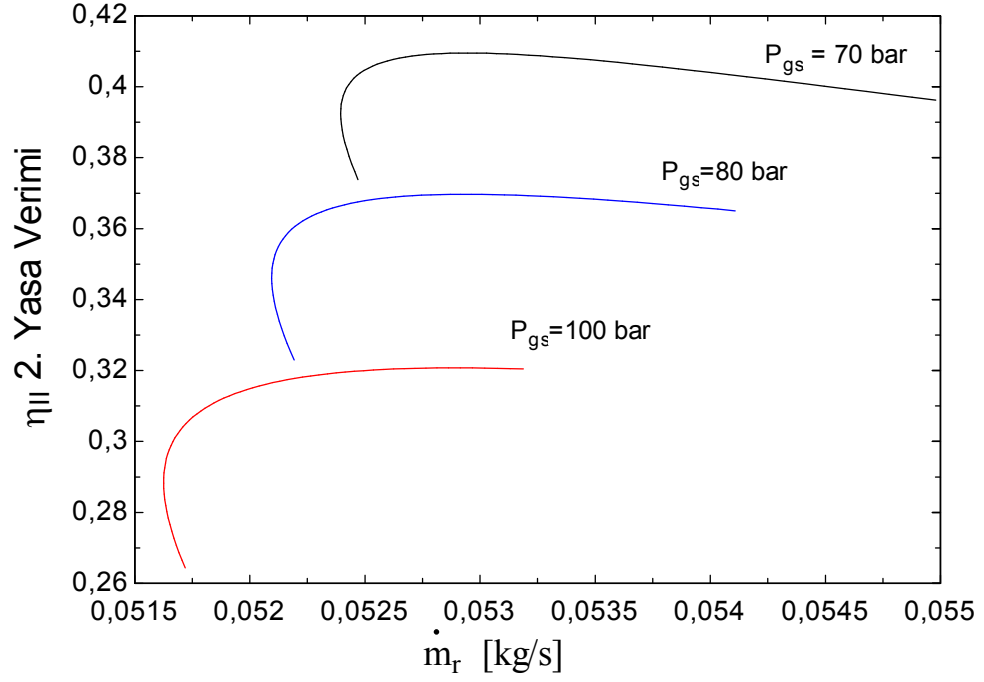
2. yasa veriminin en yüksek olduğu görülmektedir. Bu değerinde optimum çalışma koşulları sağlanıyor demektir. Artan evaporatör sıcaklıkları ile 2. yasa verimi belirli bir değere kadar yükselmekte (optimum nokta), daha sonra ise düşme göstermektedir. Aynı zamanda artan gaz soğutucu basıncıyla 2. Yasa verimi düşmektedir. Bu grafikte bulunan değerlerin de literatürle uyumlu olduğu görülmüştür (Yang et al., 2007).



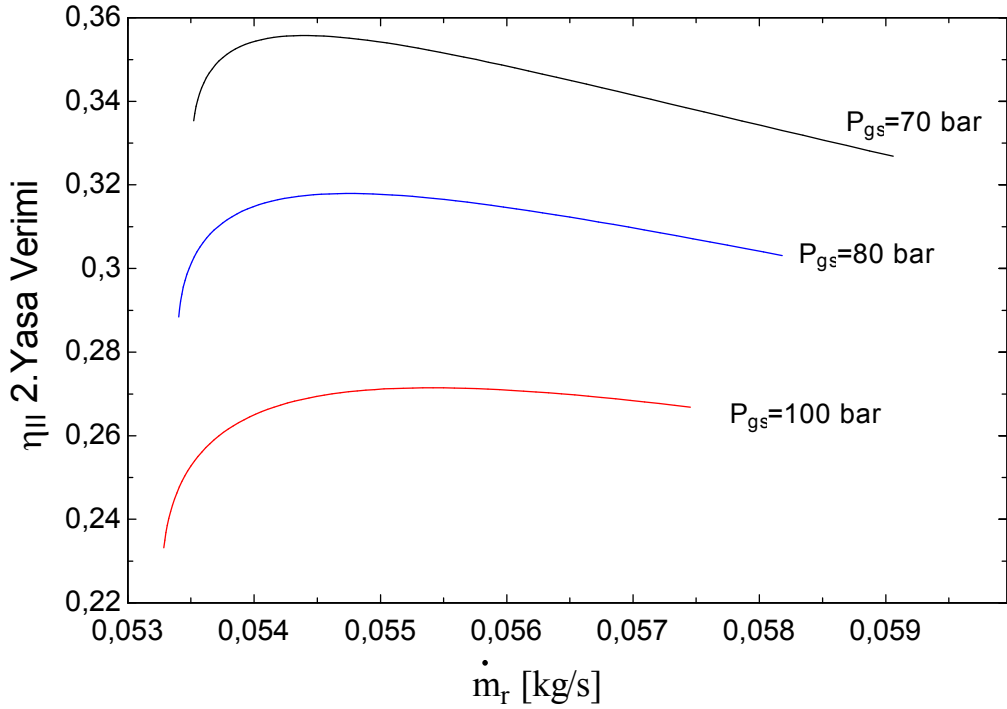
Şekil. 4.9. Kısmi valfi kullanılan kullanılan soğutma çevriminde değişik evaporatör sıcaklıklarının sabit gaz soğutucu basıncı değerlerinde 2. yasa veriminin değişimi.

