

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SOĞUTUCU AKIŞKAN OLARAK KARBONDİOKSİT KULLANILAN
TRANSKRİTİK ÇEVİRİMLERİN
SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

ORKAN KURTULUŞ

**DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. HASAN A. HEPERKAN**

İSTANBUL, 2011

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SOĞUTUCU AKIŞKAN OLARAK KARBONDİOKSİT KULLANAN TRANSKRİTİK
ÇEVİRİMLERİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

Orkan KURTULUŞ tarafından hazırlanan tez çalışması 30.06.2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Hasan A. HEPERKAN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hasan A. HEPERKAN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Oktay ÖZCAN

Bahçeşehir Üniversitesi

Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ

İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Galip TEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi

Yard. Doç. Dr. Ebru MANÇUHAN

Marmara Üniversitesi

Bu çalışma, Yıldız Teknik Üniversitesi ve Arçelik A.Ş.'nin ortak çalışması sonucu Sanayi ve Ticaret Bakanlığı'nın 00238.STZ.2008-1 numaralı SAN-TEZ projesi ile desteklenmiştir.

ÖNSÖZ

Bu doktora çalışmasında CO₂ ile çalışan transkritik bir soğutma çevriminde kompresörün sağlamış olduğu soğutma kapasitesi ve elektrik gücünün ölçümü için bir performans deney düzeneği oluşturulmuş. Elde edilen deney verileri ile sıcaklık ve basınca göre genel bir model elde edilmiştir.

Bu doktora tez çalışması olanağını sağlayan, çalışmaya yön veren, teorik ve deneysel bilgi ve tecrübesini paylaşılarak çalışmamı yöneten, değerli hocam Sayın Prof. Dr. Hasan A. HEPERKAN'a teşekkürlerimi sunarım. Çalışmamın farklı aşamalarında verdikleri bilgi ve önerileri ile çalışmama destek olan Prof. Dr. Oktay ÖZCAN, Prof. Dr. Feridun ÖZGÜÇ'e teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışması, Sanayi ve Üniversite işbirliği desteği kapsamında ele alınan 00238.STZ.2008-1 referans numaralı "Soğutucu akışkan olarak karbon dioksit kullanan transkritik çevrimlerin sayısal ve deneysel incelenmesi" başlıklı SAN-TEZ Projesi ile Sanayi ve Ticaret Bakanlığı tarafından desteklenmiştir. Bana bu konuda çalışma sağlayan Sanayi Bakanlığı ve projenin teknik takibini gerçekleştiren Sanayi Bakanlığından Ertuğrul KALINBAÇOĞLU'na teşekkürlerimi borç bilirim.

Desteklerini esirgemeyen, her türlü problemimde gece gündüz her zaman yanımda olan ve her aşamada yardımcı olan, aynı zamanda bu proje ekibi bünyesinde araştırmacı olarak görev yapan Sayın Dr. Burak OLGUN'a ayrıca teşekkürlerimi sunarım.

Proje çalışmamıza destek olan Sanayi Kuruluşu Arçelik A.Ş.'ye, Projenin her aşamasında teknik ve teorik olarak yardımlarını eksik etmeyen Ar-Ge birimi Termodinamik ailesi yöneticisi Sayın Dr. Emre OĞUZ'a, Deney düzeneğinin kurulumu esnasında Teknik konularda yardımlarını esirgemeyen Uzman Teknisyen Sayın Fikri ÇAVUŞOĞLU'na teşekkürlerimi sunarım.

Kompresör deney düzeneğinin kurulumunda tesisatın hazırlanmasında büyük yardımları olan başta BEKA Makina Yöneticisi Sayın Behzat HAMZA olmak üzere BEKA Makina çalışanlarına teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca zor anlarımda maddi manevi desteklerini hiçbir zaman üzerimden eksik etmeden, her zaman yanımda olan, büyük özveride bulunarak beni yetiştiren ve bu günlere gelmemi sağlayan, aileme en içten şükranlarımı sunarım.

Mayıs, 2011

Orkan KURTULUŞ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	ix
KISALTMA LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xii
ÇİZELGE LİSTESİ	xiv
ÖZET	xvi
ABSTRACT.....	xviii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	
1.1 Literatür Özeti	1
1.1.1 Evsel Boyutlarda Kullanım	1
1.1.1.1 Buzdolabı.....	2
1.1.1.2 Küçük Boyuttaki Klima Uygulamaları	11
1.1.2 Ticari Boyutlarda Kullanım	24
1.1.2.1 Endüstriyel Uygulamaları	24
1.1.2.2 Endüstriyel Tıp Gıda Soğutucular	27
1.1.3 Mobil Kullanım	29
1.2 Tezin Amacı	31
1.2.1 Soğutucu Akışkanlar ve Küresel Etkileri	32
1.2.2 Ozon Tahribatı (ODP)	35
1.2.3 Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	36
1.2.4 Soğutucu Akışkanların Kullanılabilirliği İle İlgili Uluslararası Anlaşmalar Ve Bu Anlaşmalardan Doğan Yükümlülükler	37
1.2.4.1 Viyana Sözleşmesi	37
1.2.4.2 Montreal Protokolü.....	37
1.2.4.3 Kyoto Protokolü	38
1.2.4.4 Rio+10	38
1.2.4.5 Türkiye ve Montreal Protokolü	38
1.2.4.6 Türkiye’de Soğutucu Akışkanların Kullanımında Yasal Mevzuat.....	39

1.2.4.7	Kyoto Protokolünü imzalamayan ülkeler ve nedenleri.....	40
1.2.4.8	Kullanımı Sınırlandırılmış Akışkanlar	40
1.2.5	Yaygın Olarak Kullanılan Soğutucu Akışkanlar	41
1.2.5.1	Soğutucu Akışkan Olarak R22	43
1.2.5.2	Soğutucu Akışkan Olarak R134a.....	44
1.2.5.3	Soğutucu Akışkan Olarak R410a.....	45
1.2.5.4	Soğutucu Akışkan Olarak Karbon Dioksit	46
1.2.5.5	Soğutkanların Karşılaştırılması	48
1.3	Hipotez	50
BÖLÜM 2		
SOĞUTKAN OLARAK CO ₂ KULLANILAN SOĞUTMA TESİSATLARI VE BİLEŞENLERİ		54
2.1	Tesisatların Genel Özellikleri.....	54
2.2	Kompresör.....	55
2.3	Genleşme Vanası.....	57
2.4	Kılcal Boru (Kapiler).....	57
2.5	Gaz Soğutucu (Kondenser).....	57
2.6	Evaporatör	58
BÖLÜM 3		
KOMPRESÖR PERFORMANS DENEY DÜZENEĞİ		59
3.1	Kompresör Performans Deney Düzeneği	59
3.2	Kompresör Performans Deney Düzeneği Kurulması ve Bileşenleri	61
3.2.1	Kalorimetre Kabini	62
3.2.2	Isı Değiştiriciler (Gaz Soğutucu/I-Tüpü)	67
3.2.3	Chiller	70
3.2.4	Soğutma suyu deposu (2 pompalı)	70
3.2.5	Su şartlandırma Havuzu	70
3.2.6	Aşırı Soğutucu/Subcooler (2 adet)	71
3.2.7	Hava/su Isı değiştiricileri (2 adet)	71
3.2.8	Sıvı aküsü.....	71
3.2.9	Debimetre	72
3.2.10	Isıl çiftler.....	72
3.2.11	Elektrik panosu ve otomasyon sistemi	72
3.2.12	Kesme vanası	72
3.2.13	Kısılma vanası.....	73
3.3	Kompresör Performans Deney Düzeneği Kurulumu.....	73
3.4	Düzenek Üzerindeki Ölçüm Noktaları Ve Ölçüm Ekipmanları	74
3.5	Kompresör Performans Deney Düzeneği Ölçüm Bileşenleri ve Kalibrasyonları	75
3.5.1	Enerji analizörü	75
3.5.2	Debimetre	76
3.5.3	Sıcaklık Ölçümleri ve Kullanılan Ekipmanlar	77
3.5.3.1	Isıl çift	77
3.5.3.2	PT100.....	77

3.5.4	Basınç Ölçümü ve Kullanılan Ekipmanlar	77
3.6	Kontrol Parametreleri, Ölçümler ve Güvenlik.....	78
3.6.1	Kontrol Parametreleri	78
3.6.2	Ölçüm Belirsizlikleri.....	80
3.6.2.1	Belirsizlik Analizi Yöntemi	81
3.6.2.2	Belirsizliklerin Tespiti.....	81
3.6.2.3	Evaporatör Soğutma Gücü Deneyleri Hata Oranı	81
3.6.2.4	Kompresör Elektriksel Güç, Akım, Voltaj Hata Oranı	82
3.6.3	Ölçümler.....	83
3.6.4	Güvenlik	84
BÖLÜM 4		
DENEY SİSTEMİNİN HAZIRLIK TESTLERİ		86
4.1	Gaz Kaçak Testleri	86
4.2	Kompresör Performans Test Deney Düzeneği Devreye Alınması.....	87
BÖLÜM 5		
KOMPRESÖR PERFORMANS DENEYLERİ VE SONUÇLARI		89
5.1	Kompresör Çıkış basıncı 70 Bar için Yapılan Çalışmalar	92
5.1.1	Kompresör çıkış basıncı 70 bar / Evaporatör Sıcaklığı -10 °C (Evaporasyon basıncı 26,48 bar)	92
5.2	Kompresör Çıkış Basıncı 90 Bar için Yapılan Çalışmalar	94
5.2.1	Kompresör çıkış basıncı 90 bar / Evaporatör Sıcaklığı -10 °C (Evaporasyon basıncı 26,48 bar)	94
5.3	Kompresör Çıkış Basıncı 110 Bar için Yapılan Çalışmalar	96
5.3.1	Kompresör çıkış basıncı 110 bar / Evaporatör Sıcaklığı -10 °C (Evaporasyon basıncı 26,48 bar)	96
5.4	Test Sonuçları.....	97
BÖLÜM 6		
KOMPRESÖR PERFORMANSINA İLİŞKİN BİR MATEMATİK MODEL.....		100
6.1	Teorik Model.....	100
6.2	Matematiksel Model.....	101
6.3	Matematiksel Model ile Deneysel Verilerin Karşılaştırılması ve Doğrulama 103	
6.3.1	Farklı gaz soğutucu basıncı ve farklı evaporasyon sıcaklıklarının için Debi deney sonuçları.....	103
6.3.2	Farklı gaz soğutucu basıncı ve farklı evaporasyon sıcaklıkları için kompresör elektrik gücü sonuçları	104
6.3.3	Matematiksel Model ile Deneysel Verilerin Karşılaştırılması	105
BÖLÜM 7		
SONUÇ VE ÖNERİLER		108
7.1	Sonuçlar	108

7.2	Öneriler	111
7.2.1	Deneyssel çalışma hakkında öneriler	111
7.2.2	Doktora çalışması ve çalışma sonrası hakkında öneriler	111
KAYNAKLAR		113
ÖZGEÇMİŞ		116

SİMGE LİSTESİ

$\dot{m}$	Debi [kg/h]
$\dot{m}_{leak}$	Kaçak miktarı [kg/h]
R_{leak}	Sistemden kaçan debinin sisteme verilen toplam debiye oranı
$\eta_{vol,the}$	volümetrik verim
$\dot{V}_{cyl}$	Silindir hacmi [cm ³]
ρ_i	Akışkan özgül hacmi [kg/m ³]
P_{dis}	Kompresör çıkış basıncı [mPa]
P_{suc}	Kompresör emme basıncı[mPa]
C	Boşluk hacim oranı
h_i	Entalpi [kJ/kg]
h_{suc}	Kompresör giriş entalpisi [kJ/kg]
h_{cyl}	Kompresör silindir entalpisi[kJ/kg]
η_{mec}	Mekanik verim
η_{mot}	Motor verimi
W_{comp}	Kompresör işi
η_{isen}	İzentropik verim
$h_{cyl,o,i}$	Silindir çıkışı izentropik entalpisi [kJ/kg]
$h_{cyl,o}$	Silindir çıkış entalpisi [kJ/kg]
D	Boru dış çapı [m]
P	Basınç [Pa]
σ	Boru malzemesi kayma gerilmesi N/mm ²
V	Voltaaj [V]
A	Amper [A]
W_{ke}	Elektriksel güç [W]
Q_{evap}	Evaporatör soğutma kapasitesi [Watt]
h_g	Kısılma vanası giriş entalpisi [kJ/kg]
$h_{\dot{c}}$	Evaporatör çıkış entalpisi [kJ/kg]
w_Q	Hesaplanan evaporatör soğutma kapasitesi hata oranı
w_a	Debi hata oranı
w_b	Kısılma vanası giriş entalpisi hata oranı
w_c	Evaporatör çıkış entalpisi hata oranı
w_d	Akım hata oranı
w_e	Voltaaj hata oranı

w_f *Elektriksel güç hata oranı*

KISALTMA LİSTESİ

GWP	Global warming potential
ODP	Ozone depletion potential
UV	ultraviyole
CFC	Cloroflorokarbon
HCFC	Hidroclorofluorocarbon
FC	Florocarbon
HFC	Hidroflorocarbon
NEIS	National emission inventory system
TÜHAB	Türkiye halon bankası
NIST	National Institute of Standards and Technology (USA)
SEK	Soğutma etkinliği katsayısı
PLC	Programmable logic control

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1	Transkritik CO ₂ soğutma çevrimi [1] 2
Şekil 1.2	Konutlarda soğutma gazı olarak CO ₂ kullanılan havalandırma sisteminin şematik gösterimi [12] 5
Şekil 1.3	Evaporatör hava giriş sıcaklığının SEK'e göre değişimi [12] 6
Şekil 1.4	Evaporatör hava giriş sıcaklığı ve soğutma sıcaklığının kompresör giriş çıkış sıcaklığına etkileri [12] 6
Şekil 1.5	Evaporatör giriş havası hızının SEK'e etkisi [12] 6
Şekil 1.6	Gaz soğutucu hava giriş sıcaklığının SEK'e göre değişimi [12] 7
Şekil 1.7	Evaporatör tarafı hava giriş sıcaklığının SEK'in değişiminin doğrulanması [12] 7
Şekil 1.8	Gaz soğurucu hava giriş hızının SEK'e etkisi [12] 8
Şekil 1.9	Kompresör performans deney düzeneği şematik gösterimi [13] 9
Şekil 1.10	Kompresör hızının CO ₂ ile çalışan bir çevrimine etkileri ($T_{a,gc,i}=35$ oC, $V_{a,gc,i}=2.3$ m ³ /s, $T_{a,e,i}=35$ oC, $u_{a,e,i}=4.7$ m ³ /dak, RHe=%50, Komp. Hızı=900, 1800 RPM [13]..... 10
Şekil 1.11	Kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi [20] 13
Şekil 1.12	Kompresör üzerindeki ölçüm cihazları ve kompresörün şematik gösterimi [20] 14
Şekil 1.13	Evaporasyon sıcaklığının çıkış sıcaklığı ile etkileşimi [20]..... 14
Şekil 1.14	Kompresör çıkış sıcaklığının kompresör çıkış sıcaklığına etkisi [20]..... 15
Şekil 1.15	Kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi [21] 16
Şekil 1.16	Tek kademeli ileri CO ₂ çevrimi şematik gösterimi [21] 19
Şekil 1.17	Hazırlanan deney düzeneğinde kondenser basıncına göre SEK değişimi grafiği [21] 20
Şekil 1.18	Dış hava sıcaklığına göre SEK değişimi [21]..... 20
Şekil 1.19	Expander verimi ile kompresör işinin değişimi [21]..... 21
Şekil 1.20	a) buhar sıkıştırmalı çevrim b) transkritik çevrim [13] 22
Şekil 1.21	İzentropik verimin basınç oranına göre değişimi [14] 23
Şekil 1.22	Kompresör deşarj sıcaklıklarının değişik gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında gaz soğutucu basıncına etkisi [14] 24
Şekil 1.23	HCFC-22 ve CO ₂ için yüksek basınç tarafındaki ısı değiştiricisinde sıcaklık dağılımı [22] 25
Şekil 1.24	Transkritik CO ₂ çevriminde 0°C evaporasyon sıcaklığı için soğutma etkinlik katsayısının egzoz basıncı ile değişimi [25] 28
Şekil 1.25	Ozon molekülleri kimyasal döngüsü [39]..... 35

Şekil 1.26	R22 soğutkanının LnP-h diyagramı.....	44
Şekil 1.27	R-134a soğutkanının LnP-h diyagramı	45
Şekil 1.28	R410a soğutkanının LnP-h diyagramı	46
Şekil 1.29	R744 soğutucu akışkanının LnP-h diyagramı	47
Şekil 1.30	Kondensasyon sıcaklığı olarak 30 °C için soğutma kapasiteleri.....	49
Şekil 1.31	Kondensasyon sıcaklığı olarak 35 °C için soğutma kapasiteleri.....	50
Şekil 1.32	Kondensasyon sıcaklığı olarak 40 °C için soğutma kapasiteleri.....	50
Şekil 1.33	CO2 kompresör performans deney düzeneği şematik gösterimi	51
Şekil 2.1	Kompresör sınıflandırması ve tipleri [2]	56
Şekil 3.1	Deney düzeneği akış şeması	60
Şekil 3.2	CO2 test kabini ön görünüş.....	63
Şekil 3.3	CO2 test kabini Arka Görünüş (şematik).....	63
Şekil 3.4	Kabin önden görünüşü	64
Şekil 3.5	Kabin önden görünüşü	64
Şekil 3.6	Kabin arkadan görünüşü	65
Şekil 3.7	Malzeme yerleşimi şematik gösterimi	65
Şekil 3.8	Tesisat elemanlarının yerleşimine göre gösterimi	66
Şekil 3.9	Gaz soğutucu teknik resmi	68
Şekil 3.10	I Tüpü teknik resmi.....	69
Şekil 3.11	Kompresör kabini yerleşimi	73
Şekil 3.12	Isı değiştirici kabini yerleşimi	74
Şekil 3.13	Ölçüm noktaları.....	74
Şekil 5.1	Evaporasyon sıcaklıklarına göre soğutma kapasitesi	98
Şekil 5.2	Evaporasyon sıcaklıklarına göre kompresör elektrik tüketimi.....	99
Şekil 6.1	Deneyisel çalışmalar sonucunda elde edilmiş debi değerleri	104
Şekil 6.2	Deneyisel çalışmalar sonucunda elde edilmiş elektrik gücü değerleri	105
Şekil 6.3	Deneyisel debi değerleri ile matematiksel model karşılaştırılması	106
Şekil 6.4	Deneyisel kompresör elektrik gücü ve matematiksel model karşılaştırması	107
Şekil 7.1	Deneyisel sonuçlar	109
Şekil 7.2	Deneyisel sonuçlar ile matematiksel modelin karşılaştırıldığı örnek değerler	110

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1.1	Deneydüzeneği çalışma koşulları 5
Çizelge 1.2	Kompresör performans deney düzeneğinde kullanılan ekipmanların listesi ve özellikleri [13] 9
Çizelge 1.3	Deney sonuçları [13] 10
Çizelge 1.4	Yarı hermetik kompresörün çalışma değerleri [20] 15
Çizelge 1.5	Isı değiştiricileri çalışma özellikleri [21] 17
Çizelge 1.6	Test çalışma şartları [21] 17
Çizelge 1.7	Deney parametreleri ve özellikleri [21] 18
Çizelge 1.8	CO ₂ çevrimlerinin performansı [21] 21
Çizelge 1.9	Günümüzde kullanılan soğutucu akışkanların listesi [3] 34
Çizelge 1.10	Bazı soğutkanların GWP değerleri. [3] 36
Çizelge 1.11	Günümüzde artık kullanımına izin verilmeyen soğutucu akışkanlar ve yerine getirilen soğutkanlar[40] 41
Çizelge 1.12	CO ₂ 'nin Fiziksel ve Termodinamik özellikleri [41] 48
Çizelge 3.1	Akış şeması malzeme listesi 60
Çizelge 3.2	Malzeme yerleşimi listesi 66
Çizelge 3.3	Malzeme listesi 67
Çizelge 3.4	Serpantin dizayn hesapları 68
Çizelge 3.5	Ölçüm noktaları listesi 74
Çizelge 3.6	Debimetre ölçüm hataları tablosu 76
Çizelge 3.7	Debimetre kalibrasyon sonuçları 76
Çizelge 3.8	Ölçüm Belirsizlikleri ve Deneylerde Elde Edilen değerler 82
Çizelge 3.9	Ölçüm Belirsizlikleri ve Deneylerde Elde Edilen değerler 82
Çizelge 3.10	Ölçüm Noktaları Listesi 83
Çizelge 4.1	Kaçak test sonuçları (50 bar test basıncı) 87
Çizelge 4.2	Kaçak test sonuçları (60 bar test basıncı) 87
Çizelge 4.3	Birinci test deney sonuçları 88
Çizelge 4.4	ikinci test deney sonuçları 88
Çizelge 5.1	Test Şartları (Sıcaklık ve basınçlar) 89
Çizelge 5.2	70 bar / -10 °C (26,48 bar) soğutma devresi deney sonuçları 92
Çizelge 5.3	70 bar / -10 °C (26,48 bar) Kompresör deney sonuçları 93
Çizelge 5.4	90 bar / -10 °C (26,48 bar) soğutma devresi deney sonuçları 94
Çizelge 5.5	90 bar / -10 °C (26,48 bar) kompresör deney sonuçları 95
Çizelge 5.6	110 bar / -10 °C (26,48 bar) soğutma devresi deney sonuçları 96
Çizelge 5.7	110 bar / -10 °C (26,48 bar) kompresör deney sonuçları 97

Çizelge 5.8	Çalışma şartlarına göre elde edilmiş olan deneysel verilen.....	98
Çizelge 6.1	Denklem (6.5) ve Denklem (6.6)'e göre hesaplanan debi, elektrik gücü değerleri ve deneysel sonuçlar	103

SOĞUTUCU AKIŞKAN OLARAK KARBONDİOKSİT KULLANAN TRANSKRİTİK ÇEVİRİMLERİN SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Orkan KURTULUŞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hasan A. HEPERKAN

Soğutma, iklimlendirme ve sıcak su hazırlama endüstrilerinde kullanılan buhar sıkıştırmalı çevrim, düşük sıcaklıkta buharlaşarak ısı çeken ve yüksek sıcaklıkta yoğunlaşarak bu ısıyı farklı bir ortama taşıyan soğutucu akışkanlara ihtiyaç duymaktadır. Uzun yıllardan beri bu tür sistemlerde kullanılan CFC ve HCFC gazlarının ozon tabakasına zarar verdiğinin anlaşılması üzerine, bu maddelerin kullanımı Montreal Protokolü ile yasaklanmıştır. CFC ve HCFC soğutkanlarına alternatif olarak geliştirilen HFC gazlarının ise, küresel ısınma etkisi olduğu tespit edilmiş ve bu gazların kullanımı da Kyoto Protokolü ile kısıtlanmıştır. Bu bağlamda, ozon tabakasına zarar vermeyen ve küresel ısınma etkisi olmayan alternatif soğutucu akışkanlar üzerine yapılan çalışmalar son yıllarda artmıştır.

1900'lü yılların başında özellikle gemilerdeki soğutma sistemlerinde soğutkan olarak kullanılan karbondioksit [1], CFC, HCFC ve HFC soğutkanlarının çevreye verdiği zararın anlaşılması, doğal soğutkanlar olan amonyağın zehirli, hidrokarbonların (HC) ise yanıcı olması nedeniyle 1990'lı yılların ortalarında tekrar gündeme gelmiştir. Soğutma, klima ve su ısıtıcısı uygulamaları üzerine yapılan çalışmalar, literatür özeti kısmında da görüleceği üzere günümüze kadar artarak devam etmiştir.

Diğer soğutkanlarla karşılaştırıldığında, 31.06°C gibi oldukça düşük bir kritik sıcaklığa sahip olan karbondioksitin (CO₂) farklı çevrimlerdeki uygulamalarında, ısının atıldığı ortam sıcaklığının kritik sıcaklıktan yüksek olması durumunda, kritik altı bölgede sabit sıcaklık ve basınçta gerçekleşen yoğunlaşma prosesinin yerini sabit basınç – değişken sıcaklıkta gerçekleşen gaz soğuma prosesi almakta ve böylelikle transkritik soğutma / ısı pompası çevriminden bahsedilmektedir. CO₂ çevrimlerinin transkritik olma

özelliğinin yanısıra, aynı doyma sıcaklıklarında doyma basıncının diğer soğutkanlara göre 10-20 kat daha yüksek olması, sistemde kullanılan kompresör, ısı değiştiricisi ve kısılma cihazı gibi komponentlerin tasarımında da önemli değişiklikler gerektirmekte ve bu konular literatürde detaylı olarak çalışılan başlıklar arasında yer almaktadır.

Soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanan transkritik çevrimlerin sayısal ve deneysel olarak incelenmesi başlıklı proje kapsamında, literatürde bazı sayısal ve deneysel çalışmalar mevcut olsa da, özellikle -10°C'tan daha düşük buharlaşma sıcaklığı gerektiren uygulamalar için yapılmış herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Derin dondurucu bölmesine sahip ev tipi buzdolaplarında buharlaşma sıcaklığının -30°C mertebesinde olması nedeniyle, -10°C'tan daha düşük sıcaklıkları incelenmiş ve bu sıcaklıklar için optimum egzoz basıncı değerlerinin gözlemlenmiştir. Projenin deneysel kısmında, ticari olarak temin edilen CO₂ kompresörünün performansının belirlenmesi için deneysel bir sistem kurulmuş ve kompresör performans karakteristikleri deneysel olarak elde edilmiştir.

Proje kapsamında yapılan deneysel çalışmalarda, kompresör performansının karakterize edilebilmesi için “kalorimetre” adı verilen kompresör performans deney düzeneği kurulmuştur. Bu tür bir sistem ile kompresör giriş ve çıkış basıncı, ortam sıcaklığı ve aşırı soğuma ve aşırı kızdırma sıcaklıklarının hassas olarak kontrol edilmesi sayesinde, kompresör soğutma kapasitesi ve soğutma etkinlik katsayısının (SEK) deneysel olarak tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Transkritik, Soğutma Çevrimi, Buzdolabı, kompresör performansı

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ABSTRACT

AN EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION ON THE TRANSCRITICAL CARBONDIOXIDE CYCLES

Orkan KURTULUŞ

Department of Mechanical Engineering
PhD. Thesis

Advisor: Prof. Dr. Hasan A. HEPERKAN

The vapor compression cycle which is widely used in refrigeration, air-conditioning and water heating industries requires a refrigerant that will absorb heat while evaporating at a low temperature and transfer this thermal energy to a different medium by condensing at a higher temperature. After it is concluded that CFC and HCFC gases that have been used for a long time in such systems damaged the ozone layer, the utilization of these substances are prohibited by the Montreal Protocol. The HFC gases, which were initially developed as alternatives to CFC and HCFCs, have been found to have Global Warming Potential and therefore the utilization of these gases will be banned in the near future. Hence, research and development activities for refrigerants that neither damage the ozone layer nor have Global Warming Potential have increased considerably in the past years.

The studies on carbon dioxide (CO₂) which was used as a refrigerant at the beginning of 1900s especially on ships [1], has recovered and increased up to date because of the negative environmental effects of CFC, HCFC and HFCs and the toxicity of ammonia and the flammability of hydrocarbons that are known to be the two other natural refrigerants.

Since the critical temperature of CO₂ is much lower than that of the other refrigerants, namely 31.06°C, the gas cooling process which occurs at a constant pressure but a variable temperature takes the place of the condensation process that occurs at both constant pressure and temperature. Therefore a transcritical refrigeration / heat pump system has to be constructed. In addition to the transcritical properties, the high saturation pressures of CO₂ that could be as high as 10 to 20 times of the conventional refrigerants require challenging modifications on the system components such as the

compressor, the heat exchangers and the expansion device. These topics have been covered in the literature.

As a first step of the project entitled “an experimental and numerical investigation on the transcritical carbon dioxide cycles”, the thermodynamic and thermo physical properties of CO₂ collected from the literature. Even though there are some numerical and experimental studies in the literature, there does not exist a study that specifically address the applications that require evaporation temperatures lower than -10°C, which is required for domestic refrigerators that have freezer sections and evaporation temperatures down to -30°C. In the experimental part of the project, a test system constructed to determine the performance characteristics of commercially available CO₂ compressors and the necessary tests performed. In addition to the experimental investigation on the compressor, a special refrigeration/heat pump test system designed and constructed to test the performance of CO₂ as a refrigerant and the performance data at different operating conditions obtained.

A “calorimeter” test system constructed to test the performance of compressors. Such systems can be used to measure the refrigeration capacity and coefficient of performance of compressors in an accurate manner by controlling the compressor inlet and exit pressures, ambient temperature and subcool and superheat temperatures

Key words: Transcritical, cooling cycle, refrigeration, compressor performance

1.1 Literatür Özeti

1.1.1 Eysel Boyutlarda Kullanım

1980’li yıllarda CFC ve HCFC soğutkanların ozon tabakasına zarar verdiğinin anlaşılması ve bu soğutkanların aynı zamanda küresel ısınma potansiyeline sahip olması, Montreal Protokolü ile bu soğutkanların üretim ve kullanımının yasaklanması ile sonuçlanmıştır [1]. Sentetik soğutucu akışkanların yerine kullanılabilecek doğal soğutkanların genel özelliklerinin ve uygulama alanlarının incelenmesi ile ilgili olarak Riffat ve diğerleri tarafından yapılan çalışmada, doğal soğutkanlar olarak amonyak, hidrokarbonlar, karbondioksit, su ve hava ele alınmış, amonyağın zehirli ve yanıcı olması nedeniyle kullanımının sadece büyük kapasiteli endüstriyel sistemlerle sınırlı olduğu ve güvenlik nedeniyle evsel kullanımının birçok ülkede yasak olduğu belirtilmiştir. Propan, bütan ve izobütan gibi hidrokarbonların ise önemli ölçüde yanıcı olduğu ve her ne kadar evsel sistemlerde kullanılsa da özellikle yüksek şarj miktarı gerektiren uygulamalarda ek güvenlik önlemlerinin gerekli olduğu vurgulanmıştır. Diğer bir doğal soğutkan olan karbondioksitin ise, yanıcı veya zehirli olmadığı, ozon tabakasına zararsız olduğu ve küresel ısınma potansiyelinin de diğer soğutkanlara göre önemli ölçüde düşük olduğu belirtilmiştir. CO₂ ile ilgili bir önemli nokta olarak, kritik sıcaklığının düşük olması nedeniyle yüksek ortam sıcaklıklarında transkritik bir çevrimin gerçekleştiği ve Şekil 1.1’de sunulduğu üzere konvansiyonel sistemlerde sabit basınç ve sıcaklıkta gerçekleşen yoğunlaşma prosesinin yerini, sabit basınç ve değişken sıcaklıkta gerçekleşen

soğuma / ısı atımı prosesinin aldığı belirtilmiştir. Bu tür bir proses, çevrim şartlarına göre optimum egzoz basıncının belirlenmesini gerektirmektedir [1]. 1997 yılında yayınlanan bu çalışmada, soğutkan olarak CO₂ kullanan sistemlerdeki komponent tasarımı ile ilgili olarak yeterince bilgi olmadığına dikkat çekilmiştir. Doğal soğutkanların genel bir değerlendirmesi olan bu çalışmada CO₂'in düşük buharlaşma sıcaklıklarındaki uygulamaları ile ilgili herhangi bir bilgi mevcut değildir.



Şekil 1.1 Transkritik CO₂ soğutma çevrimi [1]

Kompakt ısı değıştircilerinin yanı sıra, farklı tipteki borularda CO₂'in ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerinin araştırılması ile ilgili çalışmalar da literatürde mevcuttur. Yatay düz borulardaki gaz soğuma prosesinde ısı transferi ve basınç düşümü karakteristikleri [4], yatay mini borularda gerçekleşen akış kaynamasındaki ısı transferi [5], kritik üstü bölgede karbondioksitin ısı transferi katsayılarının belirlenmesinde yerel sinir ağlarının kullanılması [6] ve makro ve mikro kanallarda gerçekleşen iki fazlı CO₂ akışlarındaki ısı transferi ve basınç düşümü [7] tarafından araştırılan konular arasındadır. Bu çalışmalarda transkritik çevrim simülasyonu ile ilgili herhangi bir bilgi bulunmamakla beraber, Kompresör performans deney düzeneğinin kurulumunun dizaynı aşamasında faydalı bilgiler sağlamışlardır.

1.1.1.1 Buzdolabı

Su ısıtmada kullanılan ısı pompası sistemlerinde soğutucu akışkan olarak karbondioksitin kullanılması ile ilgili bir çalışma Cecchinato vd. [8] tarafından sunulmuştur. Yapılan çalışmada FORTRAN dilinde oluşturulan simülasyon programında kompresörün modellenmesi için farklı çalışma şartlarına bağlı olarak soğutma

kapasitesi ve kompresör gücünü veren eşitlikler kullanılmış; evaporatör olarak kanatlı boru tipindeki ısı değıştircileri ele alınırken gaz soğutucusu olarak yine iç içe borulu ısı değıştircileri seçilmiştir. Suyun 45°C sıcaklığa ısıtılması için tasarlanan sistemde yaz ve kış şartlarındaki evaporasyon sıcaklıkları sırasıyla 18°C ve -1,5°C mertebesinde elde edilmiştir. Deneysel validasyonu olmayan çalışmada sunulan verilere göre karbondioksitin özellikle su ısıtma sistemleri için R134a soğutkanından daha verimli olacağı sonucuna ulaşılmıştır [8]. Gerek zamana bağı bir model ve gerekse -10°C'tan daha düşük evaporasyon sıcaklıklarındaki performans değerleri bu çalışmada da mevcut değildir.

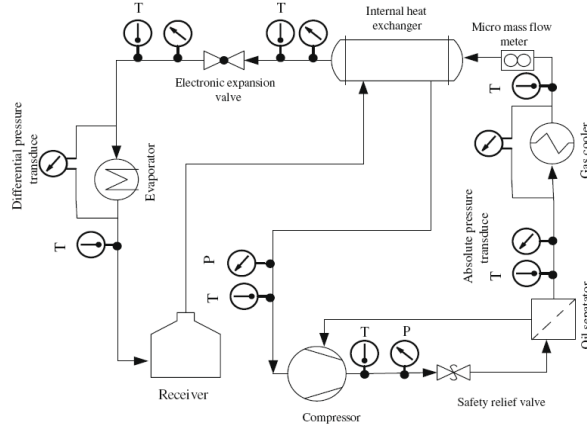
Transkritik CO₂ çevriminin simülasyonu, ısı pompası olarak kullanımı ve farklı tipteki kanallarda gerçekleşen akışlardaki ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiklerinin araştırılmasının yanı sıra, karbondioksitin kendine has özellikleri nedeniyle ortaya çıkan konular üzerine de bazı çalışmalar yapılmaktadır. Neksa [9] , kritik üstü bölgede değışken sıcaklıkta gerçekleşen gaz soğuma prosesinden yararlanılması ile ısı pompası sistemlerinde mekân ısıtmasında kullanılabilecek ve fana ihtiyaç duymayan ısı değıştircisi tasarımları üzerine çalışmıştır. Gaz soğuma prosesinin değışken sıcaklıkta gerçekleşmesi, ters akımlı ısı değıştircilerinde gerek duyulan sıcaklık farkını ve dolayısıyla tersinmezlikleri azalttığı için, doğal taşınım ile çalışan daha efektif ısı değıştircileri tasarlanabilmektedir. Madsen vd. [10] transkritik CO₂ soğutma çevrimlerinde kısılma cihazı olarak kullanılabilecek kapileri borular üzerine çalışmıştır. 0,5-4,0 m uzunluğunda ve 1-2 mm çapında olabilen kapileri boruların karakteristikleri deneysel olarak incelenmiş ve statik olarak modellenmiştir.