Şekil 4.9’da kısmi valfi kullanılan sabit gaz soğutucu değerlerinde, değişik evaporatör sıcaklıklarında 2. yasa veriminin değişimi görülmektedir. Yine bu grafikte de artan gaz soğutucu basıncıyla 2. yasa veriminin düşmekte olduğu görülmektedir. Artan evaporatör sıcaklıkları ile 2. yasa verimi belirli bir değere kadar yükselmekte (optimum nokta), daha sonra ise düşme göstermektedir. 70 barlık gaz soğutucu basıncı dikkate alındığında, -7°C evaporatör sıcaklığı değerinde 2. yasa veriminin en yüksek olduğu görülmektedir. Ve bu noktanın da optimum çalışma noktası olduğu söylenebilir.



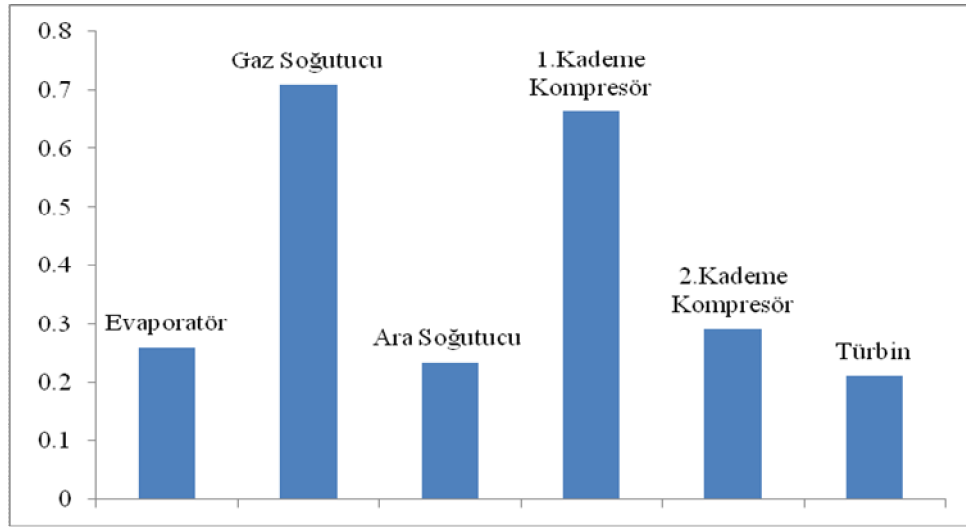


Şekil. 4.10. Expander kullanılan soğutma çevriminde değişik debilerde sabit gaz soğutucu basıncı değerlerinde 2. yasa veriminin değişimi.

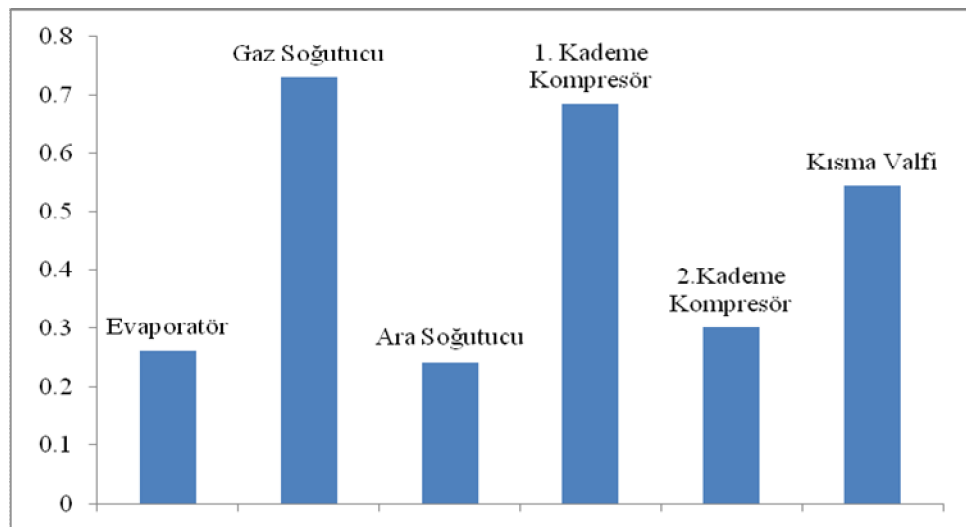


Şekil. 4.11. Kısmi valfi kullanılan soğutma çevriminde değişik debilerde sabit gaz soğutucu basıncı değerlerinde 2. yasa veriminin değişimi.

Şekil 4. 10 ve 4.11 sabit gaz soğutucu değerlerinde debi ile 2. yasa verimlerinin değişimini göstermektedir. Her iki şekilde de 2. yasa veriminin belirli debi artışıyla ilk olarak arttığı daha sonra ise, azaldığı görülmektedir. Her iki şekilde de, 2 yasanın en yüksek olduğu debi değerleri optimum akışkan debileri olarak tanımlanabilir ve sistemlerin çalışması bu debilerde en verimli olarak değerlendirilebilir. Ayrıca artan gaz soğutucu basınçları ile 2. yasa veriminin her iki sistem için de düştüğü görülmektedir.

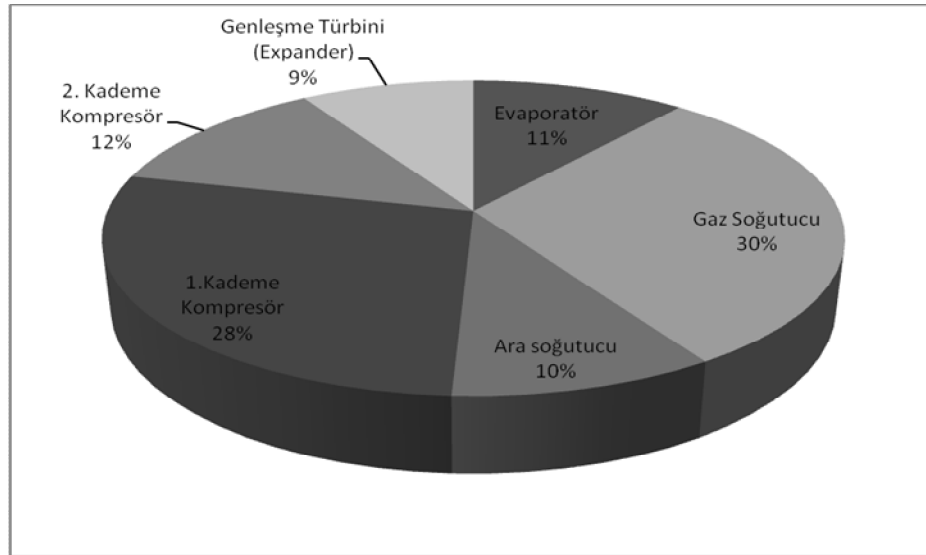


Şekil. 4.12. Expander kullanılan soğutma çevriminde 100 bar sabit gaz soğutucu basıncı değerinde sistem bileşenlerinin tersinmezliklerin değişimi.