Kısılma cihazı olarak kısa boru şeklindeki orifislerin transkritik CO₂ çevrimine uygulanması ile ilgili bir çalışma ise Garcia-Valladares [11] tarafından sunulmuştur. Yapılan sayısal çalışmada 8,05-25,42 mm uzunluğunda ve 0,82-1,53 mm çapındaki borular ele alınmış ve oluşacak basınç düşümü hesaplanarak deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Her ne kadar bu çalışmalarda da transkritik CO₂ çevriminin simülasyonu ile ilgili bilgiler bulunmasa da, alt sistemlerin modellenmesi için sunulan bilgilerden proje içerisinde yararlanılması planlanmıştır.

Literatürde sunulan bilgilere ek olarak, soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanan ticari ürünler hakkındaki bilgiler de bu bölümde sunulmuştur. Sıcak su eldesi için kullanılan ısı pompalı sistemlerde CO₂'in uygulanması ile ilgili bir ürün Sanyo tarafından pazara sunulmuştur. İki kademeli bir kompresörün kullanıldığı ürünün 7°C dış ortam sıcaklığı için ısıtma kapasitesi 4,5 kW, ısıtma etkinlik katsayısı 3,10 olarak belirtilmiştir. Üründe 0.86 kg CO₂ kullanılmaktadır. Diğer bazı Uzakdoğulu üreticilerinde benzer ürünler üzerinde Ar-Ge faaliyetleri yaptığı bilinmektedir.

CO₂ kompresörleri ile ilgili çalışmaların artmasına paralel olarak farklı kompresör üreticilerinin de kompresör üretimine başladığı bilinmektedir. Örneğin Bitzer firması 0.37-15 kW motor gücü aralığında kritik altı bölgede çalışabilecek şekilde yarı hermetik pistonlu kompresörler üretmektedir. Isı pompası sistemleri ve kompresörlerin yanı sıra CO₂-amonyak kaskat sistemleri de özellikle yüksek kapasiteli endüstriyel soğutma uygulamalarında kullanılmaktadır. Bu tür sistemlerin bir üreticisi de GEA Grasso olup –45°C evaporasyon sıcaklığında 300-2700 kW kapasiteye sahip sistemler üretilmektedir. Her ne kadar bu uygulamalarda evaporasyon sıcaklığı –45°C olsa da, kaskat sistem olması nedeniyle CO₂ çevriminin kondensasyon sıcaklığının –10°C mertebesinde olduğu belirtilmelidir. Bu bağlamda transkritik bir çevrim olmadığı için mevcut projede önerilen düşük sıcaklık transkritik çevrimleri için optimum egzoz basıncının belirlenmesi ve benzeri aktivitelere duyulan ihtiyacı bu ürünler karşılayamamaktadır.

Konutlarda soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanılan havalandırma sistemlerinin deneysel incelenmesini araştıran Tao vd. [12], transkritik bir çevrimde SEK üzerinde çalışma koşullarının etkilerini araştırmışlardır. Soğutucu akışkan ve hava çevrimlerini içeren, deney sisteminin şematik gösterimi Şekil 1.2'de verilmiştir.



Şekil 1.2 Konutlarda soğutma gazı olarak CO₂ kullanılan havalandırma sisteminin şematik gösterimi [12]

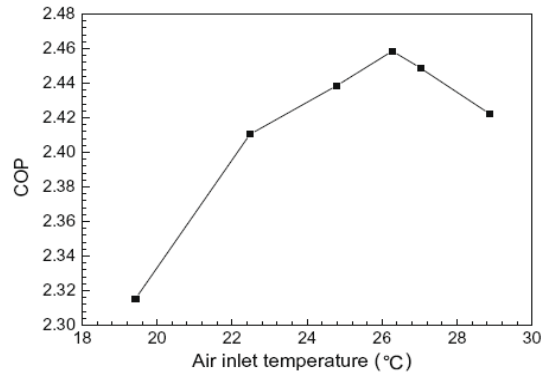
Çevrimi oluşturan ekipmanlar, kompresör, yağ ayırıcı, gaz soğutucu, ısı değiştirici, elektronik genleşme vanası, evaporatör olarak gösterilmiştir. Sistem üzerinde ayrıca sıcaklıkları okuyabilecek duygalar, mutlak ve fark basınç sensörleri bulunmaktadır. Deney düzeneğinde kullanılan kompresör CO₂ için özel yapılmış frekans konvertörlü kompresördür. İncelenen makalede havanın evaporatöre ve gaz soğutucuya giriş sıcaklıklarının ve hızlarının SEK üzerindeki etkileri ayrıntılı olarak ele alınmıştır. SEK üzerinde en etkili parametrenin bulunabilmesi için, bu dört parametreden birisi değişken olurken diğer üçü sabit tutulmuş ve her parametre için bu işlem tekrarlanmıştır. Ardından da evaporasyon sıcaklığının SEK üzerinde etkisi araştırılmıştır. Çizelge 1.1’de deneyde kullanılan çalışma koşulları gösterilmiştir.

Çizelge 1.1 Deney düzeneği çalışma koşulları

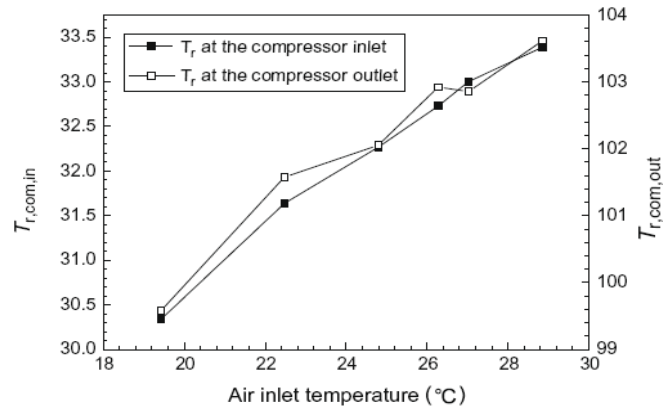
Rated working conditions for the experiment.

Case	Evaporator side air inlet temperature (°C)	Evaporator side air inlet velocity (m/s)	Gas cooler side air inlet temperature (°C)	Gas cooler side air inlet velocity (m/s)
1	Variable	1.03	32.9	1.04
2	27.0	Variable	35.0	1.04
3	27.0	1.03	Variable	1.04
4	26.9	1.02	34.9	Variable
5	27.3	1.43	35.2	1.41

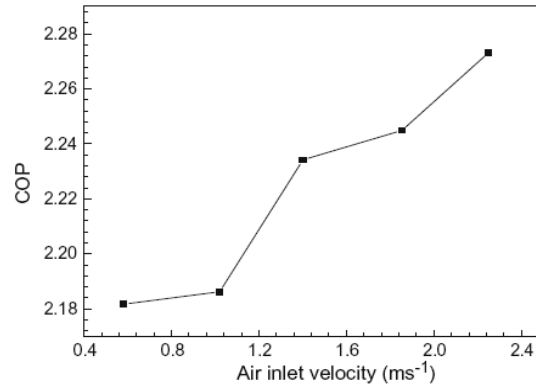
Hazırlanan makale içerisinde evaporatör hava giriş sıcaklıkları ve hava hızlarına göre SEK grafikleri çıkarılmıştır. Şekil 1.3, Şekil 1.4 ve Şekil 1.5’de sonuçlar ayrıntılı olarak görülmektedir.



Şekil 1.3 Evaporatör hava giriş sıcaklığının SEK'e göre değişimi [12]



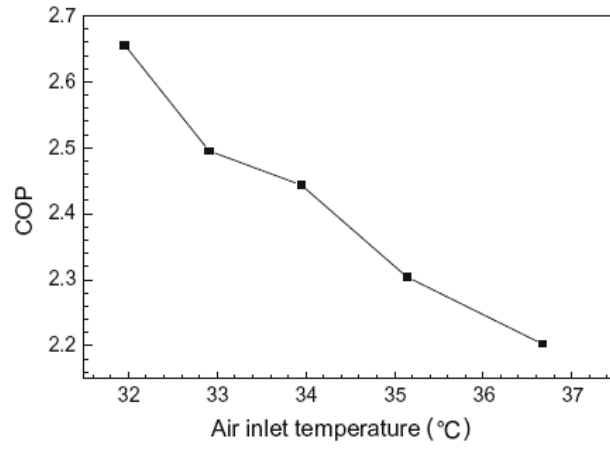
Şekil 1.4 Evaporatör hava giriş sıcaklığı ve soğutma sıcaklığının kompresör giriş çıkış sıcaklığına etkileri [12]



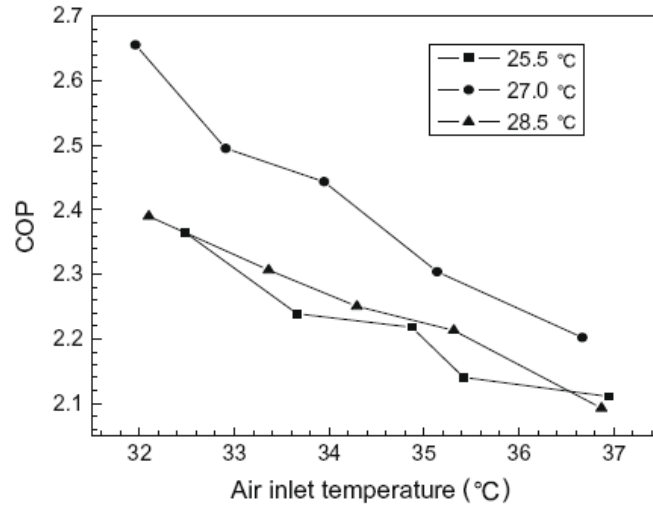
Şekil 1.5 Evaporatör giriş havası hızının SEK'e etkisi [12]

Deney sonucunda evaporatöre giren havanın sıcaklığı ve hızının, SEK katsayısı üzerinde çok küçük bir etkisi olduğu görülmüştür. Evaporatöre giren havanın sıcaklığını ve hızını değiştirmek, SEK katsayısını sadece %4-6 oranında arttırdığı belirtilmiştir.

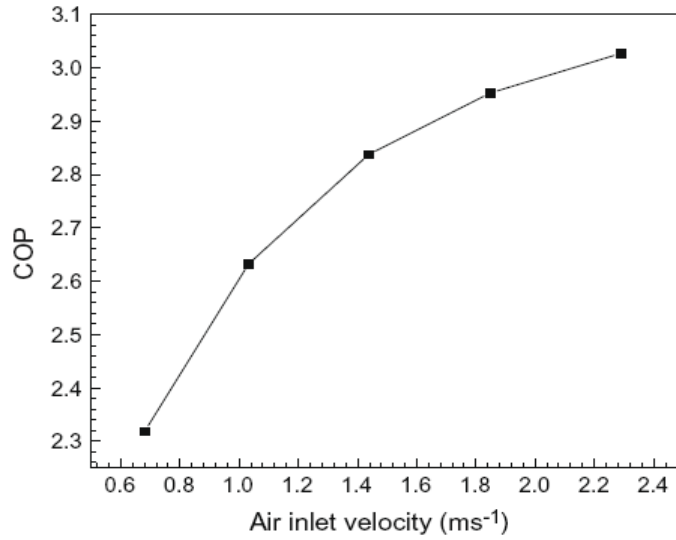
Yapılan deneyler sonucunda gaz soğutucuya giren havanın giriş sıcaklıkları ve hava hızının SEK'e etkileri Şekil 1.6, Şekil 1.7ve Şekil 1.8'da gösterilmiştir.



Şekil 1.6 Gaz soğutucu hava giriş sıcaklığının SEK'e göre değişimi [12]



Şekil 1.7 Evaporatör tarafı hava giriş sıcaklığının SEK'in değişiminin doğrulanması [12]

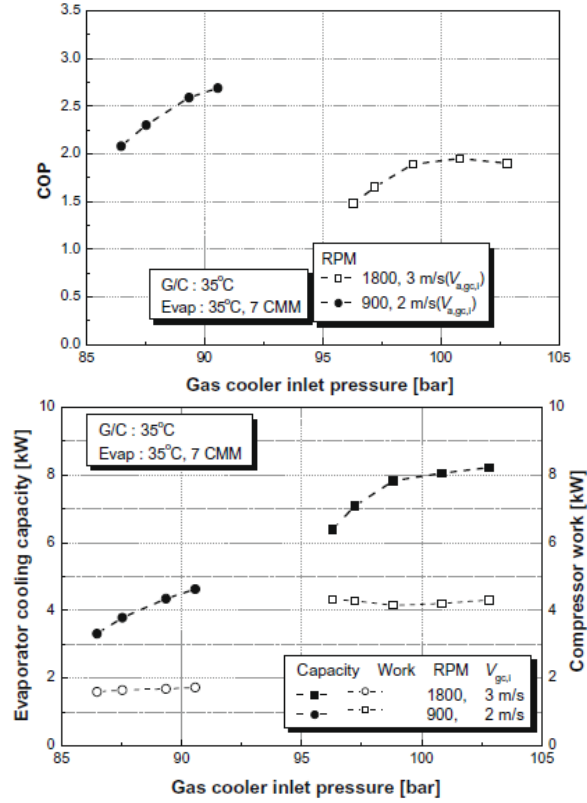


Şekil 1.8 Gaz soğurucu hava giriş hızının SEK'e etkisi [12]

Makalede belirtildiği üzere gaz soğutucuya giren havanın sıcaklığı ve hızı SEK üzerinde büyük bir etkisi vardır. Gaz soğutucuya giren havanın sıcaklığının ve hızının artırılması ile SEK katsayısı yaklaşık %27 oranında artmıştır. Maddeler halinde belirtilen sonuçlardan bazıları şu şekilde özetlenebilir. Evaporatöre giren hava parametreleri konfora ve gürültü azalmasına yönelik belirlenmelidir. Evaporatör giriş havasında yapılacak sıcaklık değişiklikleri çok büyük bir fark ortaya çıkarmamaktadır. Sıcaklıklarda yapılacak değişiklikler %4-%6 arasında SEK üzerinde etki etmektedir. Gaz soğutucunun ısı transferi performansını iyileştirmek, sistem performansını arttırmak için etkin bir yaklaşım olacağı belirtilmiştir. Yine deney düzeneğinde elde edilen sonuçlara göre evaporasyon sıcaklıklarında yapılacak değişikliklerde %11 oranında SEK'de bir artış elde edilebilmektedir.

Sung vd. [13] transkritik CO₂ sisteminin SEK'i, gaz soğutma basıncının güçlü bir fonksiyonu olduğunu. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı ve sıkıştırma işlemi için uygun bir net basınç elde etmenin mümkün olduğu belirtmişlerdir.

Bu çalışmada, sistemin özelliklerini belirlemek için farklı kompresör hızları ve hava sıcaklıkları, evaporatör ve gaz soğutucu üzerinden geçen akış oranları gibi parametreleri aracın gerçek sürüş koşullarına oldukça yakın değerlerde alındığı belirtilmiştir. Çalışmada maksimum SEK değerine ulaşmak için optimum basınç bulunmaya çalışılmıştır. Sistemin performans testi için kurulan kompresör performans deney düzeneği Şekil 1.9'de şematik olarak verilmiştir.



Şekil 1.10 Kompresör hızının CO₂ ile çalışan bir çevrimine etkileri ($T_{a,gc,i}=35^{\circ}\text{C}$, $V_{a,gc,i}=2.3\text{ m/s}$, $T_{a,e,i}=35^{\circ}\text{C}$, $u_{a,e,i}=4.7\text{ m}^3/\text{dak}$, $RH_e=\%50$, Komp. Hızı=900, 1800 RPM [13])

Kompresörde emiş esnasında, kompresör sıkıştırma oranı ve özgül hacim artışından dolayı sıkıştırma işi oldukça arttığı görülmüştür. Maksimum SEK için elde edilen optimum gaz soğutucu giriş basıncında deney sonuçları verilmiştir.

Çizelge 1.3 Deney sonuçları [13]

Kompresör çalışma hızı	900 RPM	1800 RPM
Soğutma kapasitesi	4.6 kW	8 kW
Kompresörde harcanan iş	1.7 kW	4.2 kW
SEK	2.7	1.9

Yapılan çalışma sonucu test koşulları için, gaz soğutucu ve evaporatör performansı, ısı değiştirici tasarımı için ön bilgi oluşturmuştur. Çünkü değerler CO₂ klima sisteminin gelişimi için gerekli olduğu belirtilmiştir. Deneysel sonuçları; rölanti durumunda gaz soğutucu girişindeki optimum basınçta, soğutma kapasitesinin 4.9kW ve SEK'in 2,4' den daha fazla olduğunu göstermiştir. Ayrıca, soğutma kapasitesi yaklaşık olarak 7,5 kW değerinde olduğu görüşmüştür.

1.1.1.2 Küçük Boyuttaki Klima Uygulamaları

CO₂ kompresörlerinin verimi ile ilgili bir çalışma olan [15] Süss ve Kruse tarafından sunulmuştur. Karbondioksitin kendine has özellikleri nedeniyle kompresördeki sıkıştırma oranının düşük, basınç farkının ise yüksek olduğu belirtilmiş ve bu durumu göz önünde bulundurarak yapılacak tasarımlar ile diğer soğutkanlarla eşdeğer performansa ulaşılacağı belirtilmiştir. Kompresör içerisindeki basınç düşümü, silindir-piston arasındaki kaçak ve silindirde gerçekleşen ısı transferi gibi proseslerin kompresör performansına etkisinin incelendiği çalışmada, en önemli faktörün silindir-piston kaçağı olduğu ve belirli bir soğutma kapasitesi için optimum silindir çapı/strok değerinin 1,1 mertebesinde olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Alternatif soğutucu akışkanların termodinamik özelliklerinin modellenmesi ile ilgili bir çalışma McLinden vd. [16] tarafından sunulmuştur. R32, R125, R143a ve R134a gibi HFC soğutkanların ele alındığı çalışmada propan, bütan, izobütan ve CO₂ gibi doğal soğutkanlar ile ilgili veriler de incelenmiştir. CO₂ için Span ve Wagner tarafından [17]'de önerilen Helmholtz modeli tavsiye edilmiş olup bu model 800 MPa basınca kadar 216,59-1100 K sıcaklık aralığı için geçerlidir. Karbondioksitin propan, bütan ve izobütan gibi soğutkanlarla olan karışımları için önerilen modellere de bu çalışmadan ulaşılabilir.

Buhar sıkıştırmalı çevrimlerin, transkritik CO₂ çevrimi özelinde sayısal simülasyonu ve deneysel validasyonu ile ilgili [18] Rigola vd. tarafından sunulmuştur. Yapılan çalışmada kondenser/gaz soğutucusu ve evaporatör olarak iç içe borulu ısı değiştiricileri kullanılmış ve kısılma cihazı olarak kapileri boru ve genleşme vanası ele alınmıştır. Simülasyon programında kompresörün modellenmesi için volümetrik verim, izentropik verim, elektromekanik verim ve ısı transferi kayıplarını dikkate alan dört parametrelili bir sistemden yararlanılmış ve ele alınan iki farklı CO₂ kompresörü için bu değerler ayrı bir simülasyon programı aracılığıyla elde edilmiştir [18]. 14 mm silindir çapı ve 9,744 mm strok mesafesine sahip olan bu kompresörün farklı basınç oranlarındaki volümetrik ve izentropik verim değerleri sunulmuştur. İç içe borulu ısı değiştiricisi olan evaporatör ve gaz soğutucusunun modellenmesinde sonlu hacimler tekniğinden yararlanılmış ve korunum denklemleri bir boyutlu olarak çözülmüştür. Çalışmanın deneysel kısmında ise

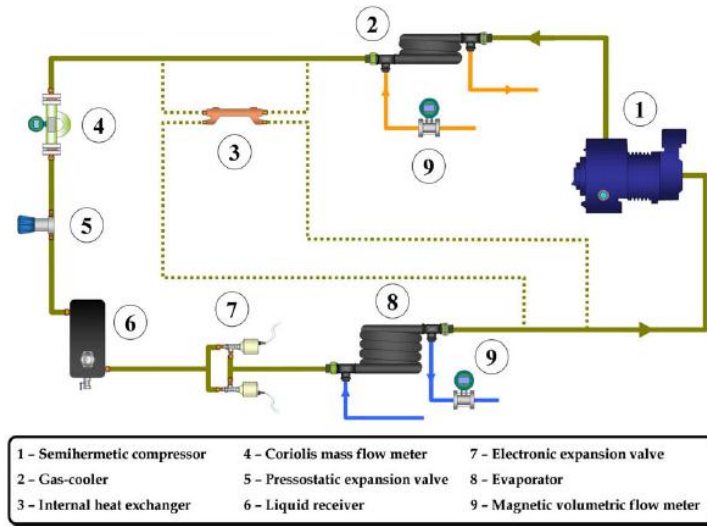
CO₂ çevriminin performansının belirlenebilmesi için özel bir test sistemi kurulmuş olup -10°C / +10°C evaporasyon sıcaklık aralığında çalışarak soğutma kapasitesi ve soğutma etkinlik katsayısı (SEK) değerleri deneysel olarak elde edilmiştir [18] Deneysel olarak elde edilen değerlerle oluşturulan simülasyon programının valide edilmesi sağlanmış; soğutma kapasitesi ve giriş gücü hesabındaki hataların %5, SEK hesabındaki hataların ise %3'den küçük olduğu belirtilmiştir. Her ne kadar transkritik CO₂ çevrimlerinin simülasyonu üzerine detaylı bir çalışma olsa da, sadece iç içe borulu ısı değiştiricilerinin dikkate alınması ve en düşük evaporasyon sıcaklığı olarak -10°C'in kullanılması; bu kısıtlar dışında kalan sistemler ile ilgili bilgi edinilmesini olanaksızlaştırmıştır. Bu şartlara ek olarak, mevcut çalışmada sürekli rejimde simülasyon yapılmış olup bilindiği üzere soğutma ve iklimlendirme sistemlerinin çoğu dur/kalk şeklinde çalışmaktadır. Bu nedenle, proje içerisinde zamana bağlı olarak hazırlanması planlanan simülasyon programının daha gerçekçi olacağı söylenebilir.

Karbondioksit çevrimlerinde kullanılan baskılı devre ısı değiştiricilerinin (printed circuit heat exchanger) ısı ve hidrolik performansı ile ilgili [19] Nikitin vd. tarafından sunulmuştur. Kanatlı boru tipindeki ısı değiştiricilerinden farklı olarak, metal levhaların kimyasal proseslerle işlenmesi ile çok küçük akış kanallarının meydana getirilmesi sayesinde üretilen baskılı devre ısı değiştiricilerine odaklanan çalışmada, 3 kW nominal kapasite için tasarlanan bu ısı değiştiricilerinin karbondioksit ile kullanılması durumundaki ısı transferi ve basınç düşümü katsayıları deneysel ve sayısal olarak araştırılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda, bu tür ısı değiştiricilerinin kompakt olmaları sayesinde CO₂ çevrimlerinde kullanılabileceği sonucuna ulaşılmıştır [19]. Genel sistem simülasyonu ile ilgili herhangi bir bilgi bu çalışmada mevcut değildir.

Sanchez vd. yazmış oldukları [20]'de transkritik bir çevrimde kullanılan yarı hermetik kompresörün çevrime etkisini incelemişlerdir. Makale deney parametreleri şu şekilde belirtilmiştir.

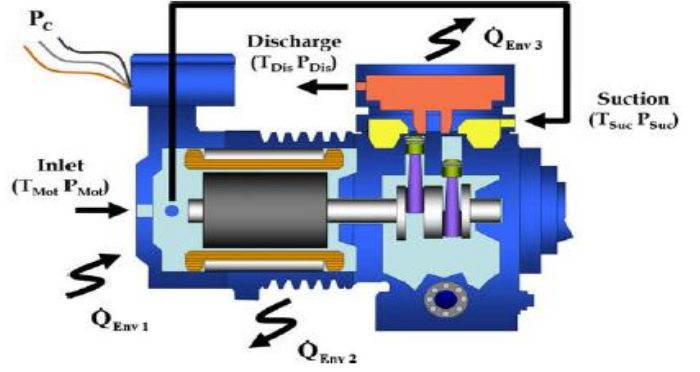
- Evaporasyon Sıcaklıkları: (0 , -10 , -17)°C
- Kompresör Hızları: (1150, 1300, 1450, 1600) dev/dak
- Boşaltma Basıncı: 74,2 bar ile 104,9 bar

Sanchez vd. yarı hermetik ve hermetik kompresör ile çalışmanın en önemli ayırt edici özelliğinin, sıkıştırma aşamasından önce, soğutucunun akışkanın kızdırılması olduğunu belirtmiştir. Elde edilen ısıtma sonucunda emiş hacmi ve sıkıştırma hacminde artış meydana geldiği, emiş hacminin yükselmesi sonucu soğutucu akış hızında bir düşüş meydana geldiği ve buna bağlı olarak soğutma kapasitesi ve kompresör güç tüketiminde bir azalma anlamına geldiği belirtilmiştir. Sıkıştırma hacmindeki artışın ise güç tüketimi değerini arttırdığı, güç tüketimi ve ilgili değişikliklerin ise tesisin SEK ve enerji verimliliğini etkilediği belirtilmiştir.



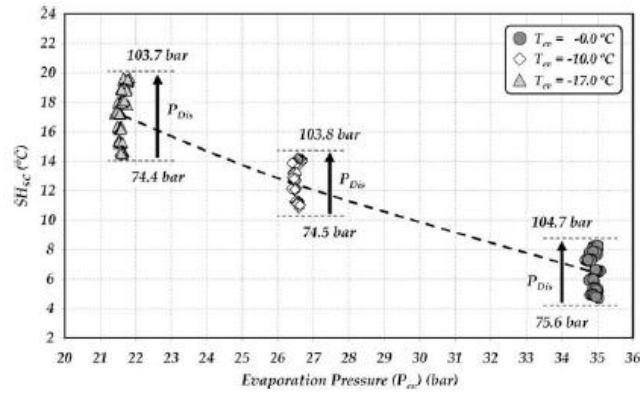
Şekil 1.11 Kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi [20]

Şekil 1.11’de deney tesisatının şematik gösterimi verilmiştir. Deneysel düzeneği; yarı hermetik kompresör, iki aşamalı genişleme sistemi, akümülatör tankı ve gaz soğutucu, evaporatör, ısı değiştiricisi gibi ısı değiştiricilerinden oluşmaktadır. Kompresör üzerindeki ölçüm cihazlarının konumu ile kompresörün basitleştirilmiş gösterimi Şekil 1.12’de verilmiştir.



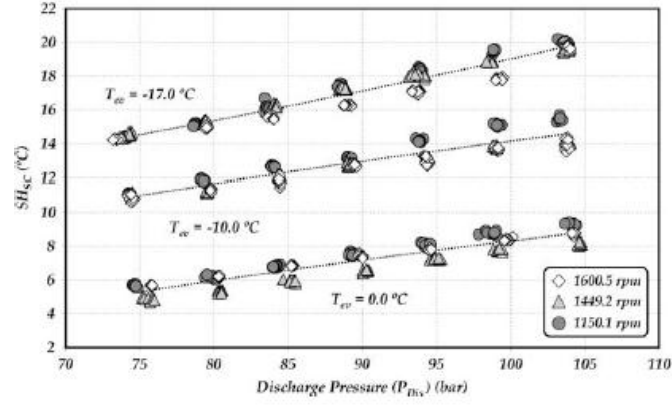
Şekil 1.12 Kompresör üzerindeki ölçüm cihazları ve kompresörün şematik gösterimi [20]

Şekil 1.13’de deney tesisatında çıkış basıncı ve buharlaştırıcı etkileri gösterilmektedir. Makalede belirtildiği üzere, yarı hermetik kompresör üzerinde düşük buharlaşma ve yüksek boşaltma basıncına sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 1.13 Evaporasyon sıcaklığının çıkış sıcaklığı ile etkileşimi [20]

Şekil 1.14’de farklı kompresör hızlarının kızdırma sıcaklığına etkisi görülmektedir. Üç farklı hız (1150 rpm, 1450 rpm, 1600 rpm) ve üç buharlaştırıcı düzeyine göre hazırlanmıştır. Görüldüğü üzere kompresör hızlarının kompresör çıkış sıcaklıklarına etkisi görülmemektedir.



Şekil 1.14 Kompresör çıkış sıcaklığının kompresör çıkış sıcaklığına etkisi [20]

Kompresör ile ilgili parametreler aşağıdaki tabloda özetlenmiştir.

Çizelge 1.4 Yarı hermetik kompresörün çalışma değerleri [20]

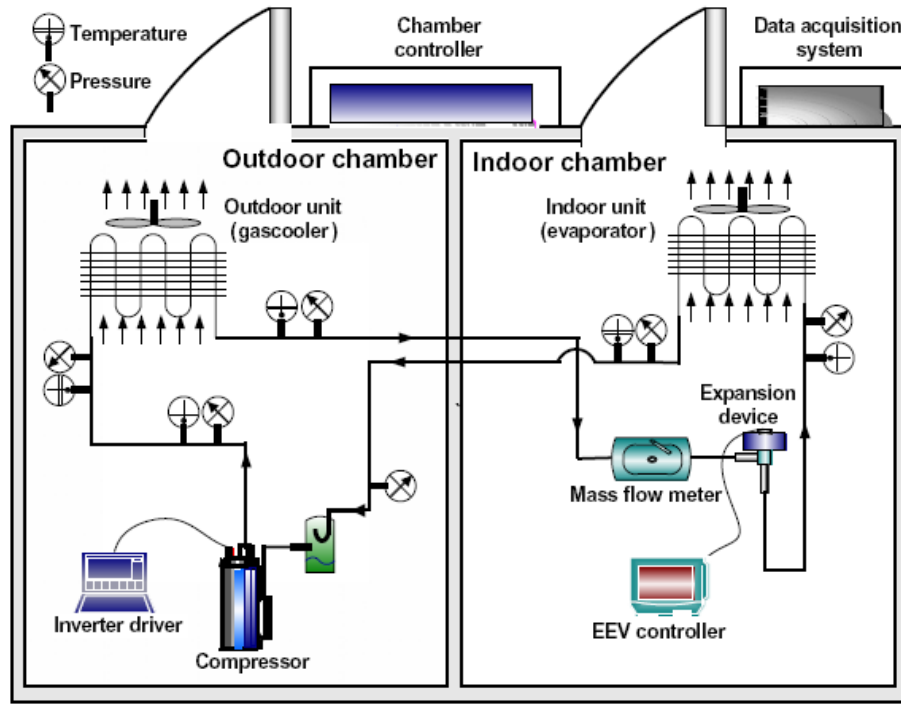
T_{ev} (°C)		T_{Mot} range (°C)		P_{Dis} range (bar)		SH_{ev} (°C)		SH_{SL} (°C)		N (rpm)		T_{Dis} range (°C)		T_{Env} (°C)		T_{GCo} (°C)
-0.1	±0.1	8.8		8.4	104.1	74.7	6.3	2.7		1150.3		110.4	77.2	21.1		29.5
0.0	±0.1	8.5		8.0	104.6	75.0	6.8	1.9		1300.1		109.1	77.8	19.2		29.6
0.1	±0.1	7.8		7.4	104.7	75.6	7.2	1.0		1450.6		109.1	77.2	17.6		28.7
-0.2	±0.3	7.9		6.7	104.2	75.8	7.5	0.7		1600.3		111.1	79.3	22.1		27.7
-10.0	±0.2	2.0		1.3	103.3	74.3	5.9	6.1		1149.3		134.5	99.6	26.1		24.2
-10.0	±0.1	2.2		1.9	103.9	74.5	6.2	6.2		1299.7		132.5	98.7	26.1		23.1
-10.0	±0.2	2.8		2.2	103.8	74.5	7.1	5.7		1446.8		132.2	99.4	27.1		23.1
-10.0	±0.1	2.8		2.2	103.8	74.4	7.7	5.4		1600.8		134.0	100.5	26.8		23.0
-17.0	±0.2	-4.2		-6.1	103.6	74.0	7.3	4.6		1150.7		148.0	110.0	19.4		28.3
-17.0	±0.2	-5.0		-6.8	103.2	73.7	7.2	4.5		1300.6		149.1	111.3	22.1		27.7
-17.0	±0.2	-5.0		-5.5	103.7	74.4	6.2	6.0		1450.3		147.2	111.6	21.3		27.8
-17.0	±0.2	-6.0		-7.2	103.8	73.5	6.7	4.4		1600.6		147.7	110.0	18.7		27.5

Yapılan deneyler sonucunda yarı hermetik kompresör ile normal kompresör arasında fazla bir farklılık olmadığı gözlemlendiği belirtilmiştir. Ancak yarı hermetik kompresör kullanımında bazı dezavantajları olduğu görülmüştür. Bunlar;

- Enerji verimliliğinin azalması
- Soğutucu akışkan debisinin azalması
- Soğutma kapasitesinin düşmesi
- Kompresör işinin artması
- Boşaltma sıcaklığının yükselmesi

Yarı hermetik kompresörün sadece yüksek kompresör çıkış basınçlarında ve düşük evaporasyon basınçlarında kullanılmasının uygun olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Bir CO₂ çevriminin performansının, açık hava sıcaklığı ve soğutucu dolum miktarına aşırı duyarlı olduğu öne sürülen [21]'de Cho vd. soğutma modunda çalışan CO₂ çevriminin performansını arttırmak için, birçok ileri çevrim teknolojisi ortaya atmışlardır. Yapılan çalışmada CO₂ performanslarını öngörmek için bir simülasyon aracı geliştirmek ve geliştirilen programı kullanarak her ileri çevrim teknolojinin olası performans artışını değerlendirmişlerdir. Hazırlanan deney düzeneği iki kademeli bir CO₂ çevriminden oluşmaktadır. Şekil 1.15'de deney düzeneğinin şematik gösterimi yer almaktadır.



Şekil 1.15 Kullanılan deney düzeneğinin şematik gösterimi [21]

Deney düzeneği; dış ünite ve iç ünitelerden oluşmuştur. Dış ünite kompresör ve gaz soğutucudan oluşurken, iç ünite evaporatör ve elektronik genişleme vanasından oluşmaktadır.

Çizelge 1.5'de iç ünite, dış ünite ve ara soğutucu ısı değiştiricilerinin özellikleri görülmektedir.

Çizelge 1.5 Isı değıştiricileri çalışma özellikleri [21]

Specifications (mm)	Outdoor HX	Indoor HX	Intercooler
Tube outer diameter (mm)	5	5	5
Tube thickness (mm)	0.5	0.5	0.5
Fin pitch (mm)	19.5	19.5	19.5
Row number	2	2	2
Row pitch (mm)	12	12	12
HX height (mm)	650	500	250
HX length (mm)	625	500	500

Deney düzeneğinde standart ısıtma konumunda, ısıtma kapasitesi 4,5 kW olan değışken hızlı kaydırma tipi kompresör kullanılmıştır. Gaz soğutucu ve evaporatör, bakırdan yapılmış kanatçıklı ve boru tipi ısı değıştirici olduğu belirtilmiştir.

Çizelge 1.6’de soğutma modunda çalışan sistemin test çalışma koşullarını gösterilmiştir.