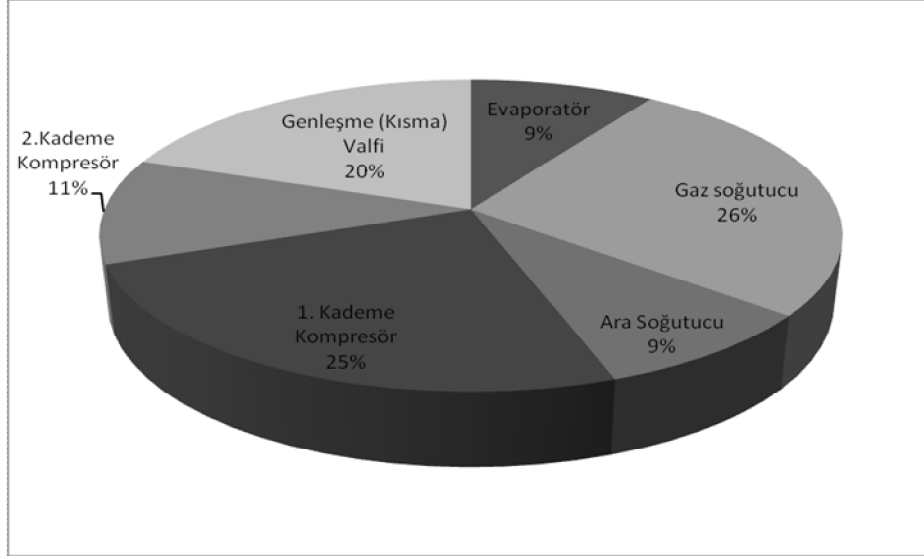


Şekil. 4.13. Kısmi valfi kullanılan soğutma çevriminde 100 bar sabit gaz soğutucu basıncı değerinde sistem bileşenlerinin tersinmezliklerin değişimi.

Şekil 4.12 ve 4.13 sırasıyla genişleme türbinli (expander kullanılan) ve kısma valfli çevrim için, her bir çevrim bileşeninin tersinmezliklerini(ekserji yıkımlarını) göstermektedir. Gaz soğutucu elemanı her iki çevrim için, yıkımın en fazla olduğu kısımdır. Genleşme türbinli çevrimde bu değer 0,70 kW değerindeyken, kısma valfli çevrimde ise 0,73 kW olup, daha fazladır. Kısma valfi ise 0,54 kW mertebesindedir. Bununla birlikte, genişleme türbinli çevrimde genişleme türbini 0,21 kW'lık bir ekserji yıkımına sahip olup, aynı koşullar altında kısma valfinin % 38'i kadar bir tersinmezlik değerindedir. Yüksek verimli türbinlerle ekserji yıkım değeri azaltılabilir. Evaporatör ve kompresörlerin ekserji yıkımları her iki çevrim için de hemen hemen aynıdır. Genleşme türbinli çevrim için 0,261 kW evaporatör ekserji yıkımı değerine karşılık, kısma valfli çevrim için ise 0,2607 kW değerindedir. Genleşme valfli /expander kullanılan çevrim için 1. ve 2. Kompresörlerin ekserji yıkımları sırasıyla 0,664 kW ve 0,292 kW iken, kısma valfli çevrimde bu değerler 0,684 kW ve 0,301 kW'tır. Şekil 4.14 ve 4.15'de sırasıyla her iki çevrim için bileşenlerin ekserji yıkımları, yüzdeler dilimler şeklinde görülmektedir.



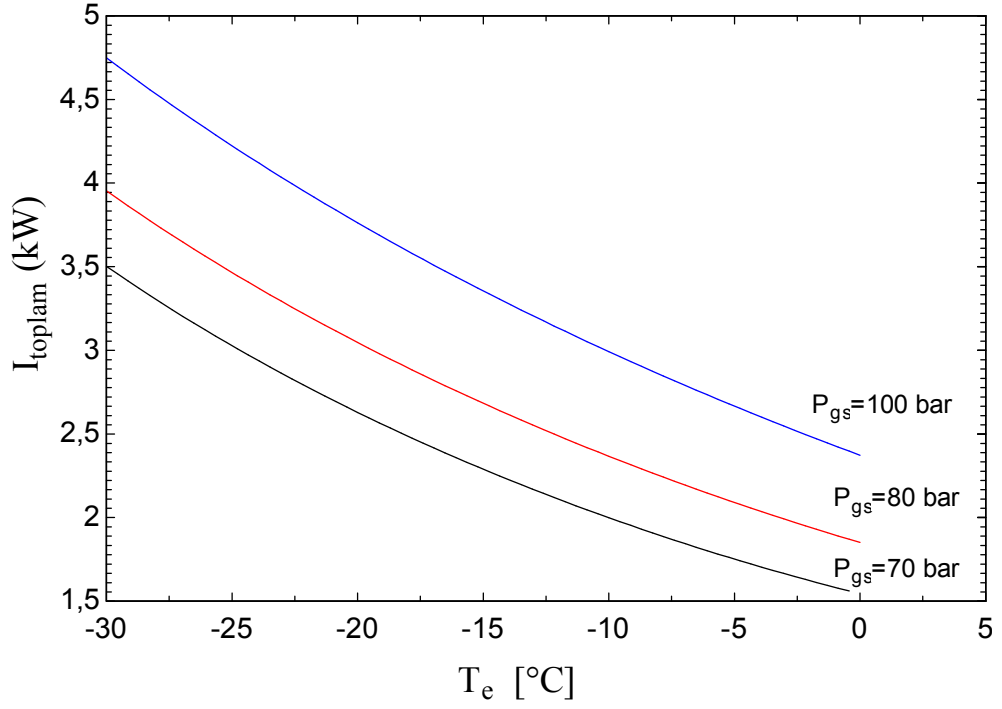
Şekil. 4.14. Expander (genleşme türbini) kullanılan soğutma çevriminde sistem bileşenlerinin tersinmezliklerin yüzde değerleri cinsinden gösterimi



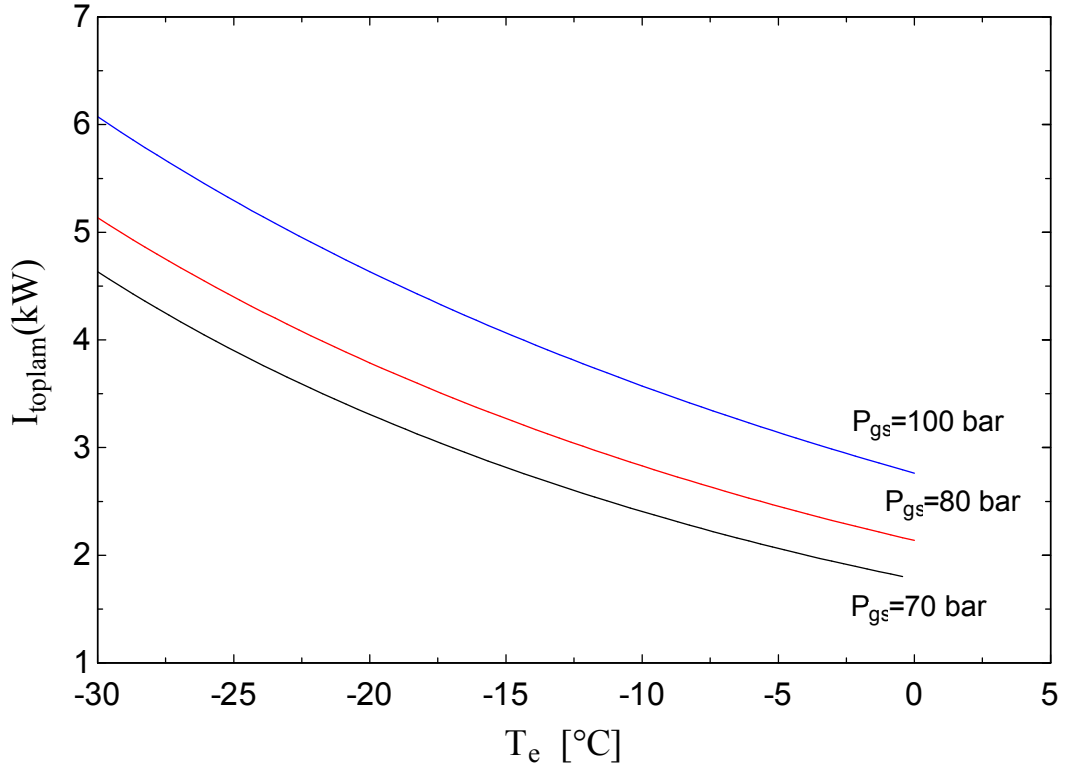
Şekil. 4.15. Genleşme valfi kullanılan soğutma çevriminde sistem bileşenlerinin tersinmezliklerin yüzde değerleri cinsinden gösterimi.