Çizelge 1.6 Test çalışma şartları [21]

Parameters	Values
Compressor frequency (Hz)	50
Normalized charge	0.282
Standard conditions: T_{db}/T_{wb} (°C)	Outdoor: 35/24 Indoor: 27/19.5
Variable conditions: T_{db}/T_{wb} (°C)	Outdoor: 30/20.1, 32.5/22, 35/24, 37.5/25.9 Indoor: 27/19.5

Ön testlerde mevcut sistemin optimum yükü 0.282 olarak belirlemiştir ki; bu değeri testler boyunca temel soğutucu yükü olarak kullanılmıştır. 25°C oda sıcaklığında, doymuş buhar ve sıvı kütleleri için, soğutucu akışkan yük miktarı normalde 0 ile 1 arasında olduğu belirtilmiştir. Kompresör gücü, soğutma kapasitesi, soğutma etkinlik katsayısı ve soğutucu akışkan sıcaklık ile basınçları CO₂ çevriminin birkaç noktasından ölçülmüştür. Kompresör giriş gücü ± 0.01 hassasiyetine sahip bir enerji analizörü ile ölçülmüştür. Deneysel parametrelerin özellikleri ve hassasiyetleri Çizelge 1.7’de verilmiştir.

Çizelge 1.7 Deney parametreleri ve özellikleri [21]

Parameters	Uncertainty	Full scale
Temperature (T-type thermocouple)	$\pm 0.1\text{ }^{\circ}\text{C}$	$-270\text{ to }400\text{ }^{\circ}\text{C}$
Pressure transducer	$\pm 0.2\%$ of full scale	20.684 MPa
Mass flow meter (Coriolis flow meter)	$\pm 0.2\%$ of reading	5 kg/min
Power meter	$\pm 0.01\%$ of full scale	20 kW
Electronic balance weight	$\pm 0.5\text{ g}$	41 kg
Capacity	$\pm 3.71\%$	–
COP	$\pm 3.73\%$	–

Kompresör sıkıştırma prosesi esnasında; motor verimi, mekanik verim ve sızıntı göz önüne alınarak, kütlenin korunumu ve enerjinin korunumu denklemleri çözülerek simüle edilmiştir. Sıkıştırma işlemi esnasındaki soğutucu akışkan kütle debisi aşağıdaki formüller aracılığıyla hesaplanmıştır. Kullanılan denklemler aşağıda belirtilmiştir.[21]

$$\dot{m}_i = \dot{m} + \dot{m}_{\text{leak}} \quad (1.1)$$

$$\dot{m}_{\text{leak}} = \frac{\dot{m}R_{\text{leak}}}{1-R_{\text{leak}}} \quad (1.2)$$

$$R_{\text{leak}} = \frac{\dot{m}_{\text{leak}}}{\dot{m}_i} \quad (1.3)$$

$$\dot{m} = \eta_{\text{vol,the}} \dot{V}_{\text{cyl}} \rho_i (1 - R_{\text{leak}}) \quad (1.4)$$

$$\eta_{\text{vol,the}} = 1 - C \left(\left(\frac{P_{\text{dis}}}{P_{\text{suc}}} \right)^{1/n} - 1 \right) \quad (1.5)$$

Literatürden boşluk hacmi oranı (C) 0,02 olarak alındığında, politropik katsayı (n) 1,4 olarak belirlenmiştir. Bir kontrol hacminde enerji dengesine dayanarak, silindir giriş ($h_{\text{cyl,i}}$) entalpisi, emilen gazın ısıtılması ve soğutucu akışkan kaçağı göz önüne alınarak hesap yapıldığı belirtilmiştir. Yine makalede kompresör cidarlarında ve boşaltma hattında meydana gelen ısı kayıpları ihmal edildiği ifade edilmiştir.

$$h_i = h_{\text{suc}} + \frac{W_{\text{comp}}}{\dot{m}} (1 -) \quad (1.6)$$

$$h_{\text{cyl,i}} = h_{\text{cyl,o}} R_{\text{leak}} + h_i (1 - R_{\text{leak}}) \quad (1.7)$$

Mekanik verim (η_{mec}) 0,95 olarak sabitlenmiş ve motor verimi (η_{mot}) üretici firmanın motor ile ilgili verilerine dayanarak tespit edildiği belirtilmiştir. Kompresör işi (W_{comp}), kompresör giriş ve çıkışındaki entalpi farkından yararlanılarak hesaplanmıştır.

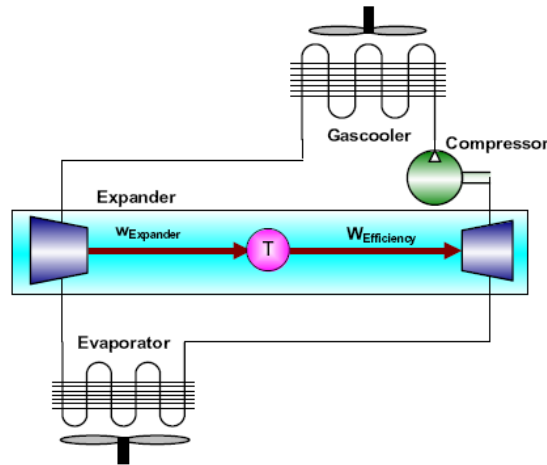
$$W_{\text{comp}} = m(h_{\text{cyl,o}} - h_{\text{suc}}) \quad (1.8)$$

Cho ve diğerleri yazmış oldukları makalede 8 denklemi çözmek için, bir önceki adımda kabul edilen veya hesaplanan; m , W_{comp} ve $h_{\text{cyl,o}}$ değerlerden yararlanılarak Newton-Raphson metodu uygulanmıştır. Hesaplamanın yakınsaması W_{comp} değişikliği ile karşılaştırarak kontrol edilmiştir. $h_{\text{cyl,o}}$ için hesaplanan değere göre, izentropik verim aşağıdaki formül ile belirtmişlerdir.

$$\eta_{\text{isen}} = \frac{h_{\text{cyl,o,i}} - h_{\text{suc}}}{h_{\text{cyl,o}} - h_{\text{suc}}} \quad (1.9)$$

$h_{\text{cyl,o,isen}}$ kompresörde izentropik sıkıştırma olduğundaki entalpi değerini belirtmektedir.

Şekil 1.16'da expander ve tek kademeli CO₂ çevriminin şematik gösterimi yer almaktadır.

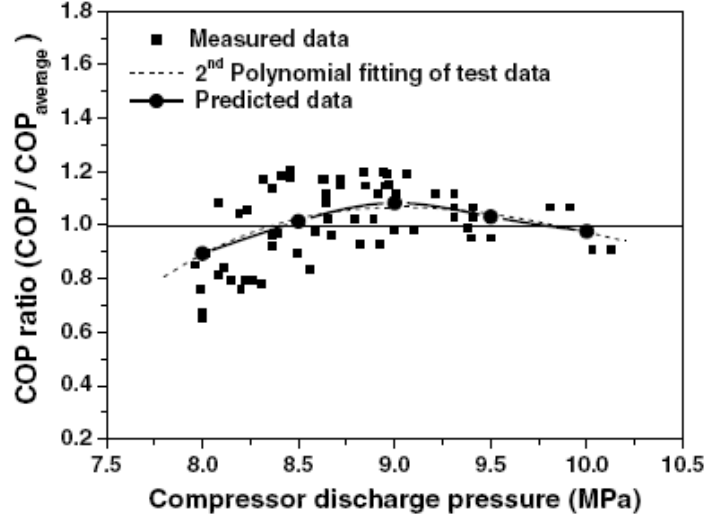


Şekil 1.16 Tek kademeli ileri CO₂ çevrimi şematik gösterimi [21]

CO₂ çevrimi bir genişletici kullanılarak değişen genişletici verimi ve çalışma koşullarına göre simüle edilmiştir. Expander sistemi, expander ve sıkıştırma cihazından oluşmaktadır. Expander izentropik proseste çalıştığı kabul edilmiş ki bu evaporatöre giriş kalitesini düşürerekten soğutma kapasitesini arttırabilmektedir. Ayrıca Expanderın sadece yüksek basınçlı soğutucuyu genişlettiği ve oluşan basınç farkının kullanılmasıyla iş üretildiği kabul edilmiştir. Elde edilen iş sıkıştırma cihazında kullanılmıştır ve bu kompresörde çekilen işi azaltmaktadır. Expanderli CO₂ çevrimi sistem performansı değişen expander verimine göre hesaplanmıştır. Expander verimi, expander tarafında elde edilen işin etkili sıkıştırma çalışma oranı olarak da tanımlanabilmektedir. Bu

çalışmada, expanderde elde edilen işin, kompresör işinin %50'sini karşıladığı kabul edilmiştir.

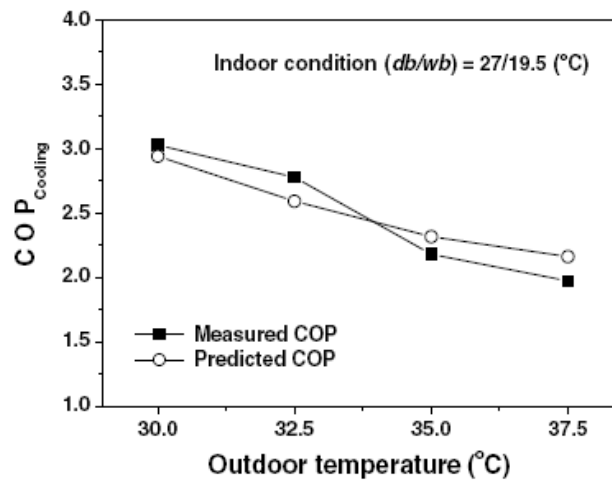
Şekil 1.17'de ölçülen ve tahmin edilen SEK oranlarını, dış sıcaklık 35°C ve iç sıcaklık 25°C olduğunda kompresör boşaltma basınçlarına göre gösterilmiştir.



Şekil 1.17 Hazırlanan deney düzeneğinde kondenser basıncına göre SEK değişimi grafiği [21]

Sistemdeki performans varyasyonlarını araştırabilmek için ortalama bir SEK değeri kabul edilmiştir. Şekil 1.17'de ölçülen ve tahmin edilen SEK oranlarının, kompresör boşaltma basıncı 9,2 MPa olduğu zaman maksimuma çıktığı gösterilmiştir.

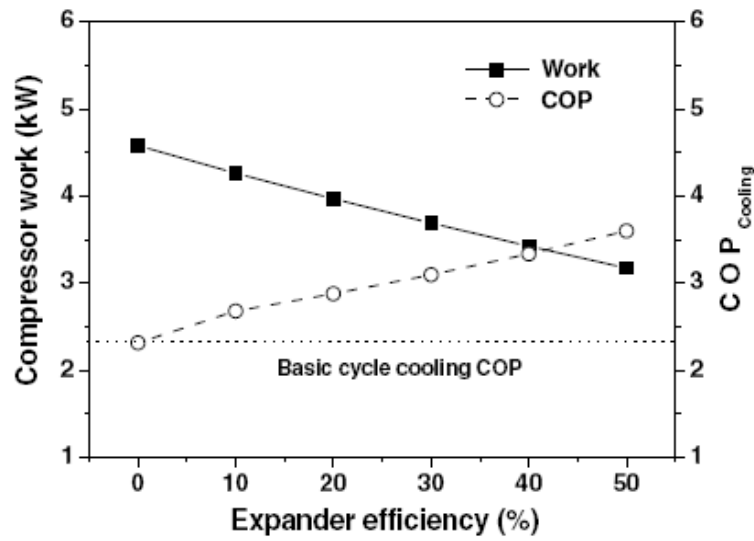
Şekil 1.18'de ölçülen ve tahmin edilen SEK değerleri, dış hava sıcaklığına göre karşılaştırması verilmiştir.



Şekil 1.18 Dış hava sıcaklığına göre SEK değişimi [21]

Her iki durumda da dış hava sıcaklığının artması ile SEK değerleri azalmaktadır. Ölçülen SEK değeri sıcaklığın artması ile hızlıca azalırken, tahmin edilen SEK değerindeki azalmanın lineer olduğu, iki SEK arasındaki maksimum fark %8,1 ile 37,5°C' de oluşurken, minimum fark %2,3 ile 30°C' de olduğu belirtilmiştir.

Şekil 1.19'de kompresör işini azaltmak ve genişleme kaybını azaltmak için kullanılan expander sistemin, expander verimi ile kompresör işinin değişimi görülmektedir.



Şekil 1.19 Expander verimi ile kompresör işinin değişimi [21]

Yapılan deneyler sonucunda ortaya çıkan sonuçlar ve karşılaştırmaları tablo olarak verilmiştir.

Çizelge 1.8CO₂ çevrimlerinin performansı [21]

Cycle option	Performance			
	Gascooler pressure (MPa)	Work (kW)	Capacity (kW)	COP
Basic CO ₂ cycle	9.22	4.578	10.60	2.32
Basic + expander	9.21	3.701	11.02	2.98
(Expander efficiency = 30%)	(-0.1%)	(-19.1%)	(3.9%)	(28.3%)
Two-stage + intercooler	9.53	4.31	11.30	2.62
(Intercooling pressure = 6.5 MPa)	(3.4%)	(-5.8%)	(6.6%)	(13.1%)
Two-stage + vapor injection	9.39	4.28	11.70	2.74
(Low side mass fraction = 70%)	(1.8%)	(-6.7%)	(9.7%)	(18.3%)

Yapılan çalışma sonucu aşağıdaki sonuçlar ortaya çıkarılmıştır.

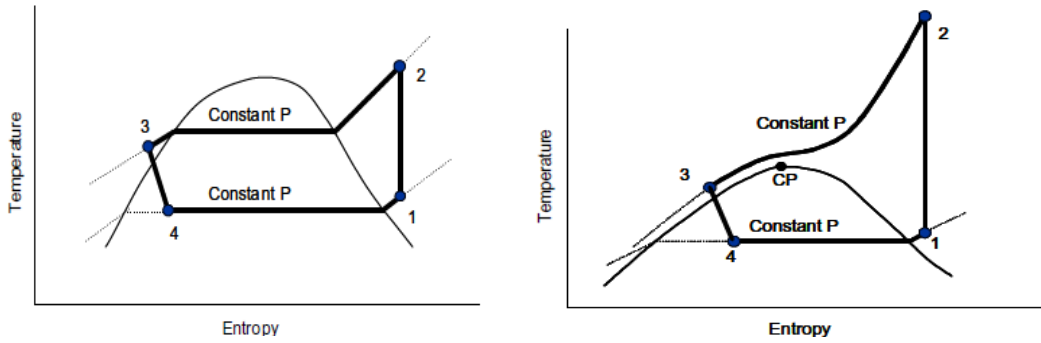
- Expander veriminin artması sonucu kompresör işi lineer olarak artmaktadır.

- Expander %30 verimle çalıştığı, Expanderli CO₂ çevriminde, kompresör işi %19,1 azalırken, sistemin SEK' si temel CO₂ çevriminin SEK' sine göre %28,3 oranında gelişme göstermiştir.
- Expander verimi %10'dan %50'ye çıkarıldığında, kompresör işi %26,1 oranında azalırken, SEK %34,2 artmaktadır.
- Expander ve tek kademeli CO₂ çevriminin SEK'i, kompresör işindeki büyük azalmadan dolayı büyüktür.

Sung vd. yılında yazmış oldukları [13]'de işletim parametrelerinin, araçlardaki CO₂ klima sistemlerinin performansı üzerinde etkilerini incelemişlerdir.

CO₂ soğutucu akışkanı için klima sisteminin performans özelliklerini analiz edilmiştir. CO₂ sistemi ve R134a sistemi için SEK karşılaştırılmıştır. 54°C sıcaklıkta ve rölanti durumunda; CO₂ sisteminin SEK'i R134a sisteminin SEK'inden % 10 daha düşük olduğu fakat 40°C dış ortam sıcaklığında, CO₂ sisteminin SEK'inin, R134a sisteminin SEK'inden % 40 daha yüksek olduğu belirtilmiştir.

Şekil 1.20'de Transkritik CO₂ çevrimi ve geleneksel buhar sıkıştırma çevrimi şematik olarak T-S grafiği olarak gösterilmiştir.



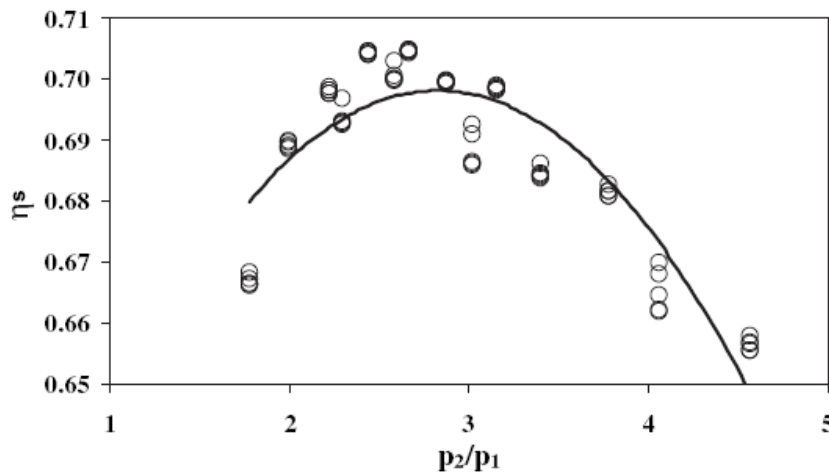
a) R134a çevrimi

b) CO₂ transkritik çevrim

Şekil 1.20 a) buhar sıkıştırırmalı çevrim b) transkritik çevrim [13]

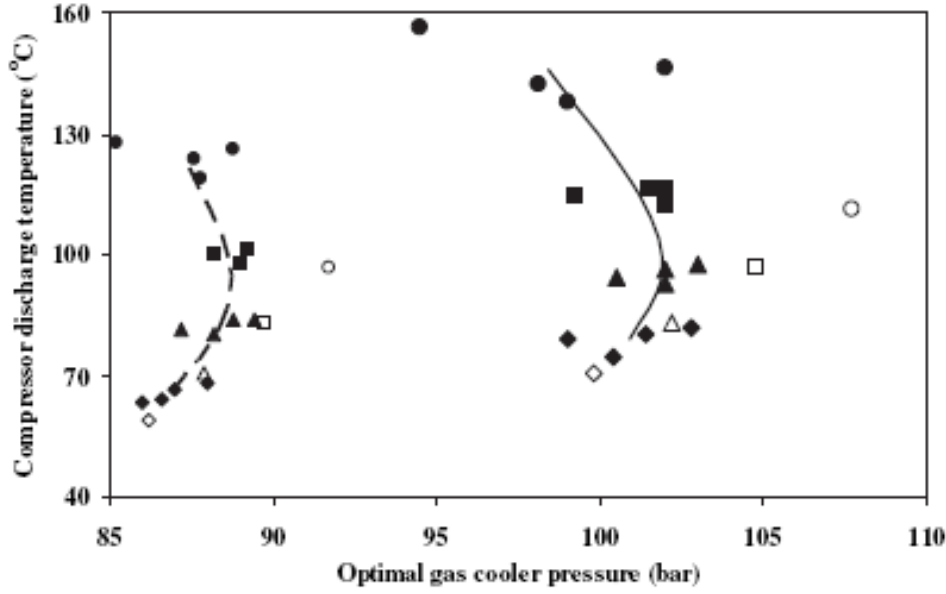
Termodinamik temellerle tanımlanan ve geniş bir basınç aralığında çalışan transkritik soğutma çevrimi sunulan bir çalışmada ise ideal izentropik sıkıştırma ve verimi baz

alınarak piyasada bulunan kompresörler kıyaslanmıştır[14]. Analizler piyasada bulunan gerçek kompresörlerle yapıldığı için optimum yüksek çevrim basıncının ideal kompresörlere oranla ne kadar farklı olduğu saptanmaya çalışılmıştır. İzentropik verimlerin sabitliği pratik kompresörlerde görülemediği ve sabit gaz soğutucu basıncının fonksiyonu olduğu için üreticiler tarafından verilen verimlilik tabloları aracılığıyla ampirik formüller oluşturulmuştur. İzentropik verimliliğin genelde basınç oranının 3 Şekil 1.21 gösterilmektedir.



Şekil 1.21 İzentropik verimin basınç oranına göre değişimi [14]

Yüksek basıncı sınırlama kriterinin, maksimum COP'yi sağlayan buharlaştırıcı ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığı olduğu öne sürülmüştür. Güçlü deşarj basıncı ile maksimum operasyon basıncının azalma eğilimi gösterdiği ve bunun da COP'ye negatif yönde yansıdığı tespit edilmiştir. COP'yi yükseltmek için kısılma kayıplarını minimize etmek gerektiği ve bunun en önemli kriter olduğu belirlenmiştir. Kompresörlerin çoğu neredeyse aynı optimum gaz soğutucu basınçlarını ve kompresör deşarj sıcaklıklarını sağlamaktadır. Şekil 1.22'da Kompresör deşarj sıcaklıklarının değişik gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında gaz soğutucu basıncına etkisi görülmektedir.



Şekil 1.22 Kompresör deşarj sıcaklıklarının değişik gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında gaz soğutucu basıncına etkisi [14]

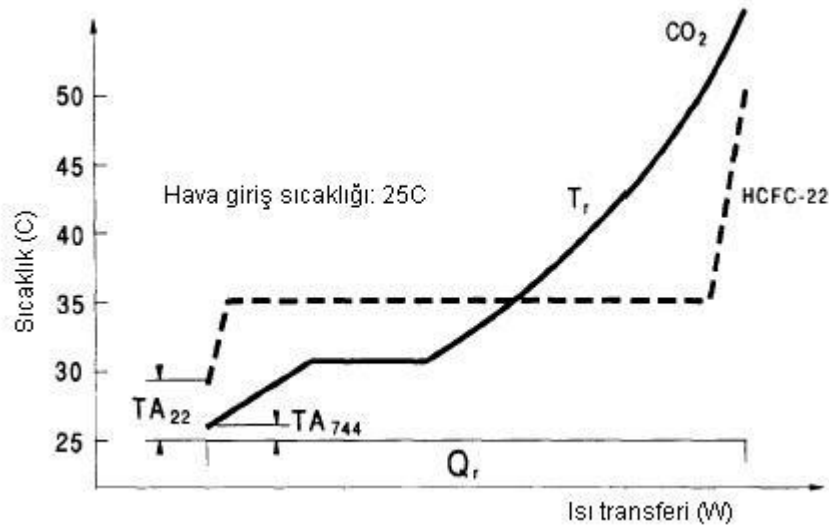
Diğer bir kriter ise gaz soğutucu çıkışı ile buharlaşma sıcaklıkları arasındaki farkı 45°C'nin üstünde tutmak olarak belirlenmiştir. Yüksek deşarj sıcaklıklarını daha dengeli hale getirmek için çok fazlı ve kademeli sıkıştırma kullanmanın ise mantıklı bir çözüm olabileceği savunulmuştur [14].

1.1.2 Ticari Boyutlarda Kullanım

1.1.2.1 Endüstriyel Uygulamaları

R134a kullanan sistemlerden CO₂ kullanan bir sisteme geçildiğinde ısı değiştiricilerinde yapılması gereken genel değişikliklerin de sunulduğu çalışmada, CO₂ için tasarlanan ilk ısı değiştiricisinin boru çapının 3,4 mm olduğu ve kanatlı-boru tipindeki bu ısı değiştiricisinde ısı köprüleri nedeniyle son paslarda soğutkanın ısınmaya başladığı tespit edilmiştir. Gaz soğutucusu olarak görev yapan bu ısı değiştiricisinin üç parçaya ayrılması ile ısı köprülerinin kaldırılması sayesinde arzu edilen sıcaklık profiline ulaşılabilmektedir [22], araç klima sistemleri için ağırlıklı olarak 5-10 kW kapasite aralığında geliştirilen farklı ısı değiştiricilerinin geometrik bilgilerine ilgili çalışmadan ulaşılabilir. Yapılan çalışma sonucunda hacim ve ağırlık gibi parametrelerin önem kazandığı araç klimaları için mikro kanal ısı değiştiricilerinin en yüksek performansı

sağladığı belirtilmiştir [22]. Her ne kadar CO₂ kullanan ısı değıştircileri ile ilgili detaylı bilgiler içerse de, bu ısı değıştircilerinin farklı şartlar (hacim, hava hızı, soğutkan debisi vb.) için nasıl tasarlanacağına dair bir yöntem ve bu ısı değıştircilerinin sistem performansına olan etkisi ile ilgili herhangi bir bilgi bu çalışmada mevcut değildir.



Şekil 1.23 HCFC-22 ve CO₂ için yüksek basınç tarafındaki ısı değıştircisinde sıcaklık dağılımı [22]

Karbondioksitin soğutucu akışkan olarak ısı pompalı kurutucularda kullanımı ile ilgili bir çalışma olan [23] Schmidt vd. tarafından sunulmuştur. Kapalı devre hava sirkülasyonuna dayanan kurutucu sistemi için soğutkanın R134a ve CO₂ olması durumlarındaki termodinamik analizler sunulmuş ve kompresör izentropik veriminin her iki soğutkan için aynı olması durumunda CO₂ kullanan sistemin R134a soğutkanlı sistemle eşdeğer performans göstereceği sonucuna varılmıştır.

Transkritik CO₂ çevrimlerinde optimum egzoz basıncının belirlenmesi ile ilgili bir diğer çalışma Liao vd. tarafından [24] sunulmuştur. Yapılan çalışmada kompresörün izentropik verimini ampirik değerlere bağlı olarak hesaba katan bir çevrim simülasyonu oluşturulmuş ve evaporasyon sıcaklığının -10°C ile +20°C arasında olduğu araç klima sistemleri incelenmiştir. Her ne kadar farklı gaz soğutucusu çıkış sıcaklıkları ve farklı evaporasyon sıcaklıklarının çevrim performansına ve optimum egzoz basıncına olan etkisi detaylı bir şekilde verilmiş olsa da, -10°C ve daha düşük evaporasyon sıcaklıklarındaki performans ile ilgili herhangi bir bilgi bu çalışmada bulunmamaktadır. Halbuki daha önce yapılan [25]'de, özellikle dondurucu bölmesi içeren buzdolaplarına

uygun olan -25°C ve daha düşük evaporasyon sıcaklıklarında CO_2 'in mevcut soğutkanlardan daha verimli olabileceği gösterilmiştir. Bu duruma ek olarak, gerçekleştirilen çevrim simülasyonunda kompresör tasarımına bağlı olan izentropik verim değeri kullanılmış, ısı değıştircilerinin etkinlikleri ile ilgili herhangi bir bilgi de sunulmamıştır.

Bu çalışmalara ek olarak, ısı pompalı kurutucularda CO_2 kullanımı ile ilgili bir çalışma Klöcker vd. [26]'yı hazırlamışlardır, CO_2 'in klimalarda kullanımı ile ilgili bir çalışma ise Rozhentsev ve Wang tarafından [27] sunulmuştur. Isı pompalı kurutucu ile ilgili olarak yapılan çalışmada, 12 ve 16 kW kapasiteli iki farklı CO_2 kompresörü ile yapılan deneysel çalışmalar, konvansiyonel bir kurutucunun katalog verileri ile karşılaştırılmış ve enerji tüketiminde % 53-65 mertebesinde kazanç elde edilebileceği sonucuna varılmıştır. Klimalar ile ilgili olarak yapılan çalışmada ise farklı sistem parametrelerinin performansa olan etkisi incelenmiş ve evaporasyon sıcaklığı ağırlıklı olarak 7°C alınmıştır. Tahmin edilebileceği üzere her iki çalışmadaki ısı ve kütle akıları ile evaporasyon sıcaklık aralığı önerilen projedeki değerlerden daha yüksektir.

Soğutucu akışkan olarak CO_2 kullanan sistemlerde kondenserin yerine geçen gaz soğutucusunun modellenmesi ile ilgili bir çalışma Yin vd. tarafından [28] sunulmuştur. Sonlu elemanlar tekniğinin kullanıldığı çalışmada 48 ayrı çalışma şartı ele alınmış ve gaz soğutucusu kapasitesinin $\pm$ %2 hata ile hesaplanabildiği belirtilmiştir. Her ne kadar çalışmada ele alınan kütle ve ısı akıları önerilen bu projedeki değerlerden yüksek olsa da, gaz soğutucusu modelleme çalışmaları için bu verilerden faydalanılabileceği düşünülmektedir.

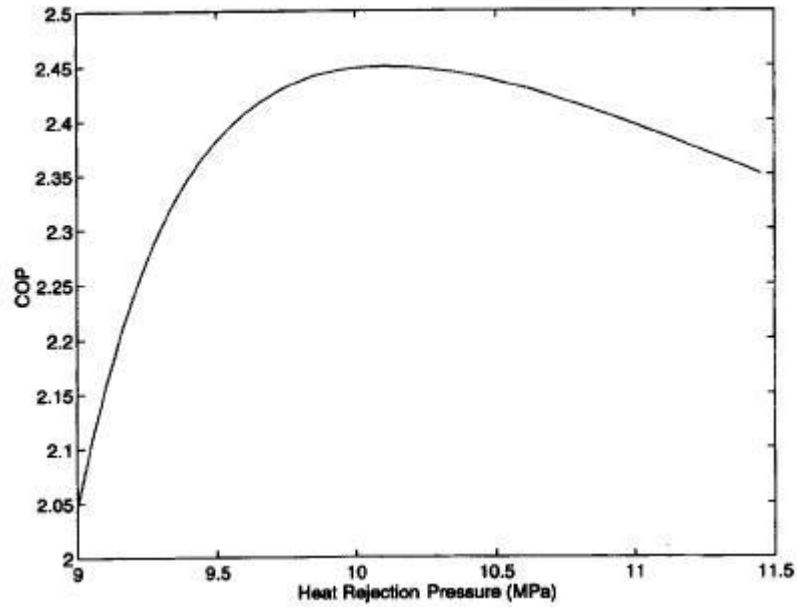
CO_2 ve R134a ile çalışan araç klima sistemlerinin karşılaştırılması ile ilgili hazırlanmış olan [29] Brown vd. Tarafından sunulmuştur. Transkritik CO_2 çevrimi ile çalışan ısı pompası sistemlerinin modellenmesi ile ilgili bir çalışma ise White vd. tarafından [30] sunulmuştur. Isı pompası sistemlerinde soğutucu akışkan olarak CO_2 kullanılması ile ilgili bir diğer çalışma olan [31] ise Neksa vd. tarafından yapılmıştır. Araç kliması ile ilgili çalışmada yarı-teorik çevrim modelleri ile iki soğutkan karşılaştırılmış, ağırlıklı olarak 3 kW ve daha yüksek kapasiteler ele alınmıştır. Evaporatör girişindeki hava sıcaklığı bu çalışmada $26,7^{\circ}\text{C}$ olduğu için, önerilen projemizdeki sıcaklık aralıkları ve dolayısıyla

optimum egzoz basıncı ve diğer parametreler bu çalışmada da bulunmamaktadır. Isı pompası ile ilgili çalışmaların ilkinde 0,3°C evaporasyon sıcaklığında 115 kW ısıtma kapasitesine sahip bir sistem ele alınmıştır. Isıtılan suyun sıcaklığının 77,5°C olduğu ve bu şartlarda soğutma etkinlik katsayısının 3,4 olduğu belirtilmiştir. Isı pompası ile ilgili diğer çalışmada [31] ise, transkritik CO₂ çevrimlerinin temelleri gözden geçirilmiş, ısı pompalı su ısıtıcılar, mekan ısıtması ve ev tipi ısı pompaları hakkında bilgiler sunulmuştur. R22 ile karşılaştırıldığında, ele alınan şartlarda soğutma modunda performansın bir miktar daha düşük, ısıtma modunda ise CO₂'nin performansının daha yüksek olduğu belirtilmiştir.

1.1.2.2 Endüstriyel Tip Gıda Soğutucular

Genleşme türbini içeren transkritik CO₂ çevrimlerinin verim analizi ile ilgili hazırlanmış olan [25] Robinson ve Groll tarafından sunulmuştur. R22 soğutkanı ile karşılaştırmalı olarak yapılan analizlerde, soğutma çevriminde bir kısılma vanasının kullanılması ve kısılma işlemi sırasında iş elde edilebilmesi için bir türbinden yararlanılması olmak üzere iki farklı çevrim ele alınmıştır. Ortam sıcaklığının 35°C olarak belirlendiği çalışmada R22'nin yoğuşma sıcaklığının 50°C ve CO₂'in gaz soğutucusu çıkışındaki sıcaklığının 40°C olduğu kabul edilmiştir. Evaporasyon sıcaklığı ise -40°C ile 5°C arasında değiştirilmiştir. Oluşturulan simülasyon modelinde, kompresör izentropik ve mekanik verim değerleri ile modellendiği için oldukça basitleştirilmiş bir analiz gerçekleştirilmiş olup bu analiz sonucunda elde edilen soğutma etkinlik katsayısı değerlerinin çıkış basıncı ile değişimi Şekil 1.24'de sunulmuştur. Şekilde görüleceği üzere 0°C evaporasyon sıcaklığı için gerçekleştirilen analiz sonucunda optimum çıkış basıncının 10 MPa mertebesinde olduğu belirlenmiştir [25]. Farklı türbin izentropik verimleri için yapılan karşılaştırmalar sonucunda, CO₂'nin soğutma etkinlik katsayısı değerlerinin özellikle -25°C ve daha düşük evaporasyon sıcaklıklarında R22'den yüksek olduğu, evaporasyon sıcaklığının artması ile R22'nin performansının daha iyi hale geldiği sonucuna ulaşılmıştır. Her ne kadar bu çalışmada düşük evaporasyon sıcaklıklarındaki CO₂ çevrim performansından bahsedilse de, ilgili analizler oldukça kısıtlayıcı kabullere dayandırılmış olup gerçekçi veriler için daha detaylı sayısal ve deneysel çalışmalara ihtiyaç duyulmaktadır.

CO₂ soğutma çevrimlerinde optimum egzoz basıncının elde edilmesi ile ilgili hazırlanmış olan [32] Kauf tarafından sunulmuştur. Optimum basıncın bulunmasında kullanılan grafik yöntemi değerlendirilmiş ve bu yöntemin sadece izentropik sıkıştırma prosesi içeren çevrimlere uygulanabileceği ve yeterince hassas olmadığı belirtilmiştir. Yapılan çalışmada kurulan simülasyon modelinde ise araç klimalarına yönelik olarak kompresör izentropik verimi deneysel verilerden alınmış, evaporatör ve gaz soğutucusu ısı transferi etkinlik değerleri ise literatürden alınmıştır. Bu ısı değişticilerindeki basınç düşümü sistem performansını etkilediği için üreticinin sağladığı veriler kullanılarak bir korelasyon elde edilmiştir. 35, 40 ve 50°C ortam sıcaklıkları için farklı kompresör strok hacmi ve devirlerindeki optimum egzoz basıncı değerleri bu simülasyon programı yardımıyla hesaplanmıştır. Yapılan analizler sonucunda ortam sıcaklığının artmasının optimum egzoz basıncını arttırdığı ve optimum egzoz basıncındaki soğutma etkinlik katsayısını azalttığı sonucuna ulaşılmıştır. Sunulan optimum basınç değerlerinin kompresör ve ısı değişticisi tasarımına bağlı olduğu da vurgulanmıştır. Gerçekleştirilen bu çalışmada araç klimaları ele alındığı için düşük evaporasyon sıcaklıklarındaki çevrim performansı ile ilgili herhangi bir bilgi mevcut değildir.