Şekil 4.14 incelendiğinde expander (genleşme türbini) kullanılan sistemde genleşme türbininin tersinmezlik değerinin yüzde olarak sistem bileşenlerinin hepsinden daha az olduğu ve % 9 mertebesinde olduğu görülmektedir. Şekil 15’te ise aynı şartlar altında genleşme (kısma) valfinin % 20 gibi çok yüksek rakamlara ulaştığı görülmüştür. Ekserji yıkımı yüzdesi genleşme türbinine göre çok yüksek mertebededir.

Şekil 4.16 ve 4.17’de ise değişik gaz soğutucu basınçlarında toplam tersinmezliklerin evaporatör sıcaklıkları ile değişimi görülmektedir. Her iki çevrimde de artan gaz soğutucu basıncı ile toplam tersinmezliklerin arttığı, azalan gaz soğutucu basıncı değerlerinde ise tersinmezliklerin düştüğü görülmüştür. Genleşme türbini kullanılan çevrimdeki tersinmezlikler, aynı şartlarda genleşme (kısma) valfi kullanılan çevrime göre daha azdır. Bu da çevrimde genleşme türbini (expander) kullanımının sistemin tersinmezlikleri (ya da ekserji yıkımı) üzerindeki olumlu etkisini gözler önüne sermektedir.



Şekil. 4.16. Expander kullanılan soğutma çevriminde değişik gaz soğutucu basıncında toplam tersinmezliklerin evaporatör sıcaklığıyla değişimi.



Şekil. 4.17. Kısma valfi kullanılan soğutma çevriminde değişik gaz soğutucu basıncında toplam tersinmezliklerin evaporatör sıcaklığıyla değişimi.

## 5. SONUÇ

Bu çalışmada, CO<sub>2</sub>'in genişleme valfi ve genişleme türbininde kısıldığı kritik üstü CO<sub>2</sub> çevrimlerinin ekserjetik analizleri sunulmuştur. Toplam tersinmezliğin optimum gaz soğutucu basıncında en düşük olarak elde edildiği gözlemlenmiştir. Farklı işletme şartları için ilk olarak bir bilgisayar modeli geliştirilmiş daha sonra COP ve ekserjetik verim üzerinden değerlendirmeler yapılmıştır. Aynı zamanda, bileşen seviyesindeki tersinmezlik analizleri de yapılmıştır.

Bu çalışmada yapılan tüm analizlerde, CO<sub>2</sub>-li çift kademeli bir soğutma çevriminde genişleme ya da kısma valfi yerine, genişleme türbini kullanımının; COP (soğutma performans katsayısı) ve 2. yasa verimi ( $\eta_{II}$ ) için artma, sistem toplam tersinmezlikleri (ya da ekserji yıkımı) üzerinde ise azalma sağladığı görülmüştür. Dolayısıyla genişleme türbini kullanımı sistem için termodinamik açıdan olumlu etki oluşturmaktadır. Genişleme türbini kullanılan çevrimdeki tersinmezlikler, aynı şartlarda kısma valfi kullanılan çevrime göre daha azdır. Bu da çevrimde genişleme türbini kullanımının sistemin tersinmezlikleri (ekserji yıkımı) üzerindeki etkisini göstermektedir. Genişleme türbininin kullanılmasıyla sistem bileşenlerinin hepsinde tersinmezlikler azalmış, buna paralel olarak sistem toplam tersinmezliğinin de azaldığı görülmüştür.

Soğutma ve ısı pompası sistemlerinde CO<sub>2</sub>'in soğutkan olarak kullanımı, HCFC ve HFC'lerin sızıntısından kaynaklanan sera etkisinin azalmasında bir çözüm olabilir. Fakat bu sistemlerin 1. yasa ve 2. yasa verimleri artırılmalıdır. Son yıllarda literatürde de bu konuda artmış çalışmalar mevcuttur. CO<sub>2</sub>'in fazı, genişleme cihazında kızgın buhardan doymuş sıvı-buhar karışımına kadar değişmektedir. Bundan dolayı, daha yüksek malzeme ömrüne sahip yüksek verimli genişleme türbinleri gereklidir. Geliştirme çabaları, yüksek sistem verimleri elde edebilmek için bu ekipmanlar üzerine odaklanmalıdır.