Şekil 1.24 Transkritik CO₂ çevriminde 0°C evaporasyon sıcaklığı için soğutma etkinlik katsayısının egzoz basıncı ile değişimi [25]

1.1.3 Mobil Kullanım

Özellikle araç klimalarına yönelik olarak CO₂ kullanan sistemler için kompakt ısı değıştircilerinin geliştirilmesi ile ilgili olarak hazırlanmış olan [22] Pettersen vd. tarafından sunulmuştur. Çevrimin transkritik olması nedeniyle, kondenser yerine geçen gaz soğutucusu çıkışındaki sıcaklığın ortam sıcaklığına mümkün mertebe yakın olması gerektiği belirtilmiş ve değışen sıcaklıkta gerçekleşen bu prosese uygun ısı değıştircisi tasarımlarına ihtiyaç duyulduğu vurgulanmıştır [22]. Bu tür bir ısı değıştircisindeki sıcaklık dağılımı konvansiyonel bir soğutkan ile karşılaştırmalı olarak Şekil 1.23’de sunulmuştur. Her iki soğutkan için ortalama sıcaklık farkı 10K alınmıştır.

CO₂ ısı pompalarının hem mekan hem su ısıtmada kullanılması ile ilgili olarak hazırlanmış olan [33] Stene tarafından sunulmuştur. 6.5 kW kapasiteli bir prototip ünite oluşturularak test edilmiş ve testler ağırlıklı olarak -5°C evaporasyon sıcaklığında yürütülmüştür. Yapılan testler sonucunda farklı sıcaklık şartları için sistemin SEK değeri 3,2-4,0 arasında değışebileceği bulunmuştur. Yapılan simülasyon çalışmalarında soğuk su giriş sıcaklığının performansa olan etkisi incelenmiş olmakla beraber, gerek farklı ısı değıştircisi tiplerinin kullanımı ve gerekse -10°C’tan daha düşük evaporasyon sıcaklıkları ile ilgili herhangi bir bilgi çalışmada bulunmamaktadır [33].

İki kademeli transkritik CO₂ çevrimlerinin optimizasyonu ile ilgili olarak hazırlanmış olan [34] Cavallini vd. tarafından sunulmuştur. Çalışmanın deneysel kısmında iki kademeli yarı hermetik bir CO₂ kompresörü kullanılmış ve kompresör giriş gücü elektronik bir enerji analizörü ile ölçülmüştür. Sıkıştırmanın iki kademesi arasında iç içe borulu bir ısı değıştircisi ile ara soğutma uygulanmış ve kısılma cihazı olarak gaz soğutucusu çıkış basıncını sabit tutabilen bir valf seçilmiştir [34]. Hem gaz soğutucusu hem evaporatör için kanatlı boru tipinde ısı değıştircilerinin kullanıldığı çalışmada SEK değeri farklı basınç oranları için deneysel olarak elde edilmiştir. Çalışmanın teorik kısmında ise oldukça sade bir model oluşturularak kompresör izentropik verimi ve ısı değıştircileri için gerekli sıcaklık farkları giriş parametresi olarak seçilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, iki kademeli CO₂ klima sistemlerinde maksimum enerji verimliliğini sağlayan bir optimum yüksek basınç değeri olduğu sonucuna ulaşılmıştır [34]. Her ne kadar oldukça detaylı deneysel veriler içerse de, transkritik CO₂ çevriminin

simülasyonu ve -10°C'tan daha düşük evaporasyon sıcaklıklarındaki performans ile ilgili herhangi bir bilgi bu çalışmada bulunmamaktadır.

Cecchinato ve Corradi'nin yapmış oldukları [35]' makalede, R-404A ve R-134a soğutkanları ile çalışan tek kapılı şişe soğutucularını, R-744 kullanımına uygun hale getirmeyi amaçlayan bir uygulamada, ticari meşrubat soğutucusunun bir prototipi CO₂ transkritik tersinir çevrimi ile çalıştırılırken, sistemin hem ücreti hem de enerji verimliliği üzerine çalışmışlardır. Geliştirme ve optimize etme ihtimali, bu ürünün piyasadaki ilk izlenimi açısından ve karmaşık çözümlerini hafifletmeye yönelik önemli bir adımdır. Böylece ucuz ve kolaylıkla ulaşılabilen bileşenler göz önüne alınabilecektir. Farklı deplasman ve farklı verimdeki kompresörler ile değişik gaz soğutucular baz alınarak yapılan hesaplamaların ana amacı soğutucu ekipmanlarının boyut ve verimliliğini optimum seviyelere taşımaktır. İlk adım olarak, farklı çevre sıcaklıklarında ideal yüksek çevrim basıncına yaklaşmak için kılcal tüp sistemleri üzerinde durulmuş ve ideal çevrim yüksek basınç problemi için ortaya atılan yaklaşım çözümleri sorgulanmıştır. Kılcal tüpün kendiliğinden akış oranını ayarlayarak kompresör üzerinden geçerken gaz soğutucu basıncını ideal değerlere yaklaştırdığı görülmüştür. Ayrıca uygun gaz soğutucu seçimi derin bir şekilde araştırılmıştır. Bu amaçla kanatlı boru demetli ısı değiştiricileri ile çok ucuz olan çelik telli borulu ısı değiştiricileri test edilmiştir. Karbondioksit sisteminin enerji tüketimi R134a ve R404A ile kıyaslanmıştır. Testler, CO₂'in enerji tüketiminin güncel akışkanlardan çok daha fazla olduğunu özellikle 25°C'nin üstündeki sıcaklıklarda göstermiştir. 20°C ile 35°C arasındaki sıcaklıklarda % 19,4'ten % 54,4'e kadar değişen geniş bir aralık olduğu saptanmıştır. R404A ile kıyaslandığında bu sonuçların daha iyi olduğu % -3,9 ile % 29,5 aralığında olmaktadır. Karbondioksit sistemlerinde çelik teli borulu ısı değiştiricilerinin uygulanabilir bir çözüm olduğu; düşük çevre sıcaklığında, enerji tüketiminin güncel kanatlı boru demetli ısı değiştiricilerine yakın değerlerde olmasıyla doğrulanmıştır. Ayrıca CO₂ sistemlerinin, gaz soğutucu ısı transfer yüzeyi ile kompresör deplasmanı arasındaki ilişki araştırılmıştır ve CO₂ sisteminin enerji verimliliği açısından daha hassas olacağı halojen soğutucu ünitelere göre kompresörün daha büyük boyutlu olduğuna dayanarak gösterilmiştir. Bunun yanında kanatlı boru demetli ısı değiştiricilerinin kesik kanatlı olmasının, sistem verimliliğini artıran önemli bir parametre olduğu başarıyla

test edilmiştir. Aslında, bu durumda, oda sıcaklığı 30-35°C aralığında iken R-134a ve R-404A için ortalama yüzde değişimleri %39,5 ile %17,4'tür. Kanatlı boru demetli ya da alternatif olarak mikro kanallı gaz soğutucuların getirdiği maliyet artışı nedeniyle ev tipi soğutma cihazlarındaki uygulama olasılığı yüksek verimliliğin elde edilmesine rağmen azalmaktadır. Sonuçta karbondioksit, soğutucu ekipmanların toplam eşdeğer ısınma etkisi göz önüne alınarak tek kademeli R744 kompresör teknolojisi ile HFC'lerle kıyaslandığında, sadece soğutucu ünitenin gaz soğutucu giriş sıcaklığının orta veya düşük değerlerde olduğunda bağımsız olarak uygulanabilir bir seçenek olduğu görülmüştür. Bu durumda, ticari avantajlarla ilgili tasarruf açısından kıyaslandığında, düşük maliyetli bileşenlerin sisteme adapte edilmesinin, ihmal edilebilir enerji verimliliği cezası ile sonuçlanacağı öne sürülmüştür.

1.2 Tezin Amacı

İnsanlığın gelişimi ile birlikte atmosfere atılan gazların atmosfere salınımı dünyayı koruyan ozon tabakasında belirli tahribatlar yaratmaktadır. Atmosfere atılan gazların büyük bir bölümü ozon tüketme potansiyellerinin (ODP: Ozone Depletion Potential) yüksek olması nedeni ile ozon tabakasının incelmeye ve atmosferde uzun süre kalması (GWP: Global Warming Potential) sonucunda sera etkisine neden olmaktadır. [37] Ozon (O_3) üç adet oksijen atomundan oluşan şeffaf bir gazdır. Yeryüzünden 40-50 km yüksekte bulunan ozon tabakasının temel rolü Ultraviyole (UV) ışınları olarak adlandırılan güneşim zararlı ışınlarına karşı bizleri korumaktır. Atmosfere salınan gazların sera etkisi yaratması sonucunda dünya yüzeyinde sıcaklığın artmasına küresel ısınma denilmektedir. [38]

Buhar sıkıştırma çevrimi esaslarına göre çalışan soğutma sistemlerinde, ısı enerjisinin taşınması görevi yapan akışkan "Soğutucu akışkan" veya "soğutkan" adı ile tanımlanmıştır. Soğutucu akışkanlar ısı alışverişini sıvı fazdan buhar fazına ve buhar fazından sıvı faza dönüştürerek sağlamaktadır [37]. Günümüzde kullanılan soğutucu akışkanların atmosfere salınımları sonucu küresel ısınma potansiyeli ve ozon tüketme potansiyelleri büyüktür. Bazı soğutkanların bileşenlerinde klor ve brom bulunmaktadır. Bu bileşikler atmosfere yayıldığında güneş ışınlarının etkisi ile ayrışmakta, klor (Cl), ve brom (Br) atomları serbest kalmaktadır. Oldukça zayıf bağlantılara sahip olan ozon

molekülleri (O_3) serbest kalan klor ve brom atomları ile reaksiyona girerek brom oksit (BrO) ve klormonoksit'e (ClO) dönüşmektedir. Bu reaksiyon sonucu O_2 açığa çıkmaktadır.

Uzun yıllardan beri soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar olarak CFC ve HCFC gazlarının ozon tabakasına zarar verdiğinin anlaşılması üzerine bu gazlar Montreal Protokolü ile yasaklanmıştır. Son yıllarda Ozon tabakasına zarar veren gazların yerine yapılan alternatif gaz arayışı sonucunda karbon dioksit gazına olan ilgi artmıştır. Diğer gazlara oranla daha az kirletici ve Termodinamik özellikleri sayesinde günümüzde CO_2 uygulamaları artmıştır. Uygulamalarda yüksek kapasiteli kaskat soğutma sistemlerinde veya yine yüksek kapasiteli endüstriyel uygulamalarda bolca kullanılmaya başlanmıştır. Buzdolabı uygulamalarında 100W ile 300W arasında soğutma kapasiteleri kullanılmaktadır. CO_2 ile çalışan kompresörlerin buzdolabı uygulamalarında kullanılan sıcaklıklarda test değerleri mevcut değildir. Bu nedenden ötürü Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalında Prof. Dr. Hasan Heperkan yürütücülüğünde, 00238.STZ.2008-1 referans kod numaralı, "Soğutucu akışkan olarak karbon dioksit kullanan transkritik çevrimlerin sayısal ve deneysel incelenmesi" isimli, San-Tez projesi kapsamında CO_2 ile çalışan kompresörlerin buzdolabı uygulamalarında kullanılan sıcaklıklarda ki soğutma kapasitesi ve elektriksel gücün ölçülebileceği bir deney düzeneği kurulmuştur.

1.2.1 Soğutucu Akışkanlar ve Küresel Etkileri

Soğutucu akışkanlar ısı alışverişini sıvı fazdan buhar fazına (soğutucu/Evaporatör devresi) ve buhar fazından sıvı fazına (yoğuşturucu/kondenser devresi) dönüşerek sağlamaktadır. Soğutucu akışkanın Soğutucu akışkan olarak kullanılan maddelerin bazı kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olması beklenmektedir. Genel olarak soğutucu akışkanlarda aranılan özellikler aşağıda toparlanmaya çalışılmıştır [37].[2]

- Pozitif buharlaşma basıncı olmalıdır. Hava sızmasını, dolayısı ile havanın getirdiği su buharının soğuk kısımlarında katılaşarak işletme aksaklıklarına meydan vermesini önlemek için buharlaşma basıncının çevre basıncından bir miktar fazla olmalıdır.

- Düşük yoğuşma basıncı olmalıdır. Yüksek basınca dayanıklı kompresör, kondenser, boru hattı gibi tesisat olmalıdır.
- Buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır. Buharlaşma gizli ısı ne kadar yüksek olursa sistemde o oranda gaz akışkan kullanılacaktır.
- Kimyasal olarak aktif olmamalıdır, tesisat malzemesini etkilememesi, korozyon olmaması, yağlama yağının özelliğini değiştirmemesi gerekir.
- Yanıcı patlayıcı ve zehirli olmamalıdır.
- Kaçakların kolay tespitine imkan veren özellikte olmalıdır. (Koku, renk)
- Ucuz olmalıdır.
- Isı geçirgenlik katsayısı yüksek olmalıdır.
- Dielektrik olmalıdır.
- Düşük donma derecesi sıcaklığı olmalıdır.
- Yüksek kritik sıcaklığı olmalıdır.
- Özgül hacmi küçük olmalıdır.
- Viskozitesi düşük olmalıdır.

1980 yılına kadar R22 ve R12 gazları otomotiv, soğutma, küçük soğutma sistemleri, ısı pompaları gibi çok geniş bir alanda kullanılmıştır. 1980 yılından itibaren ozon tabakasına zararlı etkileri görülmeye başlanılan soğutkanların yerine alternatifleri aranmaya başlanmıştır. Cloroflorokarbonlar (CFC) veya hidroclorofluorocarbonlar (HCFC) florocarbonlar (FC) ve hidroflorocarbonlar (HFC) olarak geçen soğutucu akışkanlar ve türevlerinin bazıları zamanla ozon tabakasına kötü yöndeki etkilerinden ötürü ilgili uluslararası antlaşmalar ve yaptırımlar ile kullanım yerlerinde kısıtlanması veya bazı soğutkanların yasaklanması üzerine çalışmalar yapılmıştır. Çizelge 1.9’de günümüze kadar kullanılan soğutucu akışkanların listesi mevcuttur

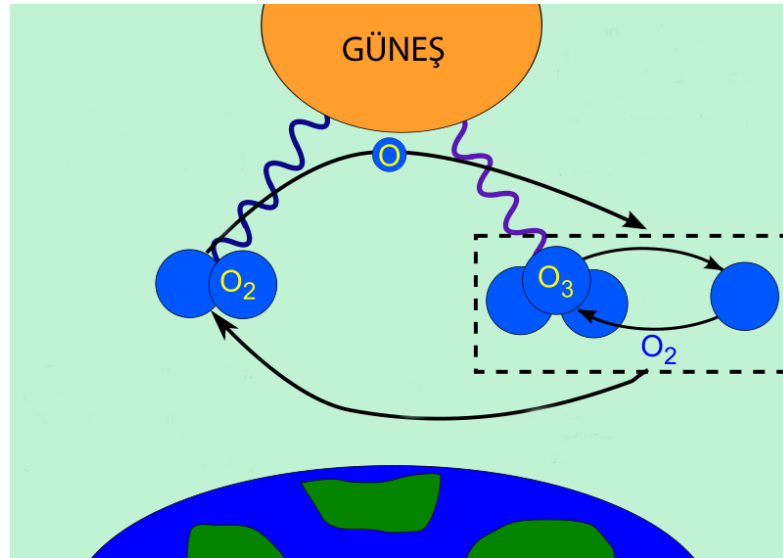
Çizelge 1.9 Günümüzde kullanılan soğutucu akışkanların listesi [3]

ASHRAE Numarası	Kimyasal Adı	Moleküler Formülü	Atmosferik Ömrü	ODP	GWP (100yıl)
R-11 (CFC-11)	Triklorflormetan	CFCL ₃	45,0	1.00	4.750,0
R-12 (CFC-12)	Diklorflormetan	CF ₂ CL ₂	100,0	1.00	10.900,0
R-13 (CFC-13)	Klortriflormetan	CCLF ₃	640,0	1,00	14.400,0
R-13B1 (BFC-13)	Bromtriflormetan	CBRF ₃	65,0	16,00	7.140,0
R-22 (HCFC-22)	Klordiflormetan	CHF ₂ CL	12,0	0,05	1.810,0
R-23 (HCF-23)	Triflormetan	CHF ₃	270,0	0,00	14.800,0
R-32 (HCF-32)	Diflormetan	CH ₂ F ₂	4,9	0,00	675,0
R-113 (CFC-113)	Triklortrifloreten	C ₂ F ₃ CL ₃	85,0	1,00	6130,0
R-114 (CFC-114)	Diklortetrafloretan	C ₂ F ₄ CL ₂	300,0	1,0*	10.000,0
R-115 (CFC-115)	Klortentafloretan	C ₂ F ₅ CL	1.700,0	0,44	7.370,0
R-123 (HCFC-123)	Diklortrifloreten	C ₂ HF ₃ CL ₂	1,3	0,02	77,0
R-125 (HFC-125)	Pentafloretan	CF ₃ CHF ₂	29,0	0,00	3.500,0
R-134a (HCF-134a)	Tetrafloretan	C ₂ H ₂ F ₄	14,0	0,00	1.430,0
R-141b (HCFC-141b)	Flordikloreten	C ₂ CL ₂ FH ₃	9,3	0,12	725,0
R-143a (HFC-143a)	Trifloreten	CF ₃ CH ₃	52,0	0,00	4.470,0
R-152a (HCF-152a)	Difloreten	C ₂ H ₄ F ₂	1,4	0,00	124,0
R-290 (HC-290)	Propan	C ₃ H ₈			3,3
R-600 (HC-600)	Bütan	CH ₃		0,00	4,0
R-600a (HC-600a)	İzobütan	CH(CH ₃) ₃		0,00	4,0
R-717	Amonyak	NH ₃	<0,019165	0,00	0,0
R-718	Su	H ₂ O	0,02601	0,00	0,2
R-744	Karbondioksit	CO ₂	29.300-36.100	0,00	1,0

11 Ekim 1997 yılında kyoto, Japonya’da yapılan bir çalışma ile birlikte tüm dünyadaki 37 ülke kendi aralarında sera etkisi yaratacak gazlarının azaltılması yönünde bir anlaşma imzalamışlardır. Bu antlaşma gereği bazı FC’ler, HFC’ler yasaklanmaya başlanmışlardır.

1.2.2 Ozon Tahribatı (ODP)

Ozon tabakası yüksek konsantrasyonda ozon içermektedir. Ozon gazı üç oksijen atomundan (O_3). Ozon tabakası yeryüzünden yaklaşık 13-40 km kadar yukarıda bulunmaktadır. Bu tabaka %97-99 oranda güneşten gelen dünyamız ve bizler için zararlı ultraviyole ışınlarını (UV) absorbe edip bir nevi filtre görevi görmektedir. Ozon molekülleri zayıf kimyasal bağlar ile birbirlerine bağlıdırlar. UV ışınlarının gelmesi sonucunda O_2 ve O atomlarına ayrılmaktadır. Şekil 1.25’de ozon moleküllerinin döngüsü görülmektedir. UV ışınlarına maruz kalan ozon molekülleri O_2 ve O atomlarına ayrılmaktadır. Bu kimyasal reaksiyon çok hızlı bir şekilde gerçekleşmektedir. Atmosferde bulunan O atomları yine UV ışınlarına maruz kalarak fotoliz olmaktadır ve O_2 atomları ile birleşerek O_3 oluşmaktadır. O_2 ile O’nun birleşim reaksiyonu uzun zaman almaktadır.



Şekil 1.25 Ozon molekülleri kimyasal döngüsü [39]

CFC, FC, HCFC gazlarının içerisinde bulunan klor ve bromür atomları yüksek Ozon tabakasının dolaylı yoldan incelmesine ve ayrıca sera etkisine neden olmaktadır. Bu bileşikler atmosfere yayıldığında güneş ışınlarının etkisi ile ayrılmakta, Cl ve Br

atomları serbest kalmaktadır. Daha önce de bahsedildiği gibi zayıf bir molekül bağına sahip olan O₃, Br ve Cl ile tepkimeye girip brom monoksit (BrO) ve klormonoksit'e (ClO) dönüşmektedir. Bu reaksiyon sonucu O₂ açığa çıkmaktadır. Bir kimyasal bileşiğin ODP oranı R-11 soğutkan gazına göre yapılan hesap ve orana göre belirlenmiştir. R-11 (CFC-11) soğutkan gazının diğer üç kaloringen atomlu soğutkanlara göre en yüksek ozon tahribat potansiyeline sahiptir. Kısacası bir soğutkanın ODP oranı soğutkanın ozon tabakasına yapmış olduğu zararlı etkinin, aynı kütledeki CFC-11 gazının ozon tabakasına yapmış zararlı etkiye oranı olarak verilebilir.

1.2.3 Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)

Küresel ısınma potansiyeli (GWP) atmosfere salınan sera gazı miktarının kütesel oranı olarak belirtilmiştir. Bu oran aynı kütle miktarındaki CO₂ için hesaplanmaktadır. GWP belli bir zaman aralığı için hesaplanmaktadır. Genelde hesaplamalarda 20 yıllık 100 yıllık ve 500 yıllık süreçleri içermektedir. Çizelge 1.10'de bazı soğutkanların GWP değerleri 20 yıl, 100 yıl ve 500 yıl için tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 1.10 Bazı soğutkanların GWP değerleri. [3]

ASHRAE Numarası	Moleküler Formülü	Küresel Isınma Potansiyeli		
		20 yıl	50 yıl	100 yıl
R-11 (CFC-11)	CFCL ₃	6730	4750	1620
R-12 (CFC-12)	CF ₂ CL ₂	11000	10900	5200
R-13 (CFC-13)	CCLF ₃	10800	14400	16400
R-13B1 (BFC-13)	CBRF ₃	8480	7140	2760
R-22 (HCFC-22)	CHF ₂ CL	5160	1810	549
R-23 (HCF-23)	CHF ₃	12000	14800	12200
R-32 (HCF-32)	CH ₂ F ₂	2330	675	205
R-113 (CFC-113)	C ₂ F ₃ CL ₃	6540	6130	2700
R-114 (CFC-114)	C ₂ F ₄ CL ₂	8040	10000	8730
R-115 (CFC-115)	C ₂ F ₅ CL	5310	7370	9990
R-123 (HCFC-123)	C ₂ HF ₃ CL ₂	273	77	24
R-125 (HFC-125)	CF ₃ CHF ₂	6350	3500	1100
R-134a (HCF-134a)	C ₂ H ₂ F ₄	3830	1430	435
R-141b (HCFC-141b)	C ₂ CL ₂ FH ₃	2250	725	220
R-143a (HFC-143a)	CF ₃ CH ₃	5890	4470	1590
R-152a (HCF-152a)	C ₂ H ₄ F ₂	437	124	38
Metan	CH ₄	72	25	7,6
Azot Oksit	N ₂ O	289	298	153
Karbondioksit	CO ₂	1	1	1

1.2.4 Soğutucu Akışkanların Kullanılabilirliği İle İlgili Uluslararası Anlaşmalar Ve Bu Anlaşmalardan Doğan Yükümlülükler

1.2.4.1 Viyana Sözleşmesi

Ozon tahribatının önlenmesine yönelik ilk uluslararası girişim 1985 yılında UNEP (Birleşmiş Milletler Çevre Programı) öncülüğünde imzalanan Viyana Sözleşmesi'dir. Viyana sözleşmesi, araştırma, ozon tabakasının sistematik gözlenmesi, CFC üretiminin izlenmesi ve bilgi paylaşımı konusunda hükümetler arası işbirliğinin sağlanmasını teşvik etmişlerdir. Sözleşmeyi imzalayan tarafların ozon tabakasını yapısını değiştiren insan kaynaklı faaliyetlere karşı ve çevre sağlığını korumaya yönelik genel önlemler almakla görevlendirilmiştir. Yasal bağlayıcılığı olan kontrolleri veya hedefleri içermeyen bir çevre sözleşmesidir.

1.2.4.2 Montreal Protokolü

Viyana sözleşmesinin imzalanmasının ardından ozon tabakasını incelten maddelerin kullanımının ve üretiminin kontrol altına alınmasını sağlayacak bir protokol oluşturulmaya başlanmıştır. 16 Eylül 1987 tarihinde imzalanan Ozon tabakasını incelten maddelere ilişkin Montreal Protokolü kabul edilmiştir. 1985 yılında Antartika üzerindeki ozon deliğinin tespit edilmesi be hükümetler, birçok CFC'nin ve bazı halonların üretimini tüketimini azaltacak katı önlemlere ihtiyaç olduğu yargısına varmıştır. Montreal Protokolü periyodik olarak yapılan bilimsel ve teknolojik değerlendirmeleri temel alarak azaltma takviminin revize edilebileceği şekilde oluşturulmuştur. Bu teknik ve bilimsel değerlendirmeleri takiben, söz konusu Protokole ait takvimdeki azaltımın hızlandırılması için 1990'da Londra, 1992 Kopenhag, 1995'de Viyana, 1997 Montreal, 1999 Beijing ve 2007'de Montreal'de tekrar düzenlenmiştir. Yeni düzenlemeler ile yeni kontrol maddelerinin ve yeni önlemlerin de anlaşmaya dahil edilmesine neden olmuştur. Yaklaşık olarak 196 ülkenin taraf olduğu Montreal Protokolü, çevre konusunda oluşturulmuş en başarılı çok taraflı anlaşma olarak tanımlanmaktadır.

1.2.4.3 Kyoto Protokolü

11 Ekim 1997 tarihinde kabul edilmiştir. Yaklaşık 191 ülke Kyoto Protokolüne imza atmıştır. Protokol dahilinde 37 ülke sera etkisi yaratan sera gazlarının (karbon dioksit, metan, azot oksit, sülfür heksaflorid ve iki gaz grubu olan hidroflorokarbonlar ile perflorokarbonların) azaltılmasına yönelik karar almışlardır. Bu ülkeler 1990 senesinde gerçekleşen sera gazı miktarı emisyonlarının %5,2 olarak azaltılmasında karar kılmışlardır. Fakat ne yazık ki alınan kararlar sonucunda sadece endüstriyel sistemlerin emisyonları üzerine kararlar alınmıştır. Alınan karar uluslararası gemcilik ve uluslararası havacılık sektörünü kapsamamaktadır.

1.2.4.4 Rio+10

Çalıştay olarak hazırlanan Rio+10 12-13 Nisan 2001 tarihinde Canberra, Avustralya'da gerçekleştirilmiştir. Yaklaşık olarak 54 ülkeden 200 katılımcının katıldığı bir çalıştaydır. Kyoto Protokolü ile kabul edilen maddelerin 10 yıllık bir dönemdeki hedefleri oluşturulmuştur. Kısa vade de 2002 yılına kadar yapılacak çalışmalar sonucu, Kyoto Protokolün onaylanması, orta vade de 2003-2007 tarihleri arasında Kyoto Protokolü ile oluşturulan yükümlüklerin 2005 yılına kadar sera gazı emisyonlarının azaltılmasında gelişme kaydedilmesi, 2004 yılına kadar National Emission Inventory System (NEIS) binasının yani Ulusal Emisyon Envanteri Sistemi binasının Kyoto Protokolü uyarınca bitirilmesi, uzun vade de 2008-2010 yılları arasında Slovenya'daki sera gazı emisyonlarının düşürülmesi için çalışmalar yapılması, Kyoto Protokolü ile emisyonların %5 oranına düşürülmesi için iyi bir başlangıç alt yapısı oluşturmak, sera gazı emisyonlarının artışına yavaşlaması ve kalkınan bölgelerde sera gazı etkilerine karşı bir kontrol oluşturulması, 2015 yılı ve sonrası dönemde ise istikrar sağlanması üzerine stratejiler geliştirilmesi Rio+10'un hedefleri içerisinde.

1.2.4.5 Türkiye ve Montreal Protokolü

Türkiye Montreal Protokolüne 19 Aralık 1991 tarihinde taraf olmuştur ve tüm değişikliklerini kabul etmiştir. Protokole ilişkin ulusal ve uluslararası çalışmaların izlenmesi Ulusal Odak Noktası görevini yürüten Çevre ve Orman Bakanlığı'nın

koordinasyonunda gerçekleştirilmektedir. Ülkemiz Montreal Protokolünün uygulanmasında en başarılı ülkeler arasında yer almaktadır[40].

12 Kasım 2008 tarih ve 27052 sayılı Resmi Gazete 'de "Ozon Tabakasını İncelten Maddelerin Azaltılmasına İlişkin Yönetmelik" yayımlanmıştır.

1.2.4.6 Türkiye’de Soğutucu Akışkanların Kullanımında Yasal Mevzuat

Yasal yönetmelik ile Türkiye aşağıda sıralanan maddeleri uygulamayı yasal olarak kabul etmiştir. Bunlar:

CFC Gazlar:

- Kloroflorokarbon (CFC) kullanımı 2006 itibarı ile sıfır tona indirilmiştir. 01/01/2008 tarihinden itibaren zorunlu kullanım alanları da dahil olmak üzere tüm ithalatı yasaklanmıştır.
- Tarım alanlarında yaygın olarak kullanılan geniş etkili bir pestisit olan metil bromür (CH_3Br) kontrolü Tarım ve Köy işleri Bakanlığınca yapılmaktadır.

Halonlar:

- Halonların ithalatı 01/01/2008 tarihinden itibaren yasaktır. Ancak rehabilite edilmiş halon kullanılabilir. Türkiye Halon Bankası (TÜHAB) 31/12/2011 tarihine kadar iç piyasadaki talebin karşılanmasına ilişkin faaliyet gösterecektir.
- 01/01/2012 tarihinden itibaren 31/12/2015 tarihine kadar sadece zorunlu kullanımı serbesttir.

HCFC Gazlar:

- Ülkemiz; Kloroflorokarbon (CFC) grubu gazların kullanımına son verilmesinde olduğu gibi, Hidrokloroflorokarbon (HCFC) grubu gazların da kullanımına son verecektir.
- HCFC grubu gazların ithalatı 2007 yılı ithalat miktarları baz alınarak 1/1/2009’dan itibaren kotaya tabidir.
- Bu maddeler bir takvim çerçevesinde azaltılarak 1/1/2015 tarihinde servis amaçlı kullanımları hariç ithalatına son verilir.

Ayrıca;

- Bahse konu Yönetmeliğin yürürlüğe girdiği tarihten itibaren OTİM'lerden herhangi birini üretmek, bunları kullanarak üretim yapan yeni tesis kurmak ve kapasite arttırmak üzere tesis veya ünite kurmak yasaktır.
- CFC'ler, CCl₄ ve Metil Kloroform maddelerini kullanarak Ek-4'te belirtilen kullanım alanları için üretim yapılması ayrıca, Ek-5'te yer alan ve bu maddeleri içeren ürünlerin ithalatı yasaktır.
- 1/1/2010 tarihinden itibaren Ek-5'de yer alan HCFC'leri (R22, R141,R142) içeren ürünlerin ithalatı yasaktır.
- Ozon tabakasını incelten maddelerin ithalatı için Çevre ve Orman Bakanlığına Kontrol Belgesi düzenlenmektedir.

1.2.4.7 Kyoto Protokolünü imzalamayan ülkeler ve nedenleri

Kyoto Protokolünü imzalamayan ülkelerin içerisinde başta Amerika Birleşik Devleti olmak üzere Çin ve Hindistan protokolü imzalamamışlardır. Amerika Birleşik Devletlerinin anlaşmayı imzalamama gerekçesi olarak Kyoto protokolün yakın bir zaman içerisinde süresinin dolacağı gösterildi. Diğer yandan kabul etmeyen ülkeler Kyoto Protokolünü kabul ettikleri takdirde ülke endüstrisini ve dolayısı olarak ülke ekonomisine zarar vereceğini belirtmişlerdir. Bunun yanı sıra yapılacak sera gazı emisyonu azaltılmasına yönelik çalışmaların çok pahalı olması ve kullanılan ekipmanların pahalı olması ayrı bir neden olarak gösterilmiştir.

1.2.4.8 Kullanımı Sınırlandırılmış Akışkanlar

Çizelge 1.11'de günümüzde kullanım alanları sınırlandırılmış soğutkanlar ve kaldırılan soğutkanların yerine kullanılmak geliştirilmiş gazların listeleri mevcuttur. Yapılan anlaşmalar ve çalışmalar sonucunda ozon tabakasına zarar veren gazların kullanılması ve üretilmesi sınırlandırılmış durumdadır.

Çizelge 1.11 Günümüzde artık kullanımına izin verilmeyen soğutucu akışkanlar ve yerine getirilen soğutkanlar[41].

Kullanımına izin verilmeyen soğutkanlar yerine getirilmiş akışkanlar	Kullanımına izin verilmeyen soğutkanlar
R508B	R13, R23, R503
R507	R22, R502
R409	R12
R408A	R502
R407C	R22
R404A	R502
R402B	R502
R402A	R502
R401B	R22, R500
R401A	R12
R134A	R12
MO89	R13B1
R422A	R22, R502, R402A, R402B, R408A
R417A	R22
R437A	R12, R401A, R401B, R409A, R413A
R423A	R12
R410a	R22

1.2.5 Yaygın Olarak Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama nakledilmesinde ara madde olarak yararlanılan soğutucu akışkanlar ısı alış verişini genellikle sıvı halden buhar haline (Soğutucu-Evaporatör devresinde) ve buhar halden sıvı haline (Yoğuşturucu-Kondenser devresinde) dönüşerek sağlar. Bu durum bilhassa buhar sıkıştırma çevrimlerinde geçerlidir.

Soğutucu akışkanların, yukarıda tarif edilen görevleri ekonomik ve güvenilir bir şekilde yerine getirebilmesi yani soğutma sisteminin verimli ve emniyetli çalışabilmesi için kimyasal ve fiziksel özelliklere sahip olmaları gerekir. Bu özellikler, uygulama ve çalışma şartlarına göre değişebileceği gibi her zaman bu özelliklerin hepsini yerine getirmek

mümkün olmayabilir. Genel kaide olarak bir soğutucu akışkanda aranması gereken özellikler şunlardır [37].

- Daha az enerji (güç) sarfı ile daha çok soğutma elde edebilmelidir.
- Soğutucu akışkanın buharlaşma ısı'sı yüksek olmalıdır.(Daha az soğutkan akışı)
- Evaporatörde basınç mümkün olduğu kadar yüksek olmalıdır.
- Yoğuşma (Kondenser) basıncı düşük olmalıdır.
- Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi (kılcallığı) az olmalıdır. (Bu özellik, yüksek ısı geçişini sağlayan, damlalaşarak yoğuşmayı zorlaştırmaktadır ve kondenserde bu istenmez)
- Emniyetli ve güvenilir olmalı, nakli, depolanması, sisteme şarjı kolay olmalıdır.
- Yağlama yağları ve soğutma devresindeki elemanlar ile zararlı sonuç verebilecek reaksiyonlara girmemelidir ve yağlama yağında çözülebilmelidir.
- Soğutma devresinde bulunmaması gereken rutubet (su) ile bulunması halinde bile çok zararlı reaksiyonlar meydana getirmemelidir.
- Sistemden kaçması halinde, bilhassa yiyecek maddeleri üzerinde zararlı etki yapmamalıdır. Sistemden kaçması halinde kolay fark edilmeli ve saptanabilmelidir.
- Sistemden kaçarak havaya karışması halinde civardaki insanlara, çevreye ve diğer canlılara zarar vermemelidir. Sistemden, gerektiğinde geri toplanıp kullanılabilirdir.
- Havaya karıştığında yanıcı ve patlayıcı bir ortam oluşturmamalıdır.
- Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların en uç sınırlarında dahi ayrışıp çözülmemeli, stabil olmalı ve bütün özelliklerini muhafaza etmelidir.
- Elektriksel özellikleri, bilhassa hermetik ve yarı hermetik tip kompresörler için uygun olmalıdır.
- Temini kolay ve fiyatı düşük olmalıdır.

- Kritik nokrası ve kaynama sıcaklığı, kullanılacağı soğutma sistemine uygun olmalı, ısıl kondüktivitesi yüksek, molar buharlaşma ısısı ise düşük olmalıdır.

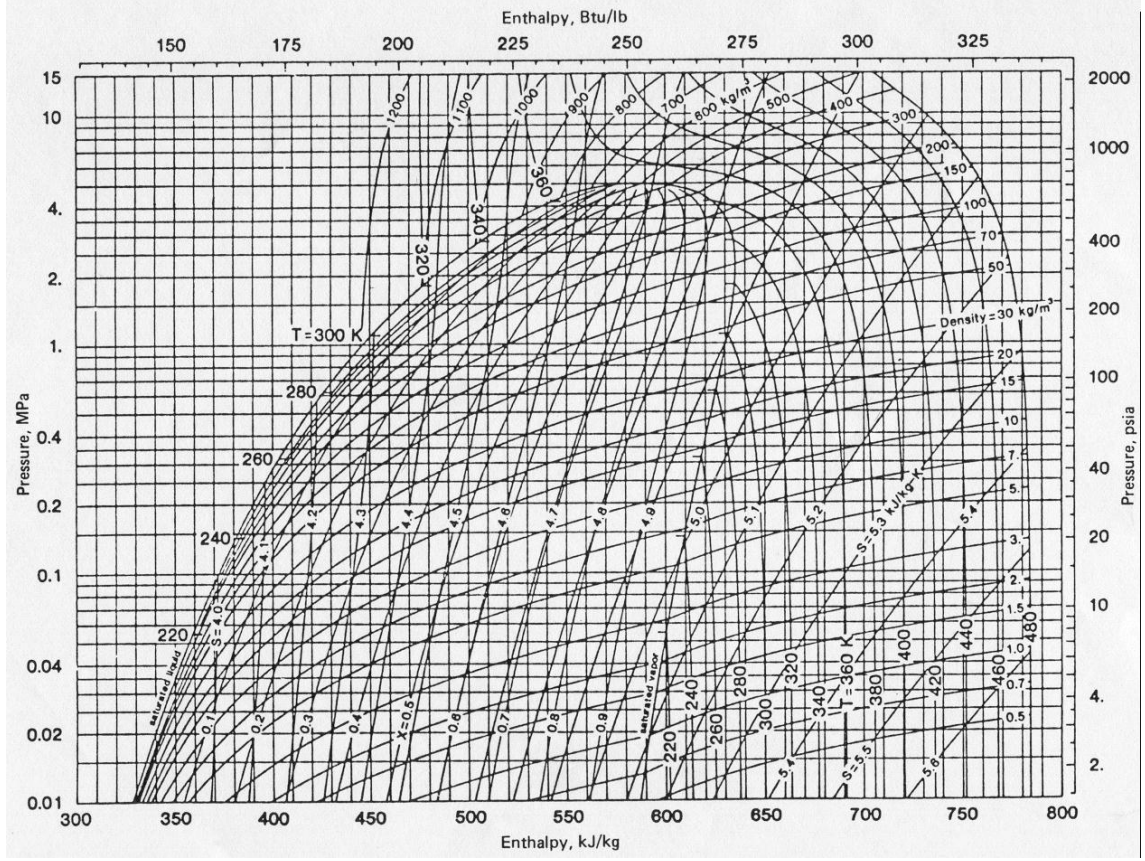
Bu özelliklerin hepsini birden her şart altında yerine getirebilen üniversal bir soğutkan madde halen mevcut değildir. Fakat yukarıda da belirtildiği gibi, uygulamalardaki şartlara göre bunlardan bir kısmı aranmayabilir. Örneğin, amonyak yukarıdaki şartlardan 4 tanesini sağlamadığı halde bilhassa yurdumuzda çok sık tercih edilebilmektedir. Uygulamanın durumuna göre bu özelliklerin gerekli olanlarını sağlayabilen pek çok soğutkan madde mevcut olup bunlar geniş ölçüde kullanılmaktadır.

Çizelge 1.9’de günümüzde kullanılan soğutucu akışkanların bir listesi verilmiştir. Bu akışkanların bazıları Montreal, Kyoto prokolleri ile kullanımı sınırlandırılmış veya kullanımlarına son verilmiştir. Halen eski endüstriyel sistemlerde bu gazlar kullanılmaktadır. Fakat yeni kurulan soğutma sistemlerinde bu gazların yerine aynı özelliklerde çevreye karşı zararı daha az olan gazlar kullanılmaktadır. Çizelge 1.11’de artık kullanımına izin verilmeyen ve araştırmalar sonucu yasaklanan gazlar yerine kullanılabilecek gazların listesi tablo olarak verilmiştir.

Araştırmalar sonucu çevremizde doğal olarak bulunan ve soğutma sistemlerinde de kullanılabilecek gazlar üzerine araştırmalar devam etmektedir. Bu gazlar içerisinde izobütan, amonyak ve CO₂ en çok kullanılanlardan biridir.

1.2.5.1 Soğutucu Akışkan Olarak R22

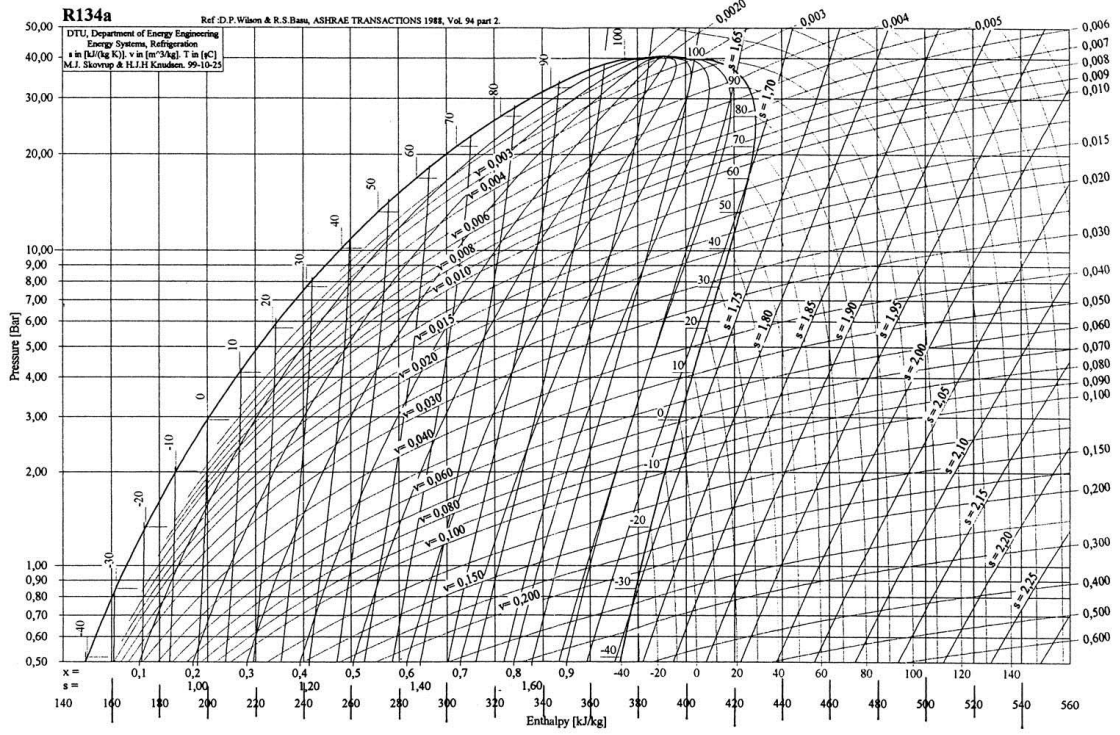
Endüstriyel sistemlerde Montreal Sözleşmesi ve Kyoto Protokolü ile kullanımı sınırlandırılana kadar en çok kullanılan soğutkanlardan biridir. 96,2 °C kritik sıcaklığı ve 49,36 bar kritik basınca sahiptir. ODP değeri 0,055 dir. Bunun yanı sıra GWP değeri 1.810 gibi yüksek bir değere sahiptir. Şekil 1.26’de R22 soğutkanının LnP-h diyagramı bulunmaktadır.



Şekil 1.26 R22 soğutkanının LnP-h diyagramı

1.2.5.2 Soğutucu Akışkan Olarak R134a

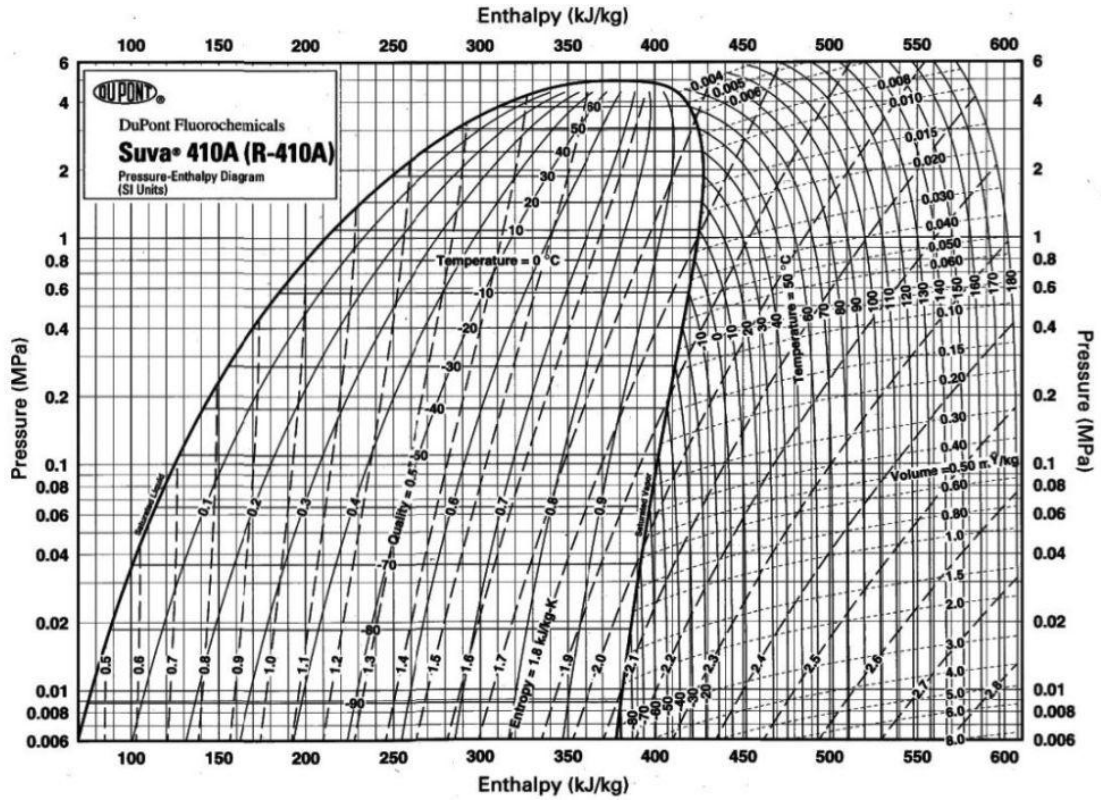
Montreal Sözleşmesi ve Kyoto Protokolü ile kullanım alanları sınırlandırılan soğutkanların yerine yeni soğutkanlar getirilmiştir. Son yıllarda soğutma sistemlerinde en çok kullanılan soğutkan gazı olarak R134a gazı kullanılmaktadır. 101,1 °C kritik sıcaklığı ve 40,60 bar kritik basınca sahiptir. ODP değeri 0 dir. Bunun yanı sıra GWP değeri 1.200 gibi yüksek bir değere sahiptir. Şekil 1.27’de R134a soğutkanının LnP-h diyagramı bulunmaktadır.



Şekil 1.27 R-134a soğutkanının LnP-h diyagramı

1.2.5.3 Soğutucu Akışkan Olarak R410a

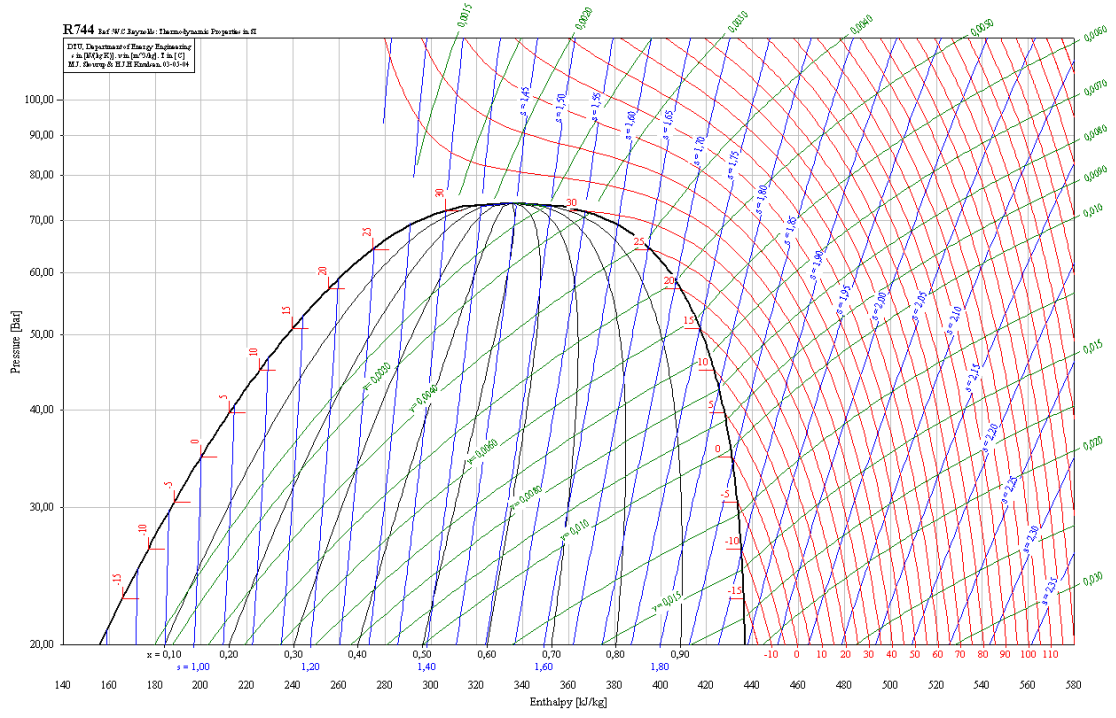
R22 gazının Montreal Sözleşmesi ve Kyoto Protokolü ile kullanımının sınırlandırılması ile birlikte alternatif gaz arayışı sonucu karışım gaz olarak R410a soğutkan gazı piyasalarda kullanılmaktadır. %50 R32 ve %50 125 soğutkanlarının karışımlarının R410a olarak isimlendirilmiştir. 72,8 °C kritik sıcaklığı ve 48,6 bar kritik basınca sahiptir. ODP değeri 0 dir. Bunun yanı sıra GWP değeri 1890 gibi yüksek bir değere sahiptir. GWP değeri yüksek olmasına rağmen soğutma kapasitesi olarak R134a ve R22 gazına oranla daha çok soğutma kapasitesi sağlayabilmektedir. Ayrıca kimyasal içerik olarak içerisinde klor bulundurmamaktadır. Şekil 1.28'de R410a soğutkanının LnP-h diyagramı bulunmaktadır.



Şekil 1.28 R410a soğutkanının LnP-h diyagramı

1.2.5.4 Soğutucu Akışkan Olarak Karbon Dioksit

CO₂ gazının kullanılması için en büyük neden çevrede doğal olarak bulunmasıdır. Diğer gazlara oranla kirleticiliğinin daha az olması ve termofiziksel özellikleri sayesinde soğutkan olarak ön plana çıkmaktadır. Diğer soğutkanlar ile karşılaştırıldığında 31,06 °C gibi oldukça düşük bir kritik sıcaklığa sahip olan karbon dioksitin farklı çevrimlerdeki uygulamalarında, ısının atıldığı ortam sıcaklığının kritik sıcaklıktan yüksek olması durumunda, kritik altı bölgede sabit sıcaklık ve basınç gerçekleşen yoğunlaşma prosesinin yerini sabit basınç – değişken sıcaklıkta gerçekleşen gaz soğutma prosesi almakta ve böylelikle transkritik soğutma/ısı pompası çevriminden bahsedilmektedir. CO₂ çevrimlerinin transkritik olma özelliğinin yanı sıra, aynı dosya sıcaklıklarında dosya basıncının diğer soğutkanlara göre 10 – 20 kat daha yüksek olması, sistemde kullanılan kompresör, ısı değiştiricisi ve kısılma cihazı gibi komponentlerin tasarımında da önemli değişiklikler gerektirmektedir. ODP değeri 0 dır. GWP ise 1 dir. Şekil 1.29’de ASHRAE standartlarına göre R-744 olarak isimlendirilen CO₂’in LnP-h diyagramı görülmektedir.



Şekil 1.29 R744 soğutucu akışkanının lnP-h diyagramı

Amerikan National Institute of Standards and Technology (NIST) nin yapmış olduğu çalışma sonucunda Çizelge 1.12’de tablo halinde CO₂ için transkritik bölgeye kadar olan fiziksel ve termodinamiksel değerler bulunmaktadır.

Çizelge 1.12 CO₂'nin Fiziksel ve Termodinamik özellikleri [42]

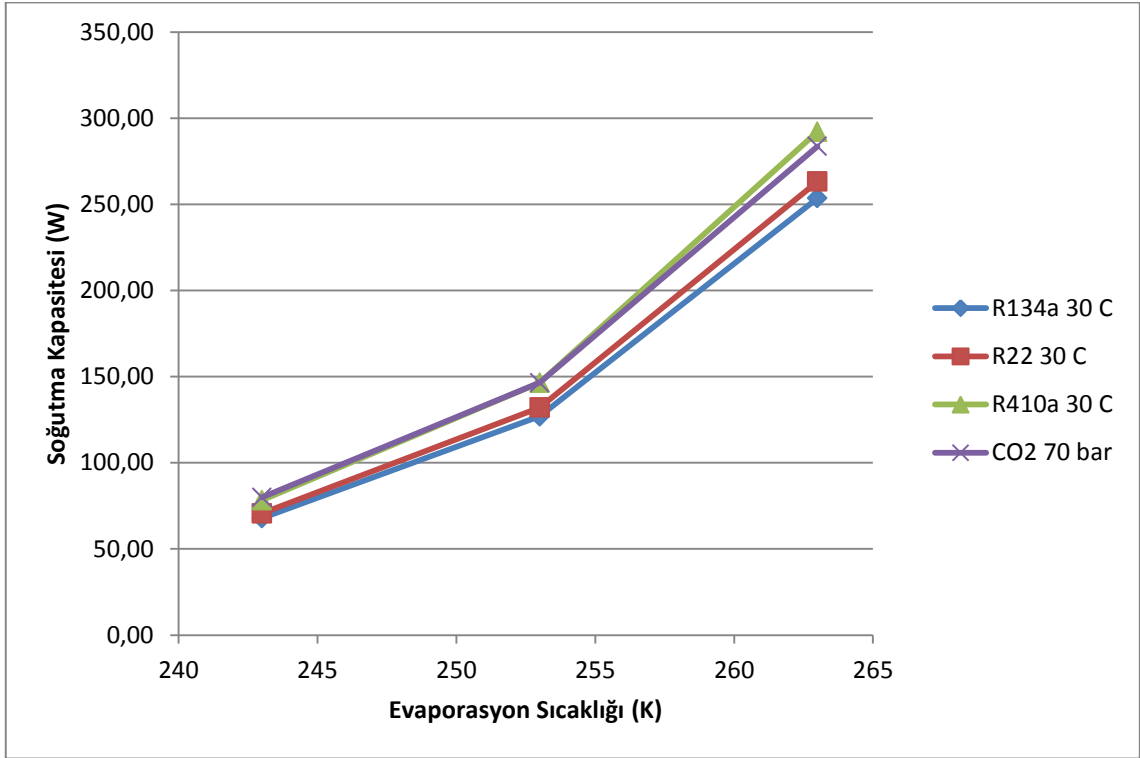
T	P	V _f	V _g	h _f	h _g	R	S _f	S _g
°C	Bar	dm ³ /kg	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kgK)	kJ/(kgK)
-56	5,312	0,8489	0,07095	79,59	430,47	350,88	0,5192	2,1351
-52	6,296	0,8597	0,06028	87,79	431,88	344,09	0,5562	2,1122
-48	7,41	0,871	0,05151	96,23	433,15	336,92	0,5936	2,09
-44	8,663	0,8828	0,04424	104,68	434,25	329,57	0,6303	2,0686
-40	10,067	0,8952	0,03819	113,07	435,19	322,13	0,6661	2,0477
-36	11,631	0,9083	0,0331	121,36	434,95	314,59	0,7007	2,0273
-32	13,367	0,9221	0,0288	129,66	436,51	306,85	0,7348	2,0073
-30	14,3265	0,92945	0,02697	133,83	436,735	302,855	0,7516	1,9974
-28	15,286	0,9368	0,02514	138	436,96	298,86	0,7684	1,9875
-24	17,4	0,9524	0,02201	146,42	436,97	290,55	0,8016	1,9678
-20	19,72	0,9691	0,01932	164,95	436,81	281,88	0,8347	1,9482
-16	22,259	0,987	0,01699	163,61	436,4	272,8	0,8677	1,9285
-12	25,028	1,0064	0,01496	172,4	435,66	263,25	0,9005	1,9086
-8	28,042	1,0275	0,01319	181,37	434,56	253,19	0,9335	1,8883
-4	31,313	1,0508	0,01163	190,55	433,04	242,5	0,9665	1,8675
0	34,857	1,0766	0,01026	200	431,05	231,05	1	1,8459
4	38,688	1,1058	0,00904	209,82	428,49	218,68	1,0342	1,8232
8	42,823	1,1393	0,00794	220,11	425,24	205,13	1,0694	1,799
12	47,279	1,1788	0,00695	231,03	421,09	190,06	1,1061	1,7726
16	52,077	1,2269	0,00604	242,7	415,79	173,09	1,1447	1,7434
20	57,242	1,2886	0,00519	255,53	408,86	153,24	1,1866	1,7093
24	62,812	1,3755	0,00436	270,32	398,86	128,54	1,2342	1,6667
28	68,846	1,5259	0,00348	290,02	382,42	92,39	1,2971	1,6039
31	73,834	2,1552	0,00216	335,68	335,68	0	1,4449	1,4449

1.2.5.5 Soğutkanların Karşılaştırılması

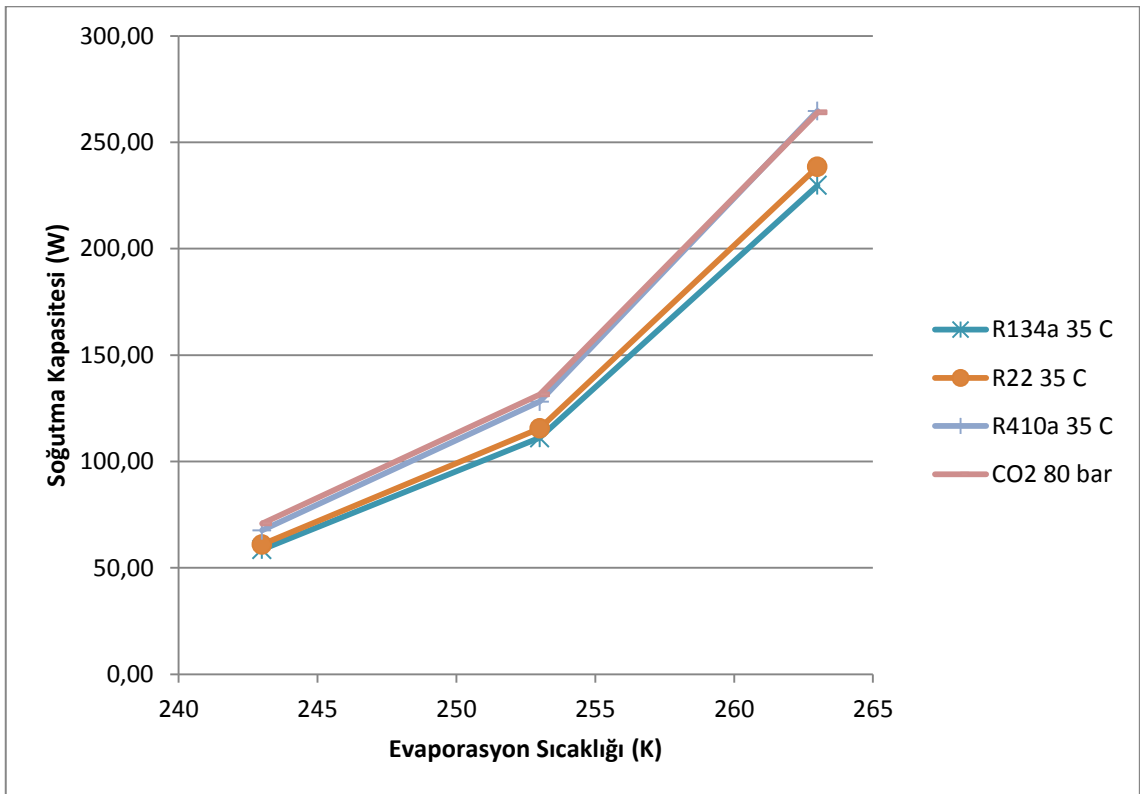
Yukarıda isimleri geçen akışkanları günümüzde yoğun bir şekilde kullanılmaktadır. R22 gazı eski bir gaz olduğundan halen endüstriyel sistemlerde kullanılmaktadır. Montreal Sözleşmesi ve Kyoto Protokolü ile gelen yaptırımlar sonucunda R22 soğutkanı yerine R410 soğutkanı soğutma sistemlerinde yerlerini almaktadırlar. Ağırlıklı olarak bireysel sistemlerde ise R134a soğutkan gazı kullanılmaktadır.

6.2 numaralı başlıkta ayrıntılı olarak anlatılan hesap yöntemi ile birlikte R22, R134a, R410a ve karbon dioksit için yapılmış soğutma hesaplarının karşılaştırması 30 °C, 35 °C, 40 °C kondensasyon sıcaklıkları için yapılmıştır. 30 °C kondensasyon sıcaklıklarına göre soğutma kapasitelerin karşılaştırması Şekil 1.30'da 35 °C kondensasyon sıcaklıklarına

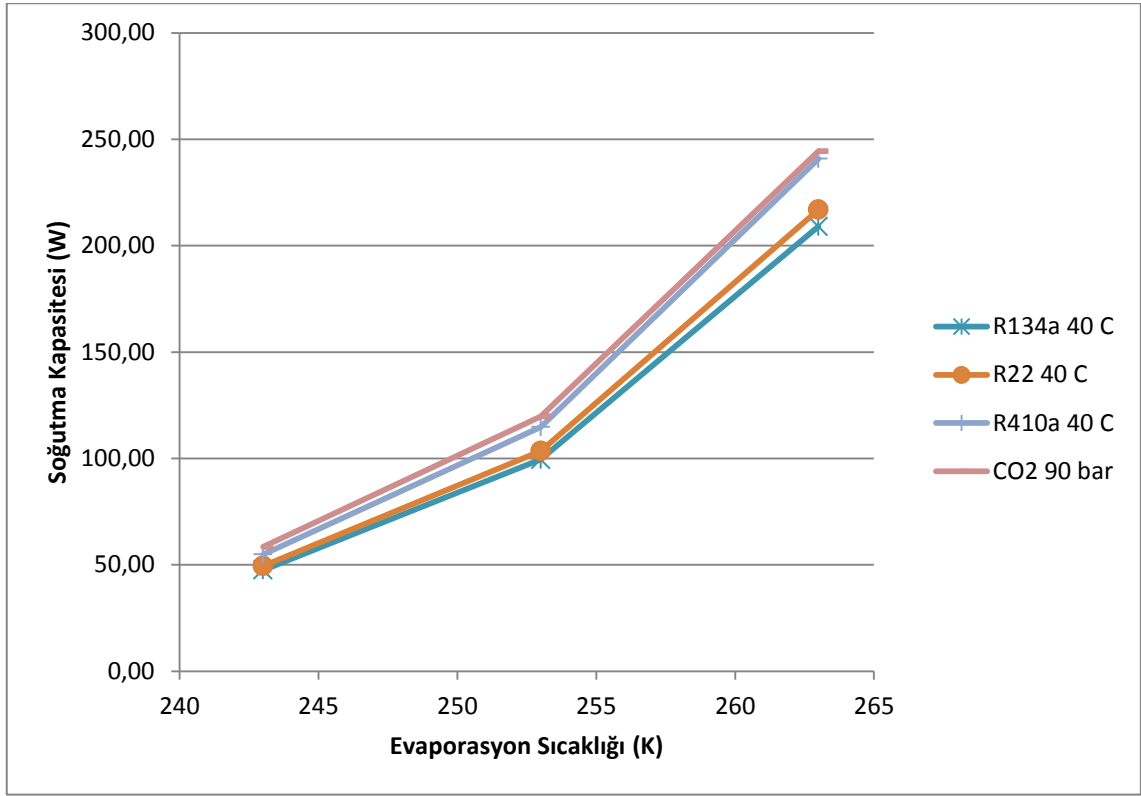
göre soğutma kapasitelerin karşılaştırması Şekil 1.31, 40 °C kondensasyon sıcaklıklarına göre soğutma kapasitelerin karşılaştırması Şekil 1.32 de görülmektedir.



Şekil 1.30 Kondensasyon sıcaklığı olarak 30 °C için soğutma kapasiteleri



Şekil 1.31 Kondensasyon sıcaklığı olarak 35 °C için soğutma kapasiteleri

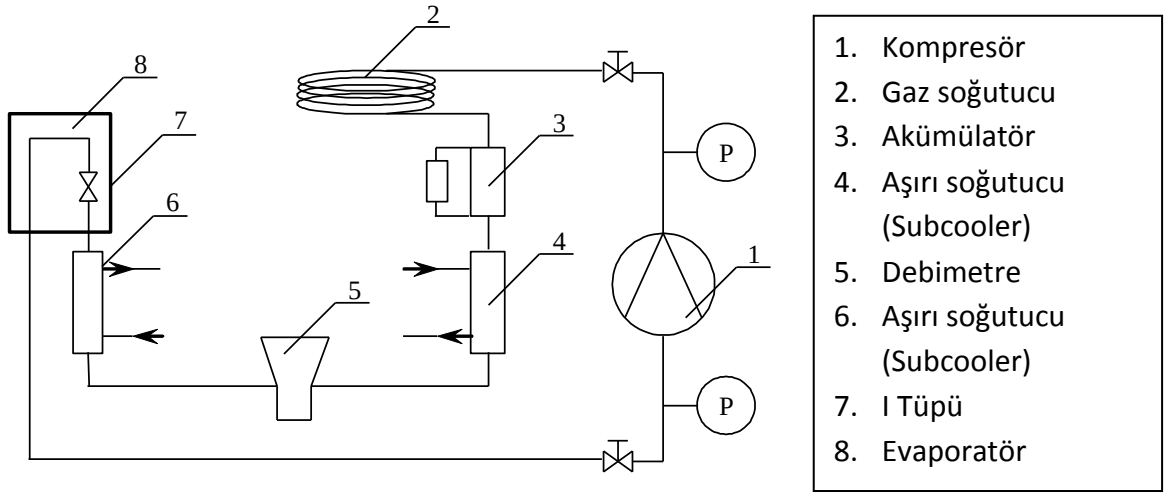


Şekil 1.32 Kondensasyon sıcaklığı olarak 40 °C için soğutma kapasiteleri

Şekillerden de görüldüğü üzere R410a ve CO₂ arasındaki soğutma kapasiteleri birbirine yakındır. Fakat CO₂ nin GWP oranı R410'a göre daha düşüktür.

1.3 Hipotez

Literatürde yapılan incelemeler sonucunda CO₂ ile çalışan kompresörler ile ilgili ayrıntılı bilgi olmamasından dolayı, kompresörlerin soğutma kapasitelerinin belirlenmesi için CO₂ ile çalışan bir kompresörün performans deney düzeneğine ihtiyaç duyulmuştur. Kompresör performans test deney düzeneği ticari olarak temin edilecek CO₂ kompresörlerinin performansının belirlenmesi için tasarlanmış özel bir test düzeneği dizayn edilmiştir. Hazırlanan kompresör performans deney düzeneği ile yapılacak deneysel çalışmalarda, kompresör performansı karakterize etmektedir. Bu sistem ile kompresör giriş ve çıkış basıncı, ortam sıcaklığı ve aşırı soğutma ve aşırı kızdırma sıcaklıklarının hassas olarak kontrol edilebilmesi sayesinde, kompresör soğutma kapasitesi ve soğutma etkinlik katsayısının deneysel olarak tespit edilmesi mümkündür.



Şekil 1.33 CO₂ kompresör performans deney düzeneği şematik gösterimi

CO₂ kompresörlerinin performansının ölçülmesi için kurulan kompresör performans test düzeneği şematik olarak Şekil 1.33’de sunulmuştur. Şekil 1.33’de görüleceği üzere kompresör (1) ve diğer ekipmanlar şartlandırılmış bir kabin içerisine yerleştirilmiştir. Kompresör giriş ve çıkış basıncı birer basınç sensörü ile ölçülmekte olup giriş tarafındaki sensör çalışılmak istenilen basınçlara uygun aralıktadır. Kompresörden çıkan ve yüksek basınç ve sıcaklıktaki CO₂ buharının gaz soğutucusunda (2) soğutulmaktadır. CO₂’nin içerisinden geçeceği içi sarmal borudan oluşan ve dış tarafından karşı akışkan olarak su geçen kapalı bir ısı değiştiricisi olarak düşünülen gaz soğutucusunun kapasitesinin çalışılacak sisteme uygun olarak belirlenmesi gerekmektedir. Gaz soğutucudan çıkan CO₂ farklı çevrim şartlarındaki şarj dağılımının dengeli olarak yapılabilmesi için bir akümülatörde (3) toplanmaktadır. Akümülatör sonrasında, debimetre (5) öncesinde uygun aşırı soğuma sıcaklığının sağlanabilmesi için bir aşırı soğutucu (subcooler) (4) kullanılmaktadır. Yine CO₂’nin içerisinden geçeceği sarmal bir borudan oluşan karşı akışkan olarak bir soğutkanın kullanıldığı kapalı bir ısı değiştiricisi olarak tasarlanan aşırı soğutucunun kapasitesi kullanılacak CO₂ kompresörüne uygun olarak tasarlanıp kapasitesi belirlenmiştir. Ölçüm kapasitesi yine çalışılacak sisteme uygun olarak belirlenecek bir debimetre (5) yardımıyla kompresörün sağladığı debi miktarı ölçülmüş ve kompresör performans deney düzeneği üzerinden ölçülecek sıcaklık ve basınç değerlerine göre evaporatör entalpi farkı belirlenmiştir.

Debimetreden çıkan soğutkanın ikinci bir aşırı soğutucudan (6) geçirilmesi ile kısılma işlemi öncesindeki sıcaklığın garanti altına alınabilmektedir. Kısılma cihazındaki prosesin izentalpik olması nedeniyle evaporatör girişindeki entalpi hassas bir şekilde belirlenebilmektedir. Kompresör performans deney düzeneği kompresörün farklı çalışma şartlarındaki performansının hassas olarak belirlenmesi amacıyla kullanılacağı için, kısılma cihazı olarak kapileri boru yerine farklı çalışma şartlarını sağlayabilecek bir mekanik çok turlu kısılma vanası kullanılmaktadır. Tercihe göre elektronik kısılma vanası kullanılabilir. Kısılma işleminin gerçekleşmesinden sonra buharlaşma, kalorimetre kabini olarak adlandırılan yalıtılmış bir kabin içerisinde gerçekleştirilecek ve buharlaşma için gerek duyulan enerji elektrikli ısıtıcılar ile sağlanmaktadır. Evaporatör çıkışında buhar haline gelen CO₂ kompresör girişine yönlendirilmektedir.

Bu kompresör performans deney düzeneğinde aşağıdaki parametrelerin kontrol edilmesi ile farklı şartlardaki kompresör performansı test edilebilmektedir:

- Kompresör giriş ve çıkış basıncı (Basınç sensörleri ile ölçülebilmektedir)
- Kompresör giriş sıcaklığı (Isıl cifler ile ölçülebilmektedir)
- Kompresör ortam sıcaklığı (Isıl çiftler ile ölçülebilmektedir)
- Evaporatör çıkışındaki aşırı kızdırma sıcaklığı (Isıl çiftler ile ölçülebilmektedir)
- Gaz soğutucusu/kondenser çıkışındaki aşırı soğutma sıcaklığı (Isıl çiftler ile ölçülebilmektedir)

Bu parametrelerin hassas olarak kontrol edilmesi ile sağlanan çevrim şartlarında aşağıdaki parametreler ölçülebilecek şekilde bir tasarım yapılmış ve uygulanmıştır:

- Sistemdeki soğutkan debisi sıvı fazda ve coriolis ölçüm prensibi ile çalışan standartlara uygun olarak kalibrasyonlu bir debi ölçer ile ölçülmektedir
- Kompresör giriş gücü (Üçüncül kalibrasyona haiz) bir elektronik güç ölçer ile ölçülmektedir

Kompresör performansının elde edilmesinin ardından, farklı çalışma şartlarına bağlı olarak değişik fonksiyonlarla soğutkan debisi, kompresör işi ve kompresör çıkış sıcaklığını ifade edilebilecektir. Bu amaçla 70 bar, 90 bar ve 100 bar gaz soğutucu

basınçlarında -10°C , -20°C ve -30°C evaporasyon sıcaklıklarına karşılık gelen debi ve elektrik gücü değerleri ölçülecek bu değerlerden yola çıkılarak debi ve elektrik gücünü verebilecek matematiksel model elde edilmeye çalışılmıştır.

SOĞUTKAN OLARAK CO₂ KULLANILAN SOĞUTMA TESİSATLARI VE BİLEŞENLERİ

2.1 Tesisatların Genel Özellikleri

Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemi buzdolabı soğutma sistemlerinde kullanılan çevrimdir. Bu soğutma sisteminin içerisinde; sıvı halden buhar hale geçmekte olan soğutucu akışkanı içerisinde bulunduran bir Evaporatör (Buharlaştırıcı), Evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkanı alçak basınç tarafından emerek yüksek basınç tarafındaki kondensere basan bir Kompresör, soğutucu akışkandaki ısıyı alıp onu sıvılaştıran bir Kondenser (Sıvılaştırıcı), sıvılaşan akışkanın toplanabileceği bir Sıvı Deposu (Receiver) ve soğutkanın evaporatöre yani alçak basınç tarafına ölçülü ve gereken miktarda verilmesini sağlayabilen bir Ekspansiyon Valfi (Genişleme Valfi) bulunmaktadır. [2]

Genel olarak CO₂ ile çalışan soğutma sistemi aynı şekilde çalışmaktadır. Sistemin belirleyici olan kısmı çalışılacak basınçlar olmaktadır. CO₂ ile çalışan soğutma sisteminde yapılacak ön dizaynlar çalışılacak basınca göre yapılmalıdır. Soğutma sistemlerinde ağırlıklı olarak bakır boru kullanılmaktadır. CO₂ ile çalışan soğutma sistemlerinde basınçlar 70 bar ve üzerine çıktığında malzeme özelliklerine bağlı olarak boru et kalınlıklarında sıkıntılar ortaya çıkmaktadır. Boru et kalınlığını hesaplayabilmek amacı için denklem (2.1) kullanılmıştır. [36]

$$s = \frac{PD}{4\sigma} \quad (2.1)$$

s= boru et kalınlığı (mm)

D=Boru Dış Çapı (mm)

$P = \text{Basınç (Pa)}$

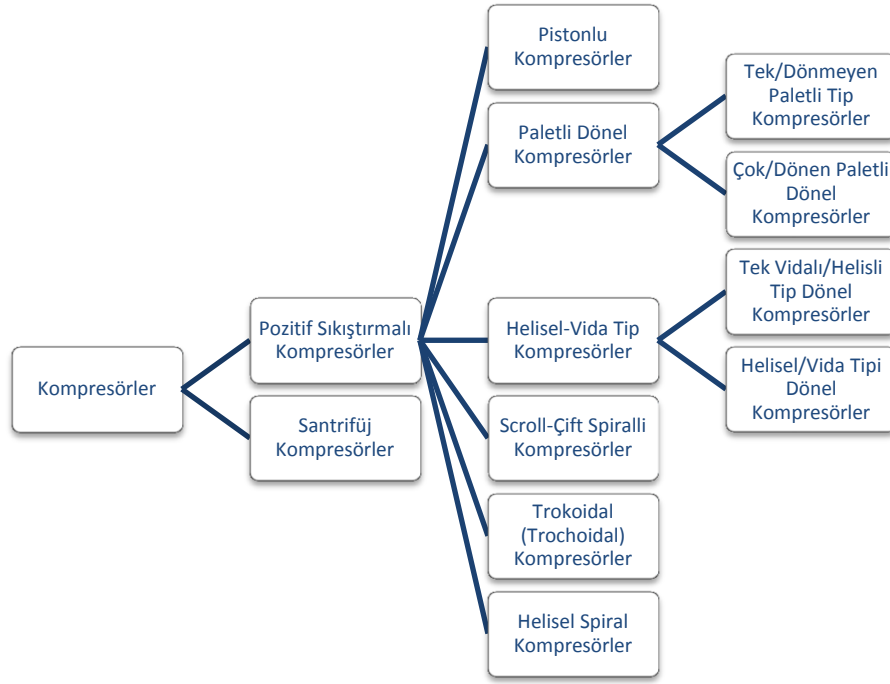
$\sigma = \text{Boru Malzemesi Kayma Gerilmesi (N/mm}^2\text{)}$

Karşılaştırma yapmak amacı ile 10mm dış çapındaki bir boru için 100 bar basıncı altında çalışacak bir sistem göz önüne alındığında boru malzemesi olarak bakır boru veya paslanmaz çelik boru kullandığımızı farz edersek. AISI 316 kalite paslanmaz çelik boru için çekme dayanımı 520 N/mm^2 ve bakır boru için çekme dayanımı 200 N/mm^2 olarak okunmuştur. [36] yapılan hesap sonucunda; AISI 316 kalite paslanmaz çelik için et kalınlığı 0,048 mm, Bakır boru için et kalınlığı 0,12 mm olarak hesap edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre bakıldığında bakır boru kullanıldığında 100 barlık bir sisteme bakır boru kullanılması uygundur fakat bakır borunun kolay işlenebilir olması ve darbelere karşı yine yumuşak bir malzeme olmasından ötürü borulamanın yapılacağı sistemlerde güvenlik açısından konusunda uzman kişiler tarafından yapılmalıdır.

2.2 Kompresör

Soğutma kompresörünün sistemdeki görevi, buharlaştırıcı/soğutucudaki ısı ile yüklü akışkanı buradan uzaklaştırmak ve böylece arkadan gelen ısı yüklenmemiş akışkana yer temin ederek akışın sürekliliğinin sağlamak ve aynı zamanda buhar haldeki soğutucu akışkanın basıncını kondenserdeki yoğunlaşma sıcaklığının karşılığı olan seviyeye çıkarmaktır.

Genel yapıları itibari ile soğutma kompresörlerini Şekil 2.1’de gösterildiği şekilde sınıflandırmak mümkündür.



Şekil 2.1 Kompresör sınıflandırması ve tipleri [2]

Buzdolaplarında kullanılan düşük kapasiteli hermetik pistonlu kullanılmaktadır. Hermetik kompresörler de bir silindir içerisinde gidip gelme hareketi yapan bir pistonla sıkıştırma işlemini yapan bu kompresörlerde tahrik motorunun dönme hareketi bir krank-biyel sistemi ile doğrusal harekete çevrilir. Hermetik tip kompresörlerin en büyük özelliği mil sızdırmazlık elemanının olmamasıdır. Mil sızdırmazlık elemanları pislikten yağlamalardaki kısa süreli bir aksaklıklardan sistemde toplanabilecek aşındırıcı herhangi bir şeyden (çapak vs.) ve kaba kullanmadan doğacak fiziksel hasarlardan vb. nedenlerden etkilenmektedir. Hermetik kompresörlerde sisteme dışarıdan tahrik ile piston hareketi sağlayan bir mil yoktur. Kompresör içerisinde aks ve motor kısmı bulunduğundan ötürü sızdırmazlık elemanına ihtiyaç duymamaktadır. Bu sayede tam sızdırmazlık sağlamaktadır. Hermetik kompresörlerdeki bir diğer avantajı küçük olması daha kompakt olması titreşimden daha az etkilenmesi ve motorun sürekli soğutulmasıyla iyi bir şekilde yağlanmasıdır. Ayrıca bakım onarım işlerinde değiştirme ve sık ayarlama gerektiren kayışları yoktur.

Soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanan bir kompresörde beklenen özellikler şunlardır.

- Yüksek basınçlarda çalışabilme özelliği olmalıdır.
- Yüksek basınç farklarında çalışabilme özelliği olmalıdır.

- Yüksek verimli olmalıdır.
- Kompakt bir yapıya sahip olmalı bunun yanında hafif olmalıdır.
- Düşük ses ve vibrasyonla çalışmalıdır.

Diğer kompresörlere oranla soğutkan olarak CO₂ kullanan kompresörlerin yukarıda belirtilen özellikleri sağlamak üreticiler açısından zorluklar yaratmaktadır. Fakat günümüzde birçok kompresör firması yukarıda belirtilen özellikleri sağlayan kompresörlerin üretimine başlamışlardır.

2.3 Genleşme Vanası

Bir oksijen regülatörünün çalışma mantığı gibi çalışır. İçinde yay ile ayarlı halde gelmiş olan çıkış basıncını devamlı olarak muhafaza eder. Evaporasyon sıcaklığı, böylece basınç kontrol edildiğinden ötürü muhafaza edilmeye çalışılır.

2.4 Kılcal Boru (Kapiler)

Soğutma sisteminde, yüksek basınç tarafından alçak basınç tarafına sıvı soğutkanın geçişini ölçülü şekilde kontrol etmek üzere, küçük kapasiteli sistemlerde pratik ve ekonomik bir çözüm sağlar. Bilhassa evsel tip soğutma sistemlerinde ve hermetik kompresörlerde geniş bir kullanım alanı mevcuttur. Kapiler boru çapı küçük ve boyu kullanılacağı sisteme uygun olarak uzun tutulmuş bir boru olup akışkanın geçişini sınırlayarak basıncını düşürmektedir. Kapiler boru iç çapı ile boyu, kullanılacağı soğutucu akışkanın türüne, soğutma kapasitesine ve çalışma sıcaklık şartlarına (evaporasyon ve gaz soğutucu) göre değişecektir.

2.5 Gaz Soğutucu (Kondenser)

Soğutma sisteminde soğutkanın evaporatörden aldığı ısı ile kompresördeki sıkıştırma işlemi sırasında ilave olunan ısı sisteminde alınması kondenserde yapılır. Böylece, soğutkan sıvı hale gelerek basınçlandırılır ve tekrar genişletilerek evaporatörden ısı alacak duruma getirir. Sıkıştırma işi transkritik sistemlerde kritik nokta üzerinde yapıldığından ötürü soğuma işlemi gaz soğutma olarak gerçekleşmektedir. Bu nedenden ötürü kondenser gaz soğutucu olarak isimlendirilir.

Soğutkan olarak CO₂ kullanılan soğutma sistemlerinde CO₂ kondenser basıncının yüksek olmasından ötürü kullanılacak boruların çapları ve malzemesi önem taşımaktadır. Kritik nokta basıncı 73 bar olan CO₂ 73 bar ve üzeri noktalarda çalışacak soğutma sistemlerinde dayanımı yüksek ekipmanların seçilmesi gerekmektedir. Denklem (2.1)'e göre hesap yapıldığında minimum 0,1 mm kalınlığında bakır boru kullanıldığı takdirde tesisatta basınca bağlı bir sorun olmayacaktır.

2.6 Evaporatör

Bir soğutma sisteminde evaporatör sıvı soğutkanın buharlaştığı ve bu sırada bulunduğu ortamdan ısıyı aldığı soğutma elemanıdır. Genellikle evaporatörler uygulamalarda 5,2 bar (üçlü nokta) – 34,81 bar (0 °C) arasında çalışmaktadırlar. Gaz soğutucular gibi yüksek basınçlarda çalışmadığı görünse de eğer çalışan sistem kapatıldığında sisteme basınç sağlayan kompresörün durması ile sistem denge basıncına gelecektir. Yaklaşık olarak 55 bar- 65 bar arasında olan denge basıncı, iyi dizayn edilmediği takdirde evaporatörde basınç açısından sorun yaratacaktır.

KOMPRESÖR PERFORMANS DENEY DÜZENEGİ

3.1 Kompresör Performans Deney Düzeneği

Test sistemi tasarlanmadan önce, diğer alternatif soğutkanlar için hali hazırda dizayn edilmiş ve kullanılmakta kompresör performans deney düzenekleri incelenerek; etkileri incelenmesi düşünölen parametrelerin araştırılması ve bu esnada karbon dioksitin fiziksel ve termodinamik özelliklerine uygun teknik detayları içeren sistem akış şeması oluşturulmuştur. Tasarımı yapılarak imal edilen deney düzeneğinin akış şeması Şekil 3.1’de görölmektedir.

15	Elektrikli ısıtıcı
16	Evaporatör
17	Gözetleme camı
18	Şarj/Vakum noktası
19	Düşük basınç sensörü
20	Kompresör
21	Kondenser soğutma suyu şartlandırma havuzu
22	Pompa 1
23	Pompa 2
24	Su deposu
25	Chiller

Hazırlanacak olan deney düzeneğinin harici bir hava soğutmalı kondenserli chiller (su soğutucu) yardımıyla soğutulan su ile beslenmesi düşünülmüştür. Chillerden gelen soğutma suyunun sabit sıcaklıkta gaz soğutucuya gönderilmesi amacı ile gaz soğutucuya girmeden önce ısıtılması sağlanmıştır. Akış şemasında görülen Şekil 3.1’de 6 ve 10 numara ile gösterilen aşırı soğutucular ise ikinci sabit sıcaklık banyosu yardımı ile soğutucu akışkanın (CO₂) tamamının sıvı olarak I-tüpüne geçmesine yardımcı olmaktadır. 18 numaralı noktadan sistemin vakuma alınması ve şarjı işlemleri gerçekleştirilmiştir.

Kompresör performans deney düzeneğinde yapılan testlerde; aşağıda da özetlendiği üzere farklı gaz soğutucu basınçları ve I tüpü çıkış sıcaklıklarının parametrik olarak değişimi irdelenmiş ve üç farklı basınç ile üç farklı sıcaklık kombinasyonunda oluşan deney serisinde, aynı kompresör üzerinde farklı şartlar altında dokuz adet farklı gerçekleştirilmiştir:

- Gaz soğutucu basıncı: 70/90/110 bar
- I tüpü çıkış sıcaklığı: -10/-20/-30 °C

Yapılan testler sırasında kompresörün sarf ettiği olduğu elektrik enerjisi ve sağlamış olduğu SEK hesaplanmıştır.

3.2 Kompresör Performans Deney Düzeneği Kurulması ve Bileşenleri

Kompresör performans deney düzeneği aşağıda liste halinde sunulmuş elemanlardan oluşmaktadır:

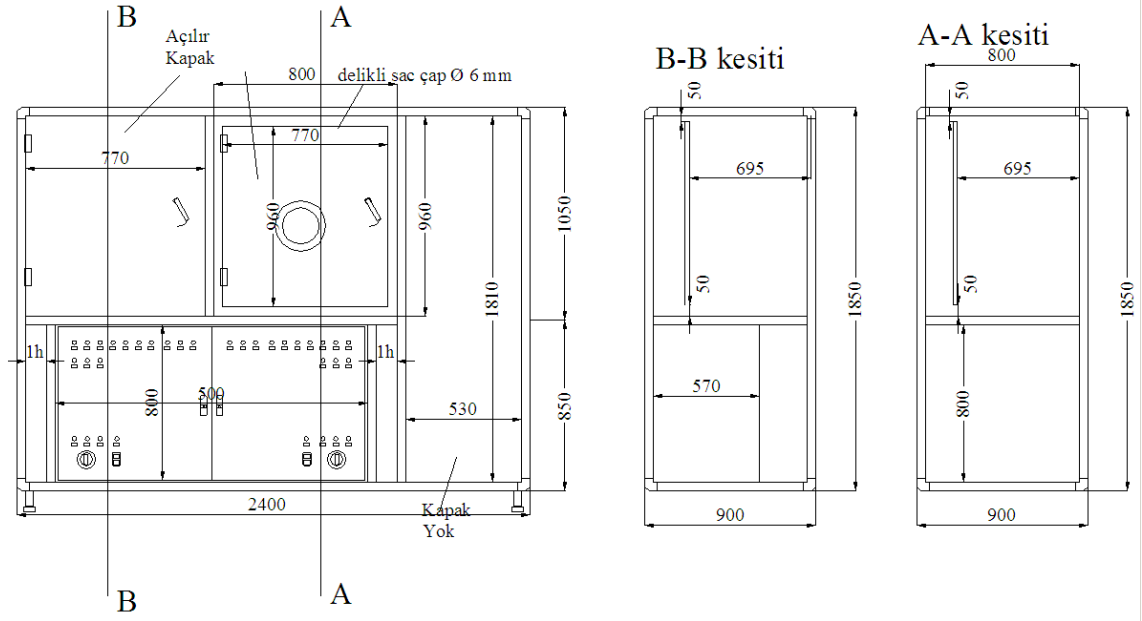
- Kalorimetre kabini

- Isı değiştiriciler (Gaz soğutucu/l tüpü)
- Soğutma suyu deposu (2 pompalı)
- Chiller
- Aşırı soğutucu (2 adet)
- Hava/su ısı değiştirici (2 adet)
- Sıvı aküsü
- Debimetre
- Isıl  ift
- Besleme panosu ve otomasyon sistemi
- Kesme vanası
- Kısılma vanası

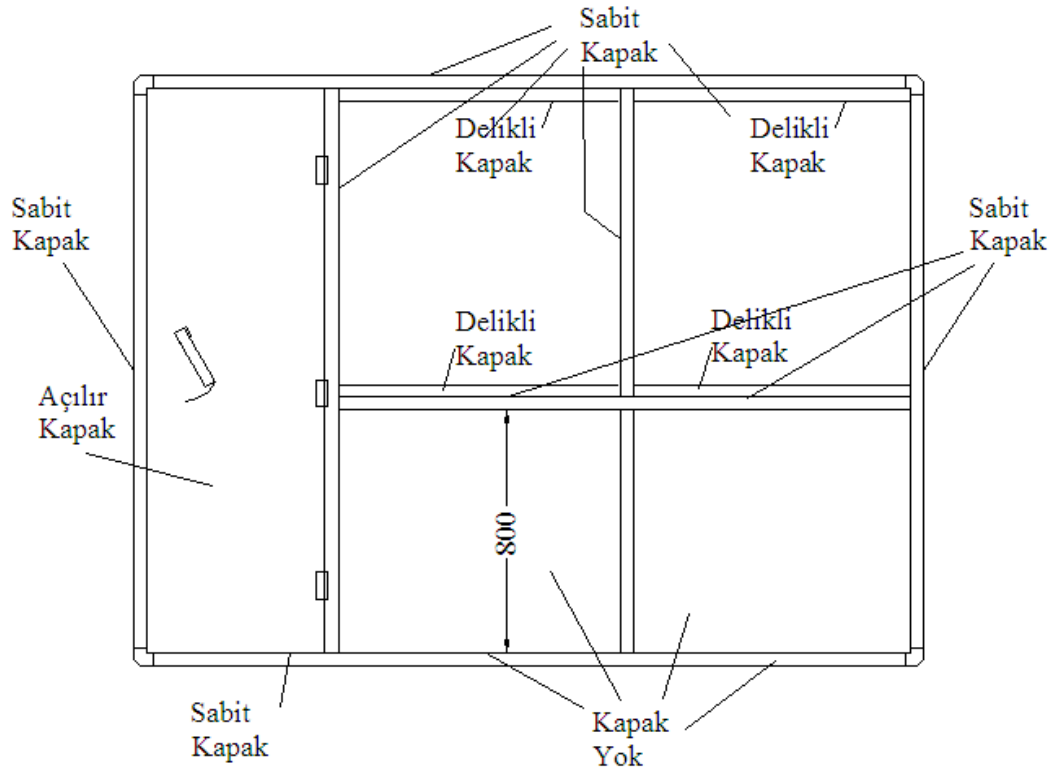
Deney düzeneğinde araştırma çalışmasını destekleyen firma tarafından CO₂ ile çalışmaya uygun bir kompresör temin edilmiştir.

3.2.1 Kalorimetre Kabini

Hazırlanacak deney düzeneğinde kompresör ve ısı değiştiricilerin bulundukların ortamın sabit sıcaklıkta olmaları,  evre ile etkileşimde olmamaları ve test açısından çevreye kontrolsüz bir ısı geçişinin olmaması istenilmektedir. Bu amaç ile kabinli bir sistem hazırlanmasına karar verilmiştir. Yapılan  n çalışmalar sonucunda kabin boyutları çıkartılmıştır. şekil 3.2’de hazırlanmış bulunan CO₂ test kabininin  nden görünüşü, şekil 3.3’de ise test kabininin arkadan görünüşü gösterilmiştir.



Şekil 3.2 CO₂ test kabini ön görünüş



Şekil 3.3 CO₂ test kabini Arka Görünüş (şematik)



Şekil 3.4 Kabin önden görünüşü

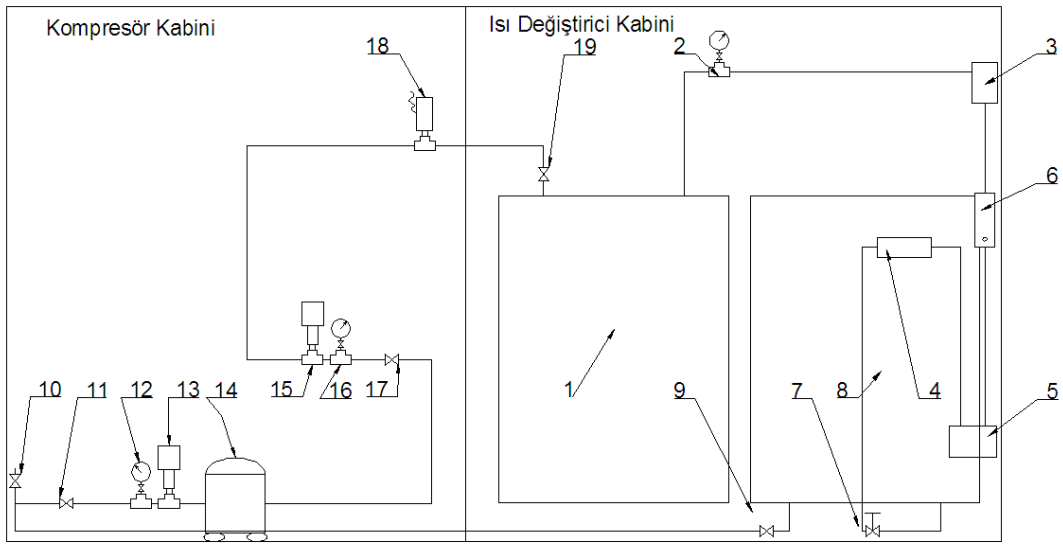


Şekil 3.5 Kabin önden görünüşü



Şekil 3.6 Kabin arkadan görünüşü

Malzemelerin yerleşiminin Şekil 3.7’de gösterildiği şekilde yapılmasına kararlaştırılmıştır.



Şekil 3.7 Malzeme yerleşimi şematik gösterimi

Çizelge 3.2’de kabinlere yerleştirilecek olan malzemelerin listesi verilmiştir.

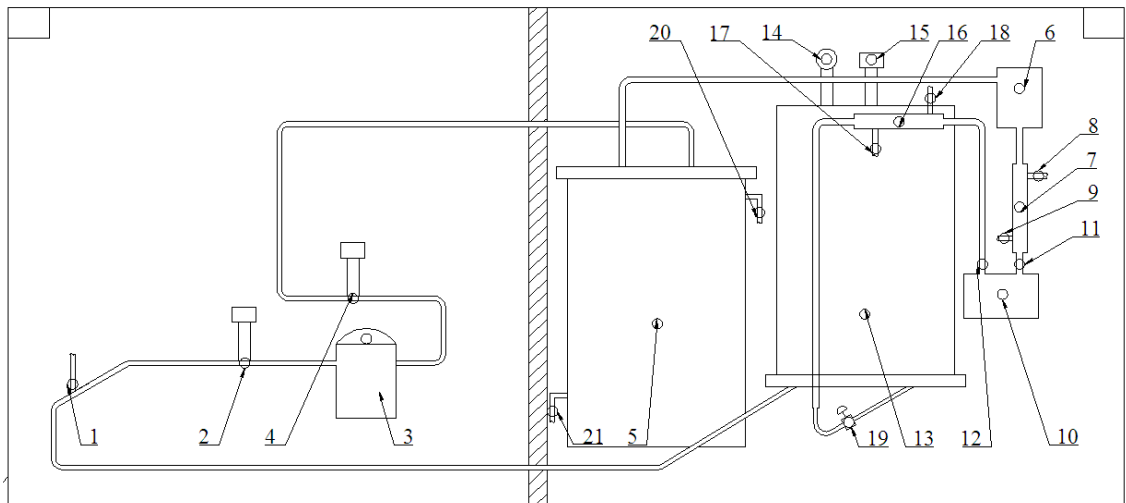
Çizelge 3.2 Malzeme yerleşimi listesi

Malzeme Listesi	
No	Açıklama
1	Kondenser
2	Basınç göstergesi
3	Sıvı aküsü
4	Aşırı soğutucu 2
5	Debimetre
6	Aşırı soğutucu 1
7	Kısılma vanası
8	I-tüpü
9	Vana
10	Vakum ve şarj noktası vana ile birlikte
11	Vana
12	Düşük basınç göstergesi
13	Düşük basınç sensörü
14	Kompresör
15	Yüksek basınç sensörü
16	Yüksek basınç göstergesi
17	Vana
18	Emniyet vanası

Isı değıştircilerin imalatı sırasında kompresörün ve ısı değıştircilerin yerleştirileceği kabin hazırlanmıştır. şekil 3.4, şekil 3.5 ve

şekil 3.6’da hazırlanmış kabinin resimleri görölmektedir.

şekil 3.8’de tesisattaki elemanların son haldeki yerleşimleri görölmektedir. Numaraların hangi malzemeye ait oldukları Çizelge 3.3’de gösterilmiştir.



şekil 3.8 Tesisat elemanlarının yerleşimine göre gösterimi

Çizelge 3.3 Malzeme listesi

Malzeme Listesi	
No	Açıklama
1	Şarj noktası
2	Düşük basınç sensörü
3	Kompresör
4	Yüksek Basınç Sensörlü
5	Kondenser
6	Sıvı Aküsü
7	Aşırı soğutucu 1
8	Aşırı soğutucu 1 soğutma suyu çıkış
9	Aşırı soğutucu 1 soğutma suyu giriş
10	Debimetre
11	Debimetre giriş
12	Debimetre çıkış
13	I-tüpü (Evaporatör)
14	I-tüpü basınç transmitteri
15	I-tüpü üst nokta sıcaklık ölçümü
16	Aşırı soğutucu 2
17	Aşırı soğutucu 2 soğutma suyu giriş
18	Aşırı soğutucu 2 soğutma suyu çıkış
19	Kısılma Vanası
20	Kondenser soğutma suyu çıkış
21	Kondenser soğutma suyu giriş

3.2.2 Isı Değiştiriciler (Gaz Soğutucu/I-Tüpü)

Hazırlanan deney düzeneğinde kompresör ile basıncı yükselen CO₂'nin soğutması işlemi gerçekleşmektedir. Şekil 3.9'da görülen resimde sol tarafta görülen gaz soğutucunun iki adet giriş ve iki adet çıkış noktası bulunmaktadır. Kapalı kabın içerisindeki sarmal boruların içerisinden CO₂ geçmektedir. Sarmal boruların dış tarafından ise soğutucu akışkan olarak su geçirilmektedir. Gaz soğutucudan geçen soğutma suyu sıcaklığı ayarlanarak kompresör çıkış basıncı ayarlanabilmektedir.

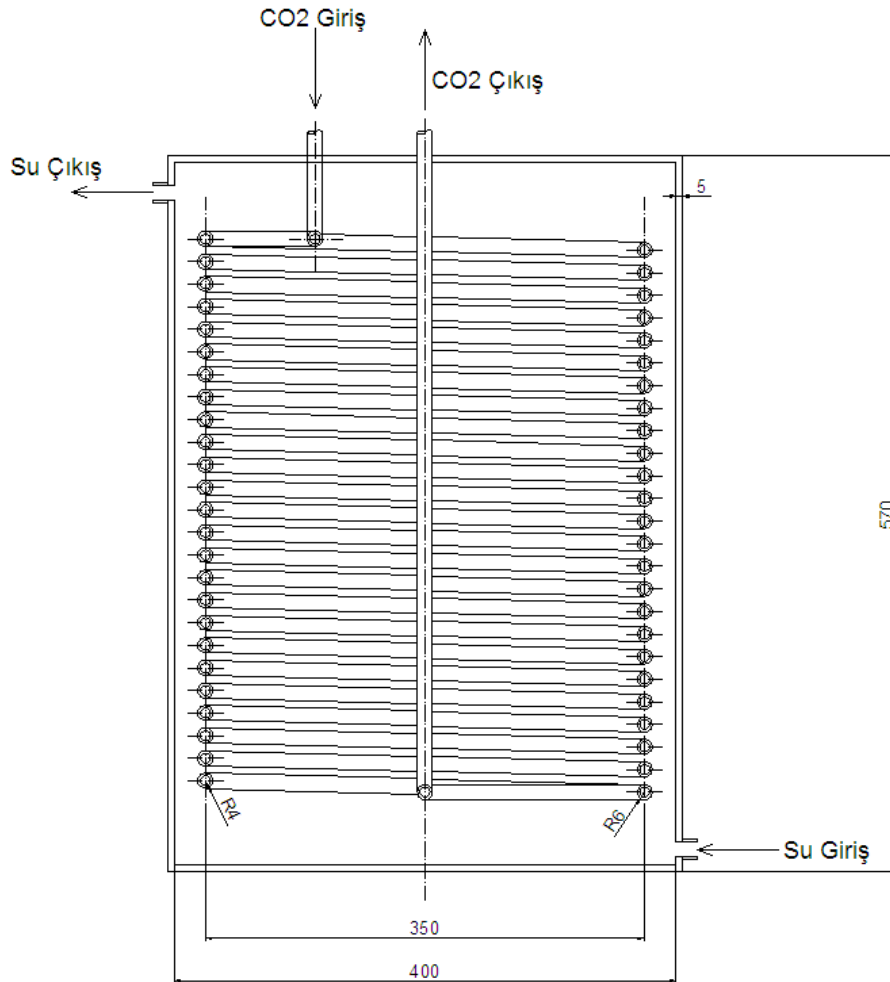
Hazırlanan test düzeneğinde kullanılacak olan gaz soğutucu ve evaporatörün (I tüpü) özel imalat yolu ile temin edilmesine karar verilmiştir. Gaz soğutucu ve I Tüpünün dizaynı yapılırken dikkate alınan konulardan biri kullanılacak serpantin bükülebileceği minimum çapı olmuştur. Yapılan hesaplar sonucu çıkan 1.02 m² lik bir ısıtma alanına ihtiyaç duyulmuştur. Gaz soğutucu için 12 mm kalınlığında ve I Tüpü içerisinde ise 10

mm kalınlığında boru kullanılmasına karar verilmiştir. Yapılan hesabın ayrıntıları Çizelge 3.4’de verilmiştir

Çizelge 3.4 Serpantin dizayn hesapları

Cihaz	Isı transferi gerçekleşen alan (m ²)	Serpantin Çapı m	Sarmal Sayısı	Yükseklik m	Hazne Yüksekliği m
İsim					
Gaz Soğutucu	1,02	0,35	39	0,468	0,568
Evaporatör	1,02	0,35	47	0,47	0,57

Şekil 3.9’de gaz soğutucunun teknik resmi görülmektedir.

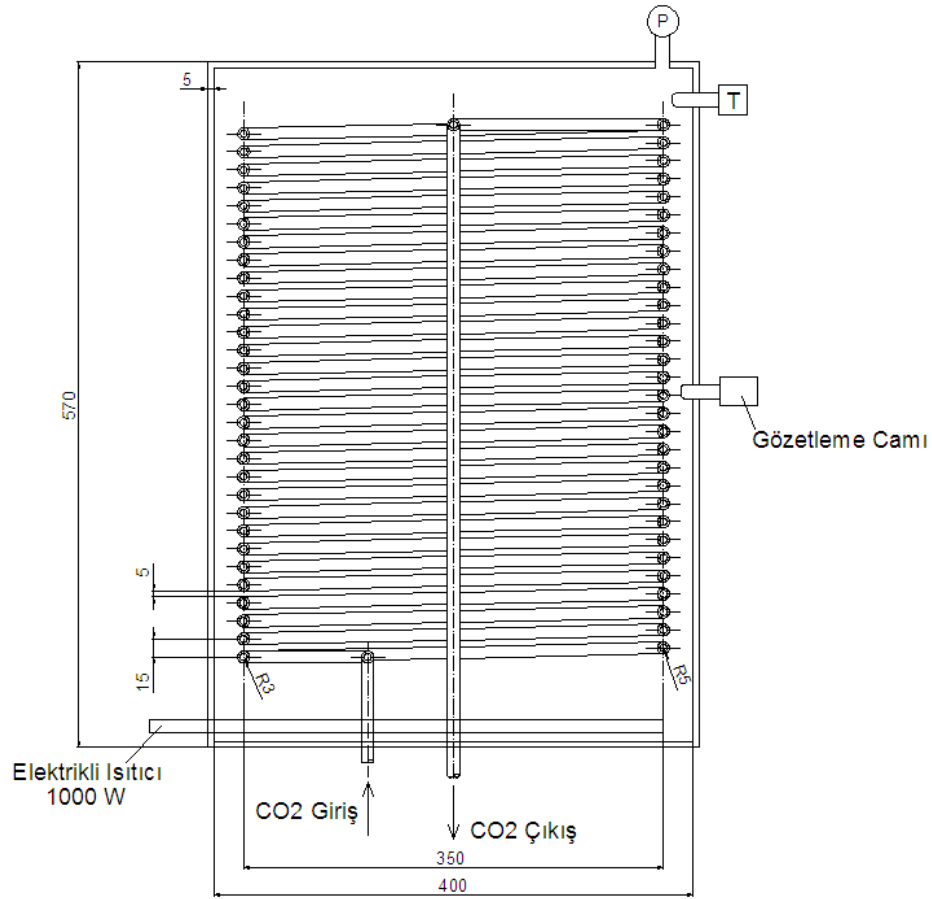


Şekil 3.9 Gaz soğutucu teknik resmi

Gaz soğutucuda Şekil 3.9’da görüldüğü gibi paslanmaz borudan imal edilmiş serpantin borularının içerisinde CO₂ soğutkanı dolaşmaktadır. CO₂ soğutkanına karşılık karşı soğutkan olarak su kullanılmaktadır. Gaz soğutucu soğutma suyu kompresör

performans deney düzeneği üzerine yerleştirilmiş bir su şartlandırma havuzu sayesinde sıcaklığı hassas olarak kontrol edilerek gönderilmektedir. Gaz soğutucu soğutma suyunun amacı burada kompresör çıkış basıncını istenilen basınca hassas olarak ayarlayabilmektir.

Yapılan dizayn hesaplarının ardından imal edilen I tüpünün teknik resimi Şekil 3.10’de verilmiştir.



Şekil 3.10 I Tüpü teknik resimim

I tüpü içerisinde bir nevi Termosifon olarak çalışmaktadır. İçerinde sarmal halde bulunan paslanmaz çelik boruların içerisinde CO₂ gazı dolaşmaktadır. Boruların dış kısmında ise R134a gazı bulunmaktadır. I tüpü basınçlı bir tüptür. Serpantin borularının dışındaki R134a soğutkanı I Tüpü alt noktasında bulunan Elektrikli ısıtıcı ile buharlaşıp serpantin üzerinden düşük sıcaklıkta geçen CO₂ soğutkanı üzerinden ısı çekmektedir. I tüpünün üst noktasında yoğuşan R134a gazı alt kısımda birikip tekrardan elektrikli ısıtıcının yardımı ile buharlaşmaktadır. I tüpü üzerinde basınç

kontrolü ve sıcaklık kontrolü yapılmaktadır. Tepe noktasından basınç ölçümü yapılmakta, yine tepe noktasından sıcaklık kontrolü yapılmaktadır, aynı zamanda elektrikli ısıtıcının içerisinde bulunduğu ortasında I tüpünün içerisine kadar giden ucu köretilmiş sıcaklık ölçüm noktası bulunmaktadır. Sistemin basınçlı sızdırmaz bir kap olmasından ötürü sıcaklık ölçümleri RTDler ile yapılmıştır. Basınç ve sıcaklık kontrolünün iki amacı vardır. Birinci amaç R134a gazının basıncı ve sıcaklığı okunması istenildiği takdirde termofiziksel özelliklerinin belirlenebilmesi, ikinci amaç ise güvenlik amaçlıdır. Sistemde oluşacak aşırı basınçlanma istenilmeyen bir durumdur bu bakımdan hem elektronik hem de mekanik aşırı basınç yükselmesi durumunda sistemi durduracak ve aşırı basıncı ortama atacak emniyet vanaları eklenmiştir. Yine güvenlik amacı ile sistem çalışırken I tüpü içerisine şarj edilmiş R134a gazının seviyesini görebilmek amacı ile gözetleme camı eklenmiştir.

3.2.3 Chiller

10 kW gücünde bulunan chiller kompresör performans test düzeneğinde ihtiyaç duyulan soğutmayı sağlamaktadır.

3.2.4 Soğutma suyu deposu (2 pompalı)

Kompresör performans deney düzeneğinde gerekli olan soğutma ihtiyacını karşılamak amacı ile kullanılmaktadır. Depo 160 litre kapasitesindedir. Üzeri açık olan depo seviye farkından ötürü tesisatı su basmaması amacı ile yerden 2,5m yükseklikte durmaktadır. Üzerinde bulunan 2 adet pompa ile sirkülasyon sağlanmaktadır. Deponun kullanılmasının asıl amacı ihtiyacını karşılamak amacı ile kullanılan chillerin devreye giriş çıkışlarında sistemde oluşabilecek sıcaklık dalgalanmalarına karşı bir önlemdir. Deponun üzerindeki pompalardan biri chiller ile depo arasında su sirkülasyonunu sağlamaktadır. Diğer pompa ise kompresör performans deney düzeneğindeki kullanım yerlerine soğutma suyunun sirkülasyonunu sağlamaktadır.

3.2.5 Su şartlandırma Havuzu

Kompresör performans deney düzeneğinde gaz soğutucu üzerinden geçen CO₂ soğutkanının üzerinden ısı çekmek amacı ile kullanılmaktadır. Gaz soğutucuda ihtiyaç

duyulan soğutma suyu sıcaklığının sabit olması istenildiğinden ve Chillerin devreye girip çıkması ile oluşacak sıcaklık dalgalanmalarından etkilenmemesi amacı ile kullanılmaktadır. Su şartlandırma havuzu içerisinde aşağıda belirtilen ekipmanlar ayrıntılı olarak listelenip açıklanmıştır.

- Su havuzu: 40 lt su kapasitesine sahiptir.
- Rezistans: 1000W gücünde olan elektrikli rezistans suyun sıcaklığını +50 °C 'ye kadar zorlanmadan çıkarabilecek kapasitededir.
- Sıcaklık Kontrol Ünitesi: Havuz içerisindeki su sıcaklığını 0,1 °C hassasiyette kontrol edebilmektedir.
- Soğutma suyu serpantini: Su şartlandırma havuzunun ihtiyacı olduğu soğutma ihtiyacını Chiller soğutma suyunda sağlamaktadır. Chillerden gelen soğutma suyu serpantinin içerisinde geçerek havuz içerisindeki suyu soğutmaktadır. Chiller suyu ile Su şartlandırma havuzu içerisinde bulunan su birbirlerine karışmamaktadır.
- Pompa: Kapalı sistem olarak çalışan su şartlandırma havuzu içerisindeki suyu su şartlandırma havuzu ve gaz soğutucusu arasında sirküle etmektedir.

3.2.6 Aşırı Soğutucu/Subcooler (2 adet)

Debimetrede ölçülecek CO₂ debisinin tamamen sıvı şartta debimetreye girmesi ve aynı zamanda yine CO₂ soğutkanının kısılma vanasına ortalama 24 °C – 26 °C derece sıcaklığında girmesi amacı ile kullanılmaktadır.

3.2.7 Hava/su Isı değiştiricileri (2 adet)

Isı değiştirici ve kompresör kabini olarak isimlendirilen iki kabinin sıcaklıklarının sistemi kontrol eden operatörün belirleyeceği sıcaklığa göre sabit tutabilmek amacı ile kullanılmaktadır. Isı değiştiricilerin soğutma suyu chiller tarafından sağlanmaktadır.

3.2.8 Sıvı aküsü

Gaz soğutucudan çıkan CO₂ farklı çevrim şartlarındaki şarj dağılımının dengeli olarak yapılabilmesi için kullanılmaktadır.

3.2.9 Debimetre

Farklı çevrim şartlarına göre CO₂ soğutkanının debisini ölçebilmem amacı ile kullanılan yüksek basınçlı coriolis tip sıvı debimetresidir. Ek olarak yoğunluk, sıcaklık, toplam debi vs. gibi özellikleri bulunmaktadır.

3.2.10 Isıl çiftler

Kompresör performans deney düzeneğinde ısı çiftleri kullanılmıştır. Isıl çiftler iki farklı alaşımın ucunun kaynaklanması ile oluşan basit bir ölçüm cihazlarıdır. Kaynak noktası sıcak nokta, diğer iki uç soğuk nokta (veya referans noktası) olarak anılır. Isıl çift olayı sıcak nokta ile soğuk nokta arasındaki sıcaklık farkından doğar. Bu sıcaklık farkına orantılı, soğuk nokta uçlarında mV mertebelerinde gerilim üretilir. Isıl çiftin sıcaklık noktası ve soğuk noktası arasındaki sıcaklık dağılımı nasıl olursa olsun üretilen gerilim, sıcaklık ile soğuk nokta arasındaki sıcaklık farkı ile orantılıdır. Isıl çiftler kullanılan alaşım malzemelerine göre isimlendirilmektedir. Kompresör performans deney düzeneğinde T tipi ısı çifti kullanılmıştır. Alaşım malzemeleri bakır ve bakır konstantdır. T tipi ısı çifti ile -200/350 °C sıcaklık aralıklarında hassas sıcaklık ölçümü yapılabilmektedir. Kompresör performans deney düzeneğinde T tipi ısı çiftleri ile ölçülen sıcaklıklar PLC (Programmable Logic Control) yardımı ile bilgisayar ortamına aktarmaktadır.

3.2.11 Elektrik panosu ve otomasyon sistemi

Kompresör performans deney düzeneğinin kontrol sistemini oluşturmaktadır. Elektrik panosunun içerisinde kullanılan motorların korumak amaçlı şalterler, PLC, motor korumalar, akım trafoları, enerji analizörü, röleler bulunmaktadır. PLC ile kompresör performans deney düzeneğinde sıcaklık kontrolleri ve ölçümler yapılabilmektedir.

3.2.12 Kesme vanası

Sistemde bazı durumlarda CO₂ soğutkanının akışını durdurmak amacı ile kullanılmaktadır. Uygulamada kompresörün giriş noktasının yüksek basınca maruz kalmaması gerekmektedir. Deney düzeneği çalışmadığı durumlarda denge basıncına ulaşan CO₂ soğutkanının basıncı ortalama olarak 55-60 bar arasında değişmektedir.

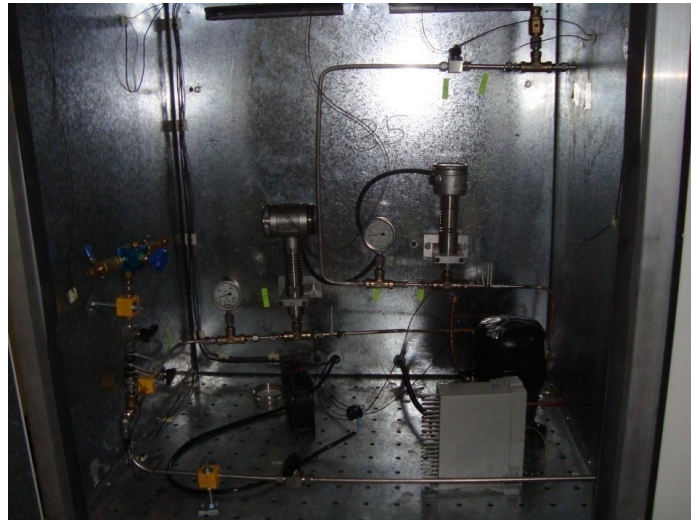
Ayrıca gaz şarj noktasında kullanılan kesme vanaları, sistemin dışarıdan izole edilmesi amacı için de kullanılmıştır.

3.2.13 Kısılma vanası

Bir oksijen regülatörünün çalışma mantığı gibi çalışmaktadır. Mekanik bir çalışma sistemi olan kısılma vanası çok turlu genleşme vanası olarak da isimlendirilmektedir. İstenilen çalışma sıcaklıkları (Basınçları) farklılık gösterdiğinden deneyler yapılırken sistem rejime girmeden önce evaporasyon sıcaklığına göre evaporasyon çıkış sıcaklığı ayarlanır. Amaç evaporasyon basıncını verecek CO₂ soğutkanının debisini ayarlamaktır.

3.3 Kompresör Performans Deney Düzeneği Kurulumu

Dizaynı yapılan ısı değıştircileri imal edildikten sonra kondenser çalışma basıncı göz önüne alınarak yapıla hesaplar sonucunda yüksek basınçtan ötürü oluşacak sorunları gidermek amacı ile çapı 8mm olan AISI 316 kalite paslanmaz çelik boru ile tesisat tamamlanmıştır. Tesisat hazırlanırken ara bağlantı elemanları için AISI 316 kalite paslanmaz çelik boru ve yüksek basınçlı sistemlerde kullanılabilen özel bağlantı elemanları kullanılmıştır. Hazırlanan ısı değıştirciler ve kompresör temin edildikten sonra kabinlerin içersine yerleştirilmiştir. Şekil 3.11’de kompresör kabine yerleşim görölmektedir.



Şekil 3.11 Kompresör kabini yerleşimi

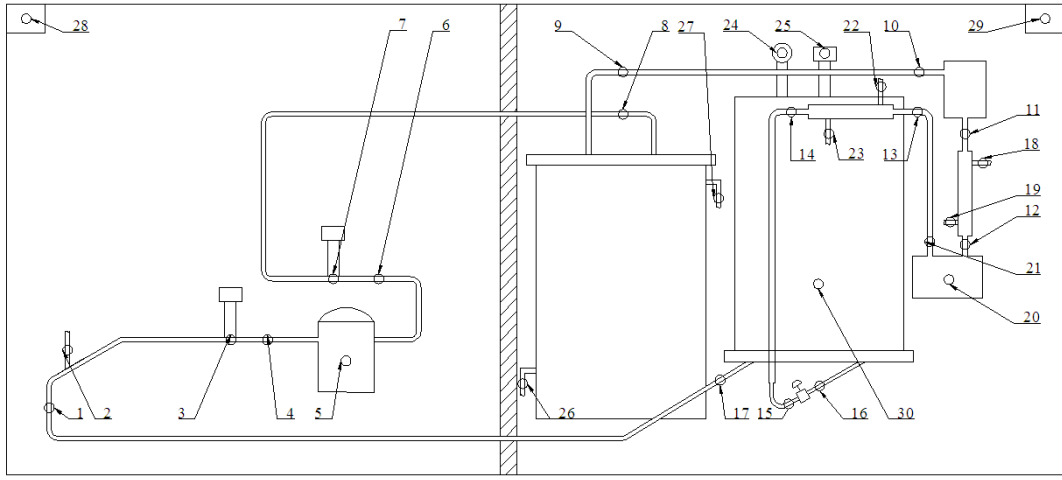
Şekil 3.12’de ısı değıştirici kabine ısı değıştircilerin yerleşimi görölmektedir.



Şekil 3.12 Isı değıştirici kabini yerleşimi

3.4 Düzenek Üzerindeki Ölçüm Noktaları Ve Ölçüm Ekipmanları

Hazırlanan tesisatta yapılacak ölçümlerin noktaları Şekil 3.13’de gösterilmiştir. Çizelge 1.1’de ölçüm noktalarının açıklamaları mevcuttur.



Şekil 3.13 Ölçüm noktaları

Çizelge 3.5 Ölçüm noktaları listesi

Ölçüm Noktaları Listesi		
No	Açıklama	Ölçülen Birim
1	Dönüş Noktası Sıcaklığı	°C
2	Şarj noktası giriş sıcaklığı	°C
3	Düşük basınç	Bar
4	Kompresör giriş sıcaklığı	°C
5	Kompresör üzeri sıcaklık	°C

6	Kompresör çıkış sıcaklığı	°C
7	Yüksek basınç	Bar
8	Kondenser giriş sıcaklığı	°C
9	Kondenser çıkış sıcaklığı	°C
10	Sıvı aküsü giriş sıcaklığı	°C
11	Aşırı soğutucu 1 soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C
12	Aşırı soğutucu 1 soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C
13	Aşırı soğutucu 2 soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C
14	Aşırı soğutucu 2 soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C
15	Kısılma vanası giriş sıcaklığı	°C
16	Kısılma vanası çıkış sıcaklığı	°C
17	I-tüpü çıkış sıcaklığı	°C
18	Subcooler1 soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C
19	Subcooler1 soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C
20	Debimetre	lt/h (kg/h)
21	Debimetre çıkış sıcaklığı	°C
22	Subcooler2 soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C
23	Subcooler2 soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C
24	I tüpü basınç sensörü (R134a için)	Bar
25	I tüpü üst nokta sıcaklığı (R134a için)	°C
26	Kondenser soğutma suyu sıcaklığı giriş sıcaklığı	°C
27	Kondenser soğutma suyu sıcaklığı giriş sıcaklığı	°C
28	Kompresör kabini ortalama sıcaklık	°C
29	Isı değiştirici kabini ortalama sıcaklık	°C
30	I tüpü orta nokta sıcaklığı (R134a için)	°C

3.5 Kompresör Performans Deney Düzeneği Ölçüm Bileşenleri ve Kalibrasyonları

3.5.1 Enerji analizörü

Kompresörün çalışma aralıklarında çektiği elektrik enerjisi (Watt), voltaj (V) ve akımı (A) ölçebilecek ENTES marka MPR-53S model enerji analizörü temin edilmiştir. Bu enerji analizörü ile kompresörün çekmiş olduğu anlık elektriksel Watt, V, A değerlerini cihaz üzerinden ve Windows işletim sistemi üzerinde çalışan bir bilgisayar programı ile birlikte okunabilmektedir.

Enerji analizörünün ölçüm doğrulaması, kalibrasyon belgesi bulunan bir cihaz ile karşılaştırmak suretiyle üçüncül kalibrasyon şeklinde gerçekleştirilmiştir. Yapılan ölçümler sonucunda kalibrasyon sertifikalı cihaz ile enerji analizöründe ölçülen değerlerin doğruluğu tespit edilmiştir.

3.5.2 Debimetre

Kompresör performans deney düzeneğinde CO₂ debisini ölçmek amacı ile -50 °C /125 °C sıcaklık aralıklarında çalışabilecek, 4-20 mA okunan debiye göre çıkış sinyali üretebilen, 230 bar basınç dayanımı olan sıvı fazda ölçüm yapabilen coriolis tip Siemens marka MASS2100 model debimetre temin edilmiştir. Cihaz yurtdışından kalibrasyon sertifikası ile birlikte gelmiştir.

Çizelge 3.6 Debimetre ölçüm hataları tablosu

Debi Kg/h	Basınç Düşümü Bar	Akış Hızı m/s	Reynold Sayısı Re	Maksimum Hata % akış için
1,00	0,00	0,14	1028	± 0,14
1,36	0,01	0,19	1402	± 0,12
1,73	0,01	0,24	1776	± 0,12
2,09	0,01	0,28	2150	± 0,11
2,45	0,02	0,33	2524	± 0,11
2,82	0,02	0,38	2898	± 0,11
3,18	0,03	0,43	3272	± 0,10
3,55	0,03	0,48	3646	± 0,10
3,91	0,04	0,53	4020	± 0,10
4,27	0,04	0,58	4394	± 0,10
4,64	0,05	0,63	4767	± 0,10
5,00	0,06	0,68	5141	± 0,10

Debimetre ile birlikte gelen kalibrasyon sonuçları Çizelge 3.7’de verilmiştir.

Çizelge 3.7 Debimetre kalibrasyon sonuçları

Test No	Akış Debisi	Su Sıcaklığı	Kütle Miktarı	Debimetre Elektronik Çıkış Değerleri		
				Elektronik Çıkış	Kütle	Hata
	[Kg/h]	[°C]	[g]	[Sinyal]	[g]	[%]
1	14,734	23,0	253,223	253120	253,120	-0,04
2	14,725	23,0	253,064	252958	252,958	-0,04
3	2,945	23,0	50,607	50618	50,618	0,02
4	2,923	23,0	50,243	50251	50,251	0,02
5	0,717	23,0	24,223	24234	24,234	0,04
6	0,718	23,0	24,227	24230	24,230	0,01

3.5.3 Sıcaklık Ölçümleri ve Kullanılan Ekipmanlar

3.5.3.1 Isıl çift

Sıcaklık ölçümünde, T tipi ısı çiftleri kullanılmıştır. Uçları kaynaklanan ısı çiftleri paslanmaz çelik boruların yüzeyine termal direnç oluşturmayacak şekilde bağlanmışlardır. Sistemde sıcaklık ölçümü 31 noktadan ısı çiftleri ile gerçekleştirilmektedir. Isı çiftleri PLC'ye bağlanmış ve PLC vasıtasıyla sıcaklık okuma işlemi gerçekleştirilmiştir. PLC ile çalışmaya uygun bir yazılım ile birlikte okunan bilgiler bilgisayar ortamına aktarılmaktadır.

Isı çiftlerinin kalibrasyonu, kalibrasyon belgesi bulunan bir cihaz ile karşılaştırmak suretiyle üçüncül kalibrasyon şeklinde gerçekleştirilmiştir. İstenilen sıcaklıkta sinyal üretebilen cihaz ısı çiftine bağlanmıştır. Isı çiftinden ölçülen değer ile cihazdan ölçülen sıcaklık değerleri okunarak kalibrasyonları gerçekleştirilmiştir.

3.5.3.2 PT100

Kompresör performans deney düzeneğinde evaporatör üzerinde iki adet PT100 duyar elemanı ile sıcaklık ölçümü yapılmaktadır. Burada duyar elemanlı sıcaklık ölçümü yapılmasının nedeni evaporatörün kapalı bir kap olması ve basınç altında çalışmasıdır. Bu sıcaklık ölçüm elemanları direnç termometreleri olarak isimlendirilmektedir. Sıcaklık ölçümünü duyar elemanda oluşan sıcaklığa karşılık olarak elektriksel direnç oluşturarak gerçekleştirmektedir. Duyar eleman kısmında dişli bağlantı olduğundan evaporatörde istenilen sızdırmazlık sağlanabilmiştir.

PT100'ün kalibrasyonu ısı çiftlerinde uygulandığı şekilde tekrarlanmıştır.

3.5.4 Basınç Ölçümü ve Kullanılan Ekipmanlar

Kompresör performans deney düzeneğinde, 2 adet basınç ölçümü yapılmaktadır. Birinci basınç sensörü 0-30 bar aralığında çalışmakta olup Klay marka 2000-5-S-CT-G44 modeldir. Bu basınç sensörü kompresör emme hattına bağlanmıştır. İkinci basınç sensörü 0-150 bar aralığında çalışmakta olup Klay marka 8000-I-S-HT-G44 modeldir. Bu basınç sensörü kompresör basma hattına bağlanmıştır. İki basınç sensörü de ölçüm

aralıkları farklı olsa da dayanım basınçları aynıdır. Basınç sensörleri 250 bara kadar dayanımları vardır. Basınç transmitterleri 24 VDC elektriksel güç kaynağından beslenmektedir. Algılanan basınca göre 4-20 mA aralığında sinyal üretebilen basınç sensorlarının çıkış sinyalleri PLC vasıtası ile okunmakta ve bir yazılım ile çalışma basınçlarına karşılık ürettiği elektriksel çıkış aralıkları göz önüne alınarak “bar” cinsinden bilgisayar ortamına aktarılmaktadır.

Basınç sensorlarının kalibrasyonu piyasadan temin edilen kalibrasyon sertifikalı bir basınç kalibratörü ile doğrulanması ile gerçekleştirilmiştir.

Kullanılan düzenek; basınç sensorlarını hatta bağlamak için yapılmış bir kolektör, hattaki basıncı ayarlayabilmek için hatta verilen gaz debisini ayarlama bir manifold, basınç sensorlarının çalışması için gerekli enerji sağlayan bir güç kaynağı, basınç sensörü çıkışlarını okuyabilmek için kullanılan bir veri toplama ünitesi ve bilgisayardan oluşmaktadır.

Sistemdeki gaz manifold, kolektör ve hassas manometreden oluşmaktadır. Manifold girişine bağlı iken kolektör çıkışı hassas manometreye bağlıdır. Sisteme gaz manifold üzerinden verilmektedir. Sistemde gaz olarak azot gazı kullanılmıştır. Kalibrasyona başlamadan önce kalibrasyon düzeneği bir vakum pompası yardımı ile tamamen vakumlanarak sistem içerisindeki yabancı gazlar temizlenmiş ve sistem, basıncı 0,001 bar oluncaya kadar vakum işlemine devam edilmiştir.

Basınç sensorlarının kalibrasyonu için sisteme kademeli olarak gaz verilmiştir. Verilen basınç değerlerine karşılık olarak alınan elektriksel değerler ve basınç değerlerinin doğruluğu görülmüştür.

3.6 Kontrol Parametreleri, Ölçümler ve Güvenlik

3.6.1 Kontrol Parametreleri

Kompresör performans deney düzeneği kontrol parametreleri aşağıda verildiği gibidir. İstenilen test şartlarına gelmesi amacı ile aşağıda anlatılan adımların yerine getirilmesi gerekmektedir.

- Gaz soğutucu sıcaklığının istenilen kompresyon basıncına göre ayarlanması: Hazırlanan deney düzeneğinin kompresör çıkış basıncı gaz soğutucunun soğutma suyu sıcaklığına göre değişmektedir. Bu aşamada bir nevi kondensasyon sıcaklığı ayarlanmaktadır.
- Kısılma vanası ayarı ile evaporasyon sıcaklığının ayarlanması: Kompresör performans deney düzeneğinde evaporasyon sıcaklığının ayarlanmasındaki maksat ilk olarak evaporasyon basıncının ayarlanmasıdır. Aynı zamanda kısılma vanasının evaporasyon sıcaklığına göre evaporasyon basıncı ayarlanırken sistemden geçen debi miktarı da ayarlanmaktadır.
- I Tüpü iç sıcaklığının sabit bir değerde tutulması: PLC otomasyon sistemi ile kontrol edilen elektrikli rezistansı kontrol ederek I tüpünün iç sıcaklığını 0,1 °C hassasiyetli olarak kontrol ederek sabit sıcaklıkta tutmaktadır. İç sıcaklık ile kabinin sıcaklıkları aynı sıcaklıkta tutulmaktadır. Amaç sıcaklık farkından ötürü I tüpü üzerinden dışarıya ısı geçişini engellemektir. Testler sırasında I tüpü iç sıcaklığı 30 °C'de tutulmuştur.
- Kabin şartlandırması: Isı değiştirici kabini ve kompresör kabinlerinin şartlandırması PLC otomasyon sistemi ile hassas olarak yapılmaktadır. Sıcaklıktan farkından ötürü oluşacak ölçüm belirsizliği olmaması açısından kabinlerin sıcaklıklarının sabit tutulması istenilmektedir. Testler sırasında kabin sıcaklıkları 30 °C de tutulmuştur.
- Aşırı Soğutucu Şartlandırılması: Kompresör performans deney düzeneğinde soğutucu akışkanın debimetreye sıvı halde girmesini garanti altına almak amacı ile kullanılmaktadır. Chillerden gelen soğutma suyu ile soğutma sağlanmaktadır. Aşırı soğutucuların soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C'dir.
- Soğutma suyu hazırlaması: Deney düzeneğinin soğutma ihtiyacı ihtiyacını karşılamak amacı ile 10 kW kapasitesinde bulunan chillerde şartlandırılan su ayrı bir depoda biriktirilip deney düzeneğindeki kullanım yerlerine bir pompa aracılığı ile gönderilmektedir. Testler sırasında chiller soğutma suyu 10 °C de tutulmaya çalışılmaktadır.

3.6.2 Ölçüm Belirsizlikleri

Deneyisel çalışmalar sonucunda elde edilen ölçüm sonuçlarının doğruluğu deneyler sırasında ortaya çıkabilecek durumlardan ötürü belli ölçüm belirsizlikleri hata aralığında elde edilmektedir. Bir genelleme yapılacak olunursa ölçüm belirsizliği ortaya çıkarabilecek iki farklı grup verilebilir. Birinci grup içerisinde deney yapan araştırmacının dikkatsizlik ve tecrübesizliğinden ileri gelen belirsizlikler bulunmaktadır. Bu ölçüm belirsizliğini ortaya çıkaran durumlar ölçüm cihazlarının yanlış seçiminden veya ölçme sistemlerinin yanlış dizayn edilmesinden kaynaklanan hatalar olarak belirtilebilir. İkinci grup içerisinde ölçüm belirsizlikleri sabit veya sistematik olarak ortaya çıkmaktadır. İkinci gruptaki ölçüm belirsizlikleri genellikle tekrar edilen okumalarda görülen ve nedenleri çoğunlukla tespit edilemeyen hatalardır. Üçüncü grup ölçüm belirsizlikleri ise rastgele ortaya çıkmış ölçüm belirsizlikleridir. Üçüncü grup ölçüm belirsizliğini ortaya çıkaran durumlar ise; deneyi yapan kişilerin dikkatlerinin zamanla azalması, elektrik geriliminin değişmesi, cihazların ısınmasından ortaya çıkan elektronik ölçme aletlerindeki salınım veya ölçme aletlerinin tepki sürelerinden dolayı ortaya çıkan durumlardır.

Çoğu zaman sabit hatalar ile rastgele hataları birbirinden ayırmak zordur. Sabit hatalar deney sırasında okunan her değer için aynıdır, uygun bir kalibrasyon ve düzeltme ile ortadan kaldırılabilir. Ölçüm aletlerinin ölçümlerinin doğru yaptığı kabul edildiği takdirde, hata analizi; sabit ve rastgele hataları belirleyerek bunların deneyisel sonuçların üzerindeki etkilerin ortaya konulmasıdır.

Deneyisel sonuçların geçerliliğinin belirlenmesi için mutlaka bir hata analizi yapmak gerekmektedir. Deneylerde elde edilen veriler kullanılarak hesaplanan parametrelere ait hata oranlarının tespiti için kaynaklarda bir kaç yöntem mevcuttur. Bu yöntemler içerisinde belirsizlik analizi (uncertainty analysis) yöntemi en çok tercih edilen yöntem olarak gözükmektedir. Bu çalışmadaki hata analizinde; Kline ve McClintock tarafından [43]'da ortaya atılmış ve [44]'de Holman'ın kitabında değinmiş olduğu belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır. Belirtilen hata analizi yöntemi kullanılarak; hesaplamalarda soğutucu akışkan olarak kullanılan CO₂'nin Kısılma vanası giriş basıncı, sıcaklığı, entalpisi; evaporatör çıkış basıncı, sıcaklığı, entalpisi kullanılarak soğutma gücü ve

kompresörde çalışma esnasında çekmiş olduğu elektriksek gücünün hata analizi aşağıda gösterilmiştir.

3.6.2.1 Belirsizlik Analizi Yöntemi

[44]'de önerilen belirsizlik analizi yöntemine göre; herhangi bir deney tesisatı aracılığı ile tespit edilmesi/hesaplanması gereken büyüklük φ , bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise, $x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_n$ olsun. Bu durumda,

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.1)$$

Yazılabilir. Deneylerde etkili olan her bir bağımsız değişkene ait hata oranları; $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve R büyüklüğünün hata oranı w_R olarak isimlendirirsek,

$$w_R = \pm \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.2)$$

Şeklinde verilmektedir. (3.2) incelendiğinde deneylerde en büyük hataya neden olan değişkenin kolaylıkla tespit edilebildiği anlaşılmaktadır.

3.6.2.2 Belirsizliklerin Tespiti

Kompresör performans deney düzeneğinde yapılan testlerde kompresörün sağlamış olduğu soğutma miktarı akışkan debisi ve kompresörün çalışırken çekmiş olduğu elektriksel güç ölçümü yapılmıştır.

3.6.2.3 Evaporatör Soğutma Gücü Deneyleri Hata Oranı

Deneylerde hataya neden olan bağımsız değişkenler olarak, evaporatör soğutma kapasitesi (3.3) numaralı denklem ile hesaplanabilmektedir.

$$Q_{\text{evap}} = \dot{m} \times (h_g - h_c) \quad (3.3)$$

Hesaba etki eden ölçüm değerleri göz önüne alındığında karşımıza debi, kompresör çıkış basıncı ile soğutucu akışkan kısılma vanası giriş sıcaklığına göre giriş entalpisi, kompresör giriş basıncı ile soğutucu akışkan evaporatör çıkış sıcaklığına göre çıkış entalpisi çıkmaktadır. Ölçüm belirsizliğini oluşturacak ifadeler m, h_g, h_c 'a göre ifadeler şu şekilde ifade edilebilir. Debi 'ye göre elde edilen hata oranı w_a , giriş entalpisine göre

elde edilecek hata oranını w_b , çıkış entalpisine göre elde edilecek hata oranına ise w_c dersek; aşağıdaki denklemleri elde etmiş oluruz.

$$w_Q = \pm \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial m_a} w_a \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial h_b} w_b \right)^2 + \left(\frac{\partial Q}{\partial h_c} w_c \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.4)$$

Hesaplanan hata oranları yapılan 9 deney şartı için Çizelge 3.8’de verilmiştir.

Çizelge 3.8 Ölçüm Belirsizlikleri ve Deneylerde Elde Edilen değerler

	P_k	P_e	T_{kv}	$T_{evap,\zeta}$	m	h_g	h_ζ	Q_{evap}
Birim	(bar)	(bar)	(°C)	(°C)	kg/h	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(W)
$\pm w_1$	1,396	0,529	0,5	0,5	0,094	1,183	0,082	1,187
$\pm w_2$	1,403	0,395	0,5	0,5	0,049	1,136	0,065	1,133
$\pm w_3$	1,401	0,285	0,5	0,5	0,025	1,168	0,173	1,180
$\pm w_4$	1,801	0,527	0,5	0,5	0,079	0,962	0,086	0,967
$\pm w_5$	1,800	0,394	0,5	0,5	0,038	1,006	0,066	1,008
$\pm w_6$	1,799	0,286	0,5	0,5	0,018	1,009	0,173	1,022
$\pm w_7$	2,201	0,531	0,5	0,5	0,037	0,917	0,083	0,921
$\pm w_8$	2,198	0,392	0,5	0,5	0,034	0,941	0,068	0,943
$\pm w_9$	2,196	0,284	0,5	0,5	0,007	0,941	0,178	0,956

Yapılan hesaplamalar sonucunda soğutma kapasitesi 0,921 W ~ 1,187 W arasında değişen hata oranı ile bulunabilmektedir.

3.6.2.4 Kompresör Elektriksel Güç, Akım, Voltaj Hata Oranı

Kompresörün çekmiş olduğu akım, voltaj ve elektriksel güç ifadesini veren hata oranı ise ayrı ayrı incelenirse

$$w_A = \pm \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial A_a} w_d \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.5)$$

$$w_V = \pm \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial V_a} w_e \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.6)$$

$$w_W = \pm \left[\left(\frac{\partial Q}{\partial W_a} w_f \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.7)$$

Yukarıda elde edilmiş denklemler deneylerde ölçülen parametrelere ilişkin olarak yapılan hesaplamalarda elde edilen hata oranları Çizelge 3.9’da verilmiştir.

Çizelge 3.9 Ölçüm Belirsizlikleri ve Deneylerde Elde Edilen değerler

	V	A	W
$\pm W_1$	2,290	0,012	1,450
$\pm W_2$	2,322	0,011	1,360
$\pm W_3$	2,305	0,010	1,200
$\pm W_4$	2,314	0,014	1,732
$\pm W_5$	2,300	0,012	1,499
$\pm W_6$	2,289	0,011	1,332
$\pm W_7$	2,372	0,016	2,104
$\pm W_8$	2,314	0,014	1,807
$\pm W_9$	2,303	0,011	1,380

Kompresörün çalışması sırasında ölçülen voltaj değeri 2,289 V ~ 2,372 V arasında değişen hata ile amper 0,011 A ~ 0,016 A arasında değişen hata ile kompresörün çekmiş olduğu elektriksel güç ise 1,360 W ~ 2,104 W arasında değişen hata ile elde bulunabilmektedir.

3.6.3 Ölçümler

Kompresör performans deney düzeneğinde 31 noktadan sıcaklık ölçümü, 3 adet basınç ölçümü; debimetre ile soğutucu akışkan debi ölçümü ve bir enerji analizör ile kompresörün çalışma süresince harcamış olduğu elektrik gücü, Voltaj ve Akım ölçümü yapılmıştır. Çizelge 3.10’de ölçüm noktalarının listesi bulunmaktadır.

Çizelge 3.10 Ölçüm Noktaları Listesi

Ölçüm Noktaları Listesi		
No	Açıklama	Ölçülen Birim
1	Dönüş Noktası Sıcaklığı	°C
2	Şarj noktası giriş sıcaklığı	°C
3	Kompresör emme basıncı	Bar
4	Kompresör giriş sıcaklığı	°C
5	Kompresör üzeri sıcaklık	°C
6	Kompresör çıkış sıcaklığı	°C
7	Kompresör basma basıncı	Bar
8	Kondenser giriş sıcaklığı	°C
9	Kondenser çıkış sıcaklığı	°C
10	Sıvı aküsü giriş sıcaklığı	°C
11	Subcooler1 giriş sıcaklığı	°C
12	Subcooler1 çıkış sıcaklığı	°C
13	Subcooler2 giriş sıcaklığı	°C
14	Subcooler2 çıkış sıcaklığı	°C
15	Kısılma vanası giriş sıcaklığı	°C
16	Kısılma vanası çıkış sıcaklığı	°C

17	I tüpü çıkış sıcaklığı	°C
18	Subcooler1 soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C
19	Subcooler1 soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C
20	Debimetre	lt/h (kg/h)
21	Debimetre çıkış sıcaklığı	°C
22	Subcooler2 soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C
23	Subcooler2 soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C
24	I tüpü basınç sensörü (R134a için)	Bar
25	I tüpü üst nokta sıcaklığı (R134a için)	°C
26	Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı	°C
27	Kondenser soğutma suyu çıkış sıcaklığı	°C
28	Kompresör kabini ortalama sıcaklığı	°C
29	Isı değiştirici kabini ortalama sıcaklığı	°C
30	I tüpü orta nokta sıcaklığı (R134a için)	°C
31	Kompresörde Harcanan Akım	A
32	Kompresörde harcanan Voltaj	V
33	Kompresörde harcanan elektrik gücü	W

Kabinlerin ortalama sıcaklıkları kabin içerisine yerleştirilmiş 5 adet ısı çiftin ortalamaları olarak hesaplanmaktadır.

3.6.4 Güvenlik

Kompresör performans deney düzeneğinde daha önce de bahsedildiği üzere 70/90/110 bar gaz soğutucu basınçlarında çalışılacaktır. Her ne kadar literatürde de belirtildiği üzere gaz miktarının az olmasından ötürü patlama etkisinin az olsa da yüksek basınçlarda çalışmak için güvenlik parametrelerinin oluşturulması gerekmektedir. CO₂ soğutkanı için sisteme kompresör çıkış ve gaz soğutucu arasındaki bir noktaya CO₂ soğutkanının basıncında oluşacak herhangi bir basınç yükselmesinde sisteme zarar vermemesi amacı ile 150 bar set basıncı olan emniyet ventili bağlanmıştır. Mekanik olarak sistem içerisindeki CO₂ soğutkanını emniyet ventili vasıtası ile dışarı alınabilecektir. Ayrıca PLC otomasyon sistemi kullanılarak kompresör performans deney düzeneği için elektronik kontrol yapılmaktadır. PLC programı içerisinde basıncın 150 bara çıkması halinde çalışan tüm sistemin elektriğinin kesilmesi için bir elektronik röle oluşturulmuştur. Aynı elektronik röle yine CO₂ soğutma sisteminde kompresör sonrası oluşacak aşırı ısınmayı fark ettiği takdirde sistemi kapatacak şekilde kontrol etmektedir.

Kompresör performans deney düzeneğinde ayrıca kapalı bir kap olan I tüpü içinde güvenlik parametreleri oluşturulmuştur. I tüpü içerisinde de yine mekanik ve elektronik emniyet sağlanmıştır. I tüpü üzerine bağlanmış olan sistemde oluşacak aşırı basınç yükselmesi sonucu dışarı gaz atmak amacı ile emniyet ventili bulunmaktadır. emniyet ventili 12 bar'da sistemden dışarı gaz atacak şekilde ayarlanmıştır. Ayrıca I tüpü içerisinde bulunan elektrikli rezistansın kontrolünde kaynaklanabilecek bir sorunda tüm sistemin kapanması için elektronik olarak bir kontrol aktif durumdadır. Sistemdeki basıncın aşırı yükselmesi durumunda tüm çalışan sistemi kapatacak bir elektronik röle aktif durumdadır. Elektronik rölenin set değeri 12 Bar'a göre ayarlanmıştır

DENEY SİSTEMİNİN HAZIRLIK TESTLERİ

Hazırlanan deney düzeneğinde bağlantı elemanlarının istenilen şekilde sızdırmaz olarak bağlandığını görmek amacı ile kaçak testi yapılmıştır. İlk aşama olarak gaz kaçak testleri yapılmış ardından kompresör performans deney düzeneğinde CO₂ verilerek çalıştırılmış ve kontrol parametreleri ile oynayarak istenilen set değerlerine gelinip gelinmediği gözlenmiştir. Aşağıda ön testlerin ilk adımı olan gaz kaçak testlerinin sonuçları verilmiştir.

4.1 Gaz Kaçak Testleri

Kompresör performans deney düzeneğinde daha önce de belirtildiği üzere iki adet kapalı devre bulunmaktadır. bunlardan birincisi CO₂ soğutucu akışkanın içerisinde dolaşacağı soğutma devresi. İkinci olarak ise I-tüpü olarak isimlendirilen içerisinde evaporatör de bulunan ısı değiştiricidir. CO₂ soğutma devresi için çeşitli basınçlarda testler yapılmıştır. Kaçak testleri I-tüpü için azot gazı ile CO₂ soğutma devresi için ise CO₂ soğutkanı kullanılarak yapılmıştır. İlk yapılan kaçak testinde sisteme 50 bar da CO₂ gazı kullanılarak test yapılmıştır. Sonuçlar Çizelge 4.1’de gösterilmektedir. 50 bar test sonuçlarının olumlu oldukları görüldükten sonra sistem 60 bar altında yeniden teste alınmıştır. Sonuçlar

Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.1 Kaçak test sonuçları (50 bar test basıncı)

Kaçak Testi Süresi (h)	Ortam Sıcaklığı (°C)	I-tüpü Basıncı (Bar)	Kompresör Sistemi Basıncı (Bar)
0	22,8	5,3	48,1
72	23,9	5,5	48,6
120	24,8	5,9	49,3
144	25,2	6,0	49,2
216	24,6	5,7	48,6
240	24,9	5,8	48,6
336	22,4	5,3	47,4
408	23,8	5,7	47,5
456	24,8	5,8	48,1

Çizelge 4.2 Kaçak test sonuçları (60 bar test basıncı)

Kaçak Testi Süresi (h)	Ortam Sıcaklığı (°C)	I-tüpü Basıncı (Bar)	Kompresör Sistemi Basıncı (Bar)
0	23,7	5,7	60,3
72	25,3	5,9	61,7
144	25,7	5,9	63,5
216	26,1	6,1	64,4
240	26,8	6,2	65,2
336	26,5	6,2	64,5

4.2 Kompresör Performans Test Deney Düzeneği Devreye Alınması

Sistem kaçak testleri olumlu sonuç verdikten sonra sisteme devreye alınmıştır. Devreye alınma işleminde kontrol edilen parametreler gaz soğutucunun soğutma suyu sıcaklığının değişiminden yararlanarak kompresör çıkış basıncı, kabinlerin sabit sıcaklıkta tutulması, I-tüpü iç sıcaklığının sabit tutulması, kısılma vanası ayarı ile debi ve evaporasyon sıcaklığının ve aynı zamanda evaporasyon basıncının ayarlanması gibi parametrelerin değişimleri ve sistemin vermiş olduğu tepki gözlenmiştir.

Gaz şarjı sırasında kısılma vanası ile kompresör emme basıncı 20 Bar'a ayarlanmıştır. Basınç düşürücü bir regülatör ile 25 bar basınçta sisteme CO₂ soğutkan şarjı yapılmıştır. Gaz şarjı yapılırken sistem şartları aşağıda belirtildiği gibi ayarlanmıştır:

- Kompresör kabini sıcaklığı 30 °C

- Isı değiştirici kabini sıcaklığı 30 °C
- I-tüpü iç sıcaklığı 30 °C
- Gaz soğutucu soğutma suyu giriş sıcaklığı 30 °C
- Kompresör çıkış basıncı 80 bar
- Kompresör emme basıncı 20 bar
- Chiller soğutma suyu set sıcaklığı 10 °C

Yukarıda belirtilen parametreler sağlandığında sisteme kontrollü bir şekilde gaz şarjı işlemi tamamlanmıştır. Gaz şarjı işlemi tamamlandıktan sonra sistemin değişimini görmek amacı ile kısılma vanası ile ayar yapılarak basınç ve sıcaklıkların değerleri alınmıştır. Sonuçlar Çizelge 4.3’de ve Çizelge 4.4’de verilmiştir. Ancak bu değerler alınırken, yapılan işlemin ön test olması nedeni ile sistemin kararlı hale ulaşması beklenilmemiştir.

Çizelge 4.3 Birinci test deney sonuçları

Açıklama	Ölçüm Değeri	Birim
Kompresörün çektiği elektriksel güç	252	Watt
Kompresörün çektiği akım	1,74	Amper
Kompresöre uygulanan gerilim farkı	227	Volt
Kompresör çıkış basıncı	80,22	Bar
Kompresör emme basıncı	20,2	Bar
Gaz soğutucu soğutma suyu su giriş sıcaklığı	29,6	°C
Gaz soğutucu soğutma suyu su çıkış sıcaklığı	28,9	°C
CO ₂ sıvı hattındaki kütleel debi	2,11	Kg/h

Çizelge 4.4 ikinci test deney sonuçları

Açıklama	Ölçüm Değeri	Birim
Kompresörün çektiği elektriksel güç	252	Watt
Kompresörün çektiği akım	1,74	Amper
Kompresöre uygulanan gerilim farkı	227	Volt
Kompresör çıkış basıncı	90,34	Bar
Kompresör emme basıncı	23,6	Bar
Gaz soğutucu soğutma suyu su giriş sıcaklığı	33,5	°C
Gaz soğutucu soğutma suyu su çıkış sıcaklığı	34,8	°C
CO ₂ sıvı hattındaki kütleel debi	0,78	Kg/h

BÖLÜM 5

KOMPRESÖR PERFORMANS DENEYLERİ VE SONUÇLARI

Kompresör performansı deney düzeneği ile yapılan ön çalışmaların olumlu olmasının ardından temin edilen CO₂ kompresörü için yapılacak testler tamamlanmıştır. Ölçüm konusunda sorun çıkmadığı takdirde testlerin hepsi birer gün olarak yapılmıştır. Kompresör performans deney düzeneğinin istenilen set değerlerine ayarlanması ve kararlı hale ulaşması yaklaşık olarak dört saat sürmektedir. Yapılan testler kompresör çıkış basıncı, evaporasyon çıkış basıncı ve bu noktalardaki sıcaklıklar Çizelge 5.1’de belirtildiği şekildedir.

Çizelge 5.1 Test Şartları (Sıcaklık ve basınçlar)

Kondenser Çıkış Basıncı (Bar)	Evaporasyon Sıcaklığı (°C)	Evaporasyon Sıcaklığı Çalışma Basıncı (Bar)
70	-10	26,48
70	-20	19,69
70	-30	14,27
90	-10	26,48
90	-20	19,69
90	-30	14,27
110	-10	26,48
110	-20	19,69
110	-30	14,27

Testler yapılırken daha önce de belirtildiği gibi 4 saat gibi ortalama ön hazırlık süresi gerekmektedir. Sistem rejime girdikten sonra ölçüm sonuçları alınmıştır. Yapılan ölçümlerde sistem rejime girdikten sonra sıcaklıkların değişiminin $\pm 0,5$ °C, ölçülen basınçların ise ± 1 oranda değişmesi ölçüm sonuçlarını etkilememektedir elde edilen

deney sonuçlarının son 6 verileri ilgili testin başlığı altında verilmiştir. Ölçüm sonuçları soğutma devresi için aşağıda belirtilen noktalardaki değerler göz önüne alınmıştır.

- Kompresör çıkış basıncı
- Kompresör emme basıncı
- I-tüpü basıncı
- I-tüpü rezistans sıcaklığı
- I-tüpü üst nokta sıcaklığı
- Gaz soğutucu giriş sıcaklığı
- Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı
- Gaz soğutucu soğutma suyu giriş sıcaklığı
- Gaz soğutucu soğutma suyu çıkış sıcaklığı
- Aşırı soğutucu soğutma suyu giriş sıcaklığı
- Aşırı soğutucu soğutma suyu çıkış sıcaklığı
- Kısılma vanası giriş sıcaklığı
- Kısılma vanası çıkış sıcaklığı
- Akışkan debisi
- Kompresör kabini set sıcaklığı
- Isı değiştirici kabini set sıcaklığı
- Ayrıca hazırlanan test şartlarında kompresörün çekmiş olduğu elektriksel veriler de kayıt edilmiştir. Bunlar:
- Kompresör elektriksel gücü
- Kompresör voltajı
- Kompresör akım

Ayrıca hazırlanan test şartlarında kompresörün çekmiş olduğu elektriksel veriler de kayıt edilmiştir. Bunlar:

- Kompresör elektriksel gücü
- Kompresör voltajı
- Kompresör akım

Elde edilen sonuçlara göre kısılma vanası giriş entalpisi, kısılma vanası çıkış entalpisi ve ölçülen CO₂ soğutucu akışkanının debisi değerlerine göre kompresörün sağlamış olduğu soğutma kapasitesi hesaplanmıştır. Aşağıda Denklem (5.1’de soğutma kapasitesinin nasıl hesaplandığı gösterilmiştir. Giriş entalpisi h_g kısılma vanası giriş sıcaklığı ve basıncına göre okunan entalpi değeri ile çıkış entalpisi h_c ise I-tüpü çıkış sıcaklığı ve basıncına karşılık gelen entalpi değeridir.

$$Q = m \times (h_g - h_c) \quad (5.1)$$

Entalpi değerleri bulurken giriş entalpisi için kompresör çıkış basıncı ve kısılma vanası giriş sıcaklığına göre entalpi değeri, çıkış entalpisi için ise kompresör giriş basıncı ve evaporatör çıkış sıcaklığına göre entalpi değeri bulunmuştur. Entalpi değerleri NT’den elde edilmiş verilere göre bulunmuştur. Tablo halinde verilmiş bulunan deney dataları son 6 ölçümü göstermektedir. Tablo halinde verilmiş bulunan değerleri soğutma devresi ve kompresör devresi olarak iki farklı tablo halinde verilmiştir.

5.1 Kompresör Çıkış basıncı 70 Bar için Yapılan Çalışmalar

5.1.1 Kompresör çıkış basıncı 70 bar / Evaporatör Sıcaklığı -10 °C (Evaporasyon basıncı 26,48 bar)

Çizelge 5.2 70 bar / -10 °C (26,48 bar) soğutma devresi deney sonuçları

Komp. Çıkış Basıncı	Bar	69,75	69,67	69,68	69,71	69,67	69,72	69,72
Komp. Emme Basıncı	Bar	26,70	26,70	26,75	26,46	26,18	26,44	26,06
I Tüpü Basıncı	Bar	6,65	6,69	6,83	6,83	6,82	6,83	6,82
I Tüpü Rezistans Sıc.	°C	30,00	29,90	30,00	30,20	30,00	30,10	30,00
I Tüpü Üst nokta Sıc	°C	30,00	30,10	30,50	30,70	30,60	30,60	30,60
Gaz soğutucu Giriş Sıc.	°C	53,60	53,30	53,40	53,50	53,40	53,50	53,70
Gaz soğutucu Çıkış Sıc.	°C	26,70	26,70	26,80	26,80	26,70	26,60	26,70
Gaz soğutucu soğutma suyu giriş sıcak.	°C	26,20	26,10	26,10	26,10	26,10	26,20	26,00
Gaz soğutucu soğutma suyu çıkış sıcak.	°C	27,10	27,10	27,10	27,10	27,00	27,10	27,00
Aşırı soğutucu soğutma suyu giriş sıcak.	°C	18,20	18,20	18,10	18,10	18,10	18,10	18,20
Aşırı soğutucu soğutma suyu Sıc.	°C	19,40	19,40	19,30	19,30	19,30	19,30	19,30
Kısılma vanası giriş sıcak.	°C	25,60	25,70	25,70	25,70	25,60	25,70	25,70
Kısılma vanası çıkış sıcak.	°C	0,60	0,70	0,70	0,50	0,10	0,20	0,10
Evaporatör çıkış sıcak.	°C	27,50	27,60	25,10	25,00	27,80	27,80	27,70
Debi	Kg/h	4,87	4,86	4,86	4,86	4,86	4,87	4,87
Kompresör kabini ortam sıcaklığı	°C	30,00	29,90	30,00	30,00	30,00	30,00	29,90
Isı değiştirici kabini ortam sıcak.	°C	29,90	30,00	30,00	30,00	29,90	30,00	30,00

CO ₂ kısılma vanası giriş entalpisi	kJ/kg	271,97	272,54	272,53	272,50	272,04	272,49	272,49
CO ₂ evaporatör çıkış entalpisi	kJ/kg	481,35	481,46	478,62	478,87	482,30	481,99	482,33
Qevap	W	124,77	124,96	126,06	125,78	124,24	123,61	126,48

Çizelge 5.3 70 bar / -10 °C (26,48 bar) Kompresör deney sonuçları

Ölçüm Noktası	Birim	Değer	Değer	Değer	Değer	Değer	Değer
Gaz soğutucu soğutma suyu şartlandırma havuzu sıcaklığı	°C	26,10	26,10	26,10	26,10	26,20	26,00
Kompresör odası sıcaklığı	°C	29,90	30,00	30,00	30,00	30,00	29,90
Isı değiştirici odası sıcaklığı	°C	30,00	30,00	30,00	29,90	30,00	30,00
I-Tüpü sıcaklığı	°C	29,90	30,00	30,20	30,00	30,10	30,00
Kompresör çıkış basıncı	Bar	69,67	69,68	69,71	69,67	69,72	69,72
Kompresör emme basıncı	Bar	26,70	26,75	26,46	26,18	26,44	26,06
Kompresör elektrik gücü	Watt	141,00	141,00	144,00	142,00	141,00	141
Kompresörün çektiği akım	A	1,19	1,20	1,21	1,18	1,20	1,16
Kompresörün çektiği voltaj	V	232,00	227,00	223,00	230,00	223,00	233,00

5.2 Kompresör Çıkış Basıncı 90 Bar için Yapılan Çalışmalar

5.2.1 Kompresör çıkış basıncı 90 bar / Evaporatör Sıcaklığı -10 °C (Evaporasyon basıncı 26,48 bar)

Çizelge 5.4 90 bar / -10 °C (26,48 bar) soğutma devresi deney sonuçları

Komp. Çıkış Basıncı	Bar	90,08	90,06	90,15	90,13	90,05	90,06	90,12
Komp. Emme Basıncı	Bar	26,37	26,34	26,36	26,37	26,35	26,35	26,31
I Tüpü Basıncı	Bar	7,27	7,27	7,30	7,27	7,30	7,31	7,27
I Tüpü Rezistans Sıc.	°C	39,90	29,90	30,00	29,90	30,10	30,00	29,90
I Tüpü Üst nokta Sıc	°C	31,50	31,40	31,30	31,30	31,30	31,40	31,20
Gaz soğutucu Giriş Sıc.	°C	58,90	59,00	58,90	59,00	58,90	58,90	59,00
Gaz soğutucu Çıkış Sıc.	°C	38,90	39,00	39,00	39,00	39,00	39,00	39,00
Gaz soğutucu soğutma suyu giriş sıcak.	°C	39,90	39,90	39,90	30,00	39,80	39,90	39,80
Gaz soğutucu soğutma suyu çıkış sıcak.	°C	40,30	40,30	40,20	30,25	40,20	40,20	40,20
Aşırı soğutucu soğutma suyu giriş sıcak.	°C	10,30	10,30	10,30	10,20	10,20	10,30	10,20
Aşırı soğutucu soğutma suyu Sıc.	°C	11,80	11,90	11,90	11,80	11,80	11,80	11,80
Kısılma vanası giriş sıcak.	°C	26,20	26,20	26,15	26,20	26,00	26,20	26,20
Kısılma vanası çıkış sıcak.	°C	1,10	1,00	1,10	1,00	1,10	1,00	1,00
Evaporatör çıkış sıcak.	°C	27,40	27,20	2,72	27,10	27,10	27,10	27,10
Debi	Kg/h	3,99	3,99	3,99	3,99	3,99	3,99	3,99
Kompresör kabini ortam sıcaklığı	°C	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,10
Isı değiştirici kabini ortam sıcak.	°C	30,00	30,00	30,00	30,00	30,10	30,00	29,90

CO ₂ kısılma vanası giriş entalpisi	kJ/kg	263,02	263,03	262,83	263,00	262,38	263,03	263,00
CO ₂ evaporatör çıkış entalpisi	kJ/kg	481,64	481,45	452,81	481,31	481,33	481,33	481,38
Qevap	W	242,30	242,09	210,56	241,96	242,67	241,95	242,03

Çizelge 5.5 90 bar / -10 °C (26,48 bar) kompresör deney sonuçları

Ölçüm Noktası	Birim	Değer	Değer	Değer	Değer	Değer	Değer
Gaz soğutucu soğutma suyu şartlandırma havuzu sıcaklığı	°C	39,90	39,90	30,00	39,80	39,90	39,80
Kompresör odası sıcaklığı	°C	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,10
Isı değiştirici odası sıcaklığı	°C	30,00	30,00	30,00	30,10	30,00	29,90
I-Tüpü sıcaklığı	°C	29,90	30,00	29,90	30,10	30,00	29,90
Kompresör çıkış basıncı	Bar	90,06	90,15	90,13	90,05	90,06	90,12
Kompresör emme basıncı	Bar	26,34	26,36	26,37	26,35	26,35	26,31
Kompresör elektrik gücü	Watt	175,00	175,00	170,00	170,00	170,00	170,00
Kompresörün çektiği akım	A	1,40	1,40	1,37	1,37	1,37	1,37
Kompresörün çektiği voltaj	V	232,00	232,00	230,00	230,00	230,00	230,00

5.3 Kompresör Çıkış Basıncı 110 Bar için Yapılan Çalışmalar

5.3.1 Kompresör çıkış basıncı 110 bar / Evaporatör Sıcaklığı -10 °C (Evaporasyon basıncı 26,48 bar)

Çizelge 5.6 110 bar / -10 °C (26,48 bar) soğutma devresi deney sonuçları

Komp. Çıkış Basıncı	Bar	110,00	110,00	110,00	110,00	110,00	110,00	110,00
Komp. Emme Basıncı	Bar	26,57	26,61	26,61	26,55	26,56	26,59	26,58
I Tüpü Basıncı	Bar	8,36	8,38	8,41	8,41	8,41	8,43	8,43
I Tüpü Rezistans Sıc.	°C	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
I Tüpü Üst nokta Sıc	°C	31,00	31,00	31,10	31,10	31,20	31,20	31,30
Gaz soğutucu Giriş Sıc.	°C	63,60	63,50	63,60	63,50	63,60	63,70	63,60
Gaz soğutucu Çıkış Sıc.	°C	41,60	41,60	41,60	41,60	41,50	41,60	41,60
Gaz soğutucu soğutma suyu giriş sıcak.	°C	43,50	43,30	43,40	43,30	43,40	43,40	43,40
Gaz soğutucu soğutma suyu çıkış sıcak.	°C	43,90	43,90	43,90	43,80	43,90	43,80	43,70
Aşırı soğutucu soğutma suyu giriş sıcak.	°C	10,30	10,30	10,30	10,30	10,20	10,20	10,20
Aşırı soğutucu soğutma suyu Sıc.	°C	11,90	12,00	11,90	11,90	11,90	11,90	11,90
Kısılma vanası giriş sıcak.	°C	23,30	23,30	23,20	23,20	23,20	23,20	23,20
Kısılma vanası çıkış sıcak.	°C	1,90	1,90	2,00	1,80	1,90	1,80	1,90
Evaporatör çıkış sıcak.	°C	27,00	27,10	27,20	27,20	27,20	27,20	27,20
Debi	Kg/h	3,43	3,44	3,44	3,44	3,43	3,43	3,43
Kompresör kabini ortam sıcaklığı	°C	29,90	30,10	30,10	30,00	30,00	30,00	30,00
Isı değiştirici kabini ortam sıcak.	°C	30,10	29,90	30,00	30,00	29,90	30,00	30,00

CO ₂ kısılma vanası giriş entalpisi	kJ/kg	249,61	249,61	249,34	249,34	249,34	249,34	249,34
CO ₂ evaporatör çıkış entalpisi	kJ/kg	480,96	481,02	481,13	481,20	481,19	481,15	481,16
Qevap	W	220,42	221,13	221,48	221,55	220,90	220,86	220,87

Çizelge 5.7 110 bar / -10 °C (26,48 bar) kompresör deney sonuçları

Ölçüm Noktası	Birim	Değer	Değer	Değer	Değer	Değer	Değer
Gaz soğutucu soğutma suyu şartlandırma havuzu sıcaklığı	°C	43,30	43,40	43,30	43,40	43,40	43,40
Kompresör odası sıcaklığı	°C	30,10	30,10	30,00	30,00	30,00	30,00
Isı değiştirici odası sıcaklığı	°C	29,90	30,00	30,00	29,90	30,00	30,00
I-Tüpü sıcaklığı	°C	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00
Kompresör çıkış basıncı	Bar	110,00	110,00	110,00	110,00	110,00	110,00
Kompresör emme basıncı	Bar	26,61	26,61	26,55	26,56	26,59	26,58
Kompresör elektrik gücü	Watt	210,00	210,00	210,00	210,00	210,00	210,00
Kompresörün çektiği akım	A	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56
Kompresörün çektiği voltaj	V	238,00	238,00	238,00	238,00	237,00	235,00

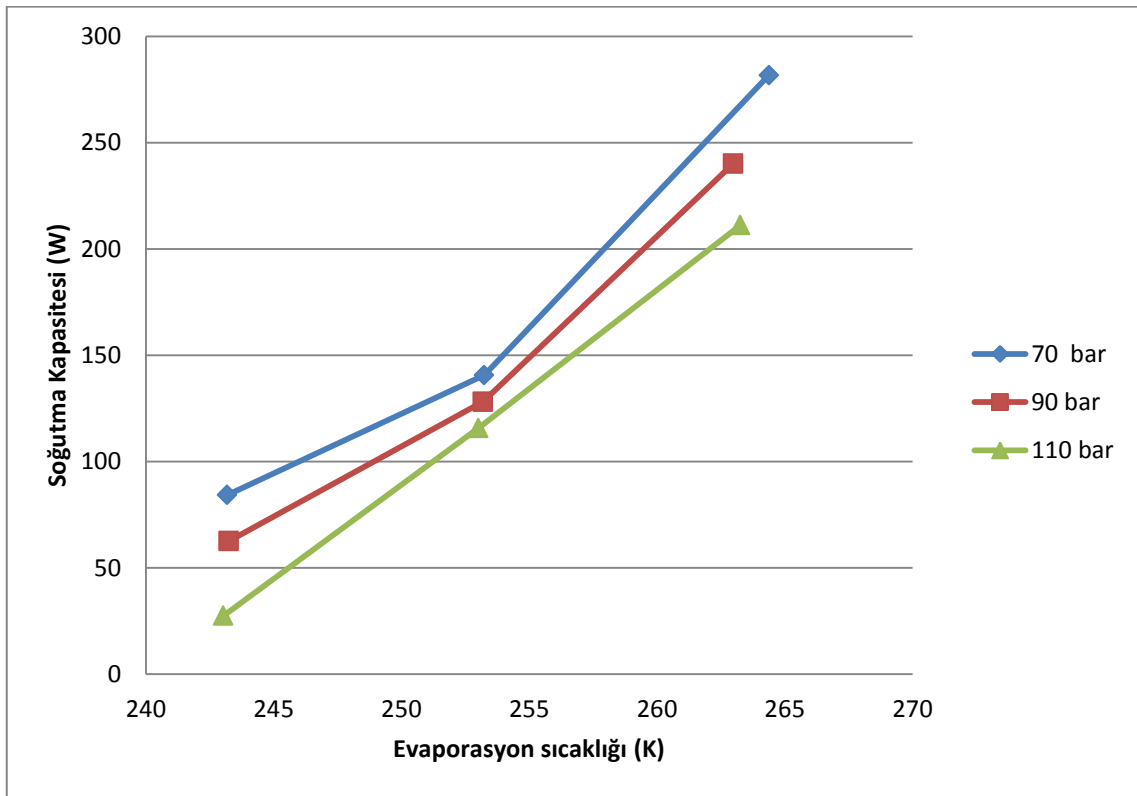
5.4 Test Sonuçları

Yapılan testleri sonucunda elde edilen ortalama değerler Çizelge 5.8’de çalışma şartlarına göre soğutma kapasitesi, soğutucu akışkan debisi ve kompresörün çekmiş olduğu elektriksel güç olarak verilmiştir. Çizelge 5.8’de verilen değerler deney sırasında elde edilen değerlerin ortalaması alınarak hesaplanmıştır.

Çizelge 5.8 Çalışma şartlarına göre elde edilmiş olan deneysel verilen

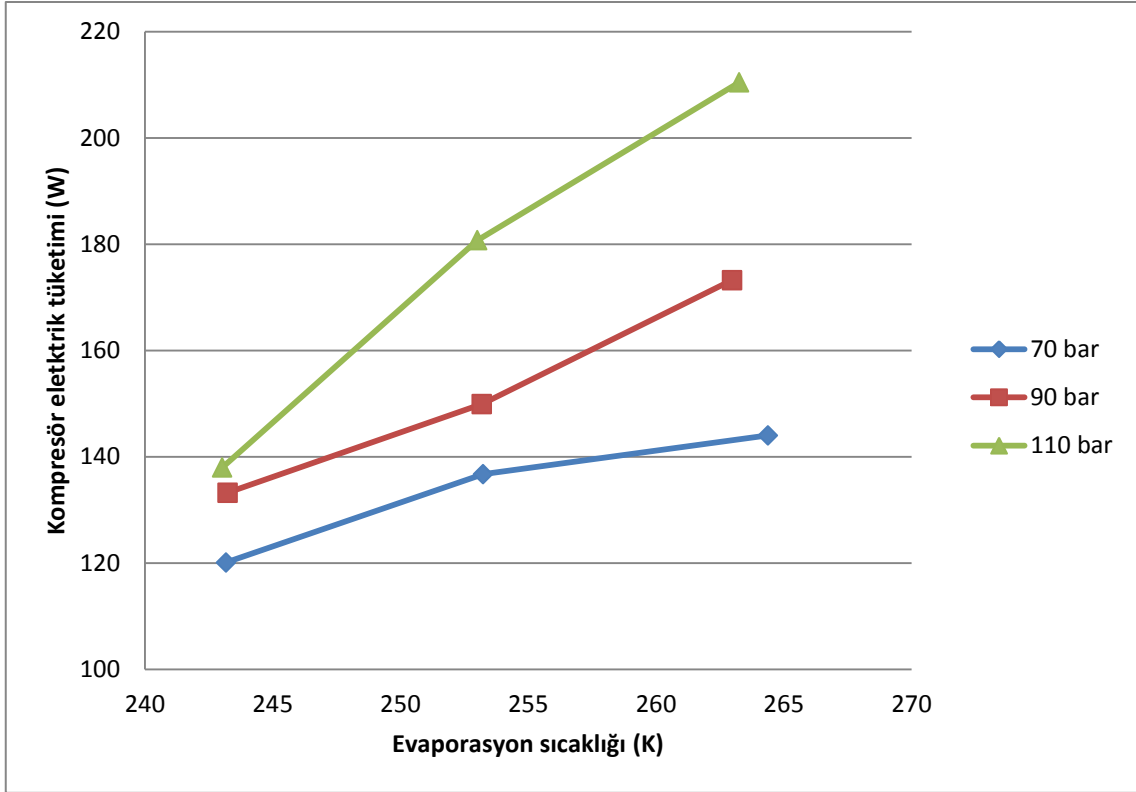
Çalışma Şartları	Debi (kg/h)	Soğutma Kapasitesi (W)	Elektriksel Güç (W)
70 bar / -10 °C (26,48 bar)	5,31	281,67	144
70 bar / -20°C (19,69 bar)	2,45	140,61	136
70 bar / -30 °C(14,27 bar)	1,29	84,18	120
90 bar / -10 °C (26,48 bar)	3,99	240,03	173
90 bar / -20°C (19,69 bar)	1,92	128,09	149
90 bar / -30 °C(14,27 bar)	0,91	62,48	133
110 bar / -10 °C (26,48 bar)	3,43	211,10	210
110 bar / -20°C (19,69 bar)	1,70	115,68	180
110 bar / -30 °C(14,27 bar)	0,39	27,43	138

Kompresör performans deney düzeneğinden elde edilen sonuçlara göre evaporasyon sıcaklığı ve kompresör çıkış basıncına bağlı olarak soğutma kapasitelerinin grafiği Şekil 5.1’de verilmiştir.



Şekil 5.1 Evaporasyon sıcaklıklarına göre soğutma kapasitesi

Kompresör performans deney düzeneğinde elde edilen sonuçlara göre evaporasyon sıcaklığı ve kompresör çıkış basıncına bağlı olarak kompresörde tüketilen elektrik enerjisinin grafiği Şekil 5.2’de verilmiştir.



Şekil 5.2 Evaporasyon sıcaklıklarına göre kompresör elektrik tüketimi

BÖLÜM 6

KOMPRESÖR PERFORMANSINA İLİŞKİN BİR MATEMATİK MODEL

CO₂ ile çalışan kompresörleri ilişkin işletme parametrelerine ait verilen bilgiler, firma teknik kataloglarında açıklananlardan ibaret olup son derece dar bir çalışma alanı içinde ifade edilmektedirler. Bu nedenle kurulan test düzeneğinden elde edilen deneysel veriler ışığında aşağıdaki matematik model oluşturulmuş ve deney sonuçları için doğrulanmıştır. Hipotezde belirtilen 70 bar, 90 bar ve 110 bar ölçümleri yapıldıktan sonra kompresör kalorimetresi üzerinde farklı basınçlar ve evaporasyon sıcaklıklarında deneylerde yapılmıştır. Matematiksel model oluşturulurken 70 bar, 95 bar ve 110 bar basınçlarında yapılan deney sonuçları kullanılmıştır.

Oluşturulan modelde P basıncı T ise sıcaklığı belirtmektedir. Basınç ve sıcaklığa bağlı 9 bilinmeyen katsayılı bir denklem oluşturulmuştur. Katsayılar matrisi oluşturularak bilinmeyen sabit katsayıların bu şekilde bulunması için aşağıdaki yöntem kullanılmıştır:

6.1 Teorik Model

(6.1) numaralı denklemde katsayılar matrisi [A], sağ taraf vektörü {B} ve bağımlı değişkenler matrisi {X} olarak görülmektedir [45].

$$[A]\{X\} = \{B\} \quad (6.1)$$

Eşitliğin terimlerinin belirli fiziksel anlamları vardır. {X} matrisinin elemanları sistemin her bölümünde dengelenmiş olan özelliğin seviyeleridir. Sağ taraf matrisi