Tüm bu veriler ışığında, yapılan enerji ve ekserji analizleri sonuçlarına göre; genişleme türbini kullanımının CO<sub>2</sub>'li bir sistemde kısma (genişleme) valfine göre

enerji potansiyeli açısından daha iyi performans sergilediği görölmüştür. Enerji potansiyeli açısından incelendiğinde basit bir yaklaşımla mali açıdan da elektrik sarfiyatından tasarruf edilebileceği görölmektedir.

## 6. KAYNAKLAR

- Akbulut, A., 2006. Güneş, Hava ve Toprak Enerjisi Kaynaklı Isı Pompalarının Deneysel Olarak Araştırılması ve Performans Katsayılarının Belirlenmesi. Enerji Teknolojileri ve Mekanik Tesisat Dergisi, 129, 13-18.
- ASHRAE, 1997. Ashrae Temel el Kitabı (Fundamentals) Bölüm 17, Soğutucu Akışkanların Özellikleri. Tesisat Mühendisleri Derneği Teknik Yayınlar, 2, 87s. Ankara.
- ASHRAE Handbook-Refrigeration (SI), 2006.
- Bayrakçı, H.C., Özgür, A.E., Akdağ, A.E., 2009. Aynı Soğutma Yüğü İçin CO<sub>2</sub>'li Isı Pompalarının Enerji Sarfiyatlarının Karşılaştırılması. IX.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 33-38.
- Bock Kompresör Teknik Dökümanları, 2010.
- Brasz, 2001: US Patent 6,185, 956.
- Bulgurcu, H., Kon, O., İlten, N., 2007. Soğutucu Akışkanların Çevresel Etkileri ile İlgili Yeni Yasal Düzenlemeler ve Hedefler. VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 915-929.
- Cecchinato, L., Corradi, M., 2011. Transcritical Carbon Dioxide Small Commercial Cooling Applications Analysis. International Journal of Refrigeration, 34, 40-49.
- Christensen, K.G., Bertelsen P., 2004. Refrigeration Systems in Supermarkets with Propane and CO<sub>2</sub>—Energy Consumption and Economy, Journal of EcoLibrium, Cilt: February, 26–32.
- Classification of Refrigerants, International Institute of Refrigeration, 2001.
- Danfoss Teknik Dökümanları, 2010.
- Danfoss Refrigeration and Air Conditioning Division, CO<sub>2</sub> Refrigerant for Industrial Refrigeration, Danfoss A/S (RA Marketing/MWA), DKRCL.PZ.000.C1.02 / 520H2242, September 2007.
- Danfoss Refrigeration and Air Conditioning Division, Food Retail CO<sub>2</sub> Refrigeration Systems, Danfoss A/S (RA Marketing/MWA), DKRCE.PA.R1.A1.02 / 520H3371, February 2009.
- Fartaj, A., Ting, D.S.K., Yang, W.W, 2004. “Second law analysis of the transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle”, Energy Conversion and Management, 2269-2291.
- Friterm A.Ş. Teknik Dökümanları, 2009.



- Groll, E.A, Kim, J.H., 2007. Review of Recent Advances Toward Transcritical CO<sub>2</sub> Cycle Technology, HVAC&R Research, 13(3), 499–520.
- IIR 15th Informatory Note on Refrigerants, February 2000.
- Kasap F., Acül H., Canbaz H., Erbil S., 2011. R744 (CO<sub>2</sub>) Soğutucu Akışkanlı Soğutma Sistemleri, Kanatlı Borulu R744 (CO<sub>2</sub>) Evaporatör ve Gaz Soğutucu Tasarım Esasları. X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi.
- Kauf, F., 1999. Determination of The Optimum High Pressure For Transcritical CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle. International Journal of Therm. Sci., 38, 325-330.
- Kim, H.M., Pettersen, J., Bullard, C.W., 2004. Fundamental Process and System Design Issues In CO<sub>2</sub> Vapor Compression Systems, Progress in Energy and Combustion Science, 30, 119-174.
- Lemmon, E. W., Huber, M. L., Mclinden, M. O., 2007. NIST Standard Reference Database 23, Version 8.0, Physical and Chemical Properties Division (Software).
- Nagata, H., Kakuda, M., Sekiya, S., Shimoji, M., Koda, T., 2009. Development Of A Scroll Expander For The CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Tokyo, Japan, 771-783.
- Neksa, P., 2004. CO<sub>2</sub> as the refrigerant for systems in transcritical operation principles and technology status-part I”, Natural Refrigerants Conference AIRAH’s 2004, Cilt: 3, No: 8, 28-33, Sydney.
- Özgür, A.E., 2008. Değişik Gaz Soğutucu Çıkış Sıcaklıkları ve Basınçları için Bir CO<sub>2</sub> Soğutkanlı Mobil Klimanın Performansının İncelenmesi. J. of Fac. Eng. Arch. Gazi Univ, 23(1), 181-185.
- Özgür, A.E., Bayrakçı, H.C., 2008. Second Law Analysis of Two-Stage Compression Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pump Cycle, Int. J. of Energy Research 32, 1202-1209.
- Özkol, N., 1999. Uygulamalı Soğutma Tekniği. TMMOB Makine Mühendisleri Odası Yayın No: 115, Ankara.
- Pearson A., 2005. Carbon Dioxide—New Uses for an Old Refrigerant. International Journal of Refrigeration, 28, 1140-1148.
- Robinson, D.,M., Groll, E.A., 1998. Efficiencies of Transcritical CO<sub>2</sub> Cycles With And Without An Expansion Turbine, Int. J. of Refrigeration, 21(7), 577-589.

- Sarkar, J., Bhattacharyya, S., Ramgopal, M., 2004. Optimization of a Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications. *International Journal of Refrigeration*, 27, 830-839.
- Stosic, N., Smith, I.K., and Kovacevic, A., 2002. Centre for Positive Displacement Compressor Technology City University, London, EC1V 0HB, U.K., 1-8.
- The Danfoss CO<sub>2</sub> Gas Cooler Solution, 2008.
- Thermophysical Properties R744, International Institute of Refrigeration, 2003.
- [www.cartage.org.lb/en/themes/sciences/physics/thermodynamics/basicthermodynamics/Refrigeration/Refrigeration.htm](http://www.cartage.org.lb/en/themes/sciences/physics/thermodynamics/basicthermodynamics/Refrigeration/Refrigeration.htm). Erişim tarihi: 2010.
- [www.simple-one-stage-co2-cycle.software.informer.com](http://www.simple-one-stage-co2-cycle.software.informer.com). Erişim tarihi: 2010.
- Yalçın, A. Z., 2009. Küresel Çevre Politikalarının Küresel Kamusal Mallar Perspektifinden Değerlendirilmesi. *Balıkesir Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi*, Cilt 12, Sayı 21, ss.288-309.
- Yang, J.L., Ma, Y.T., Li, M.X., 2005. Exergy Analysis of Transcritical Carbon Dioxide Refrigeration Cycle With an Expander. *Energy*; 30(7), 1162–1175.
- Yang, J.L., Mab, Y.T., Liub, S.C., 2007. Performance Investigation of Transcritical Carbon Dioxide Two-Stage Compression Cycle with Expander. *Energy* 32, 237–245.
- Zimmermann, A., 2010. “Carbon Dioxide as the Refrigerant in Supermarket, CO<sub>2</sub> Compressors”, 10th Short Course in Supermarket Refrigeration, 9-10.

## ÖZGEÇMİŞ

**Adı Soyadı :** Abdullah ALAN  
**Doğum Yeri ve Yılı:** Senirkent/ 1978  
**Medeni Hali :** Evli  
**Yabancı Dili :** İngilizce



### **Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)**

**Lise :** Isparta Şehit Ali İhsan Kalmaz Lisesi 1995

**Lisans :** S.D.Ü. Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü, Tesisat Öğretmenliği 2001

**Yüksek Lisans :** S.D.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı 2001-

**Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl:** S.D.Ü. Senirkent Meslek Yüksekokulu 2003-

### **Yayınları (SCI ve diğer makaleler)**

Alan, A., Bayrakçı, H.C., Delikanlı, K., 2005. Kapalı Yüzme Havuzlarında Havalandırma. Tesisat Mühendisliği Dergisi, TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayını, Sayı:87 (Eylül 2005), sayfa 21-26

Alan, A., Bayrakçı, H.C., Özgür, A.E., 2005. Akışkanlar Mekaniği ve İklimlendirme Sistemlerinde Sonlu Elemanlar Metodunun Uygulanması. Teknolojik Araştırmalar Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi (MTED), Cilt:2, Sayı:1, 49-54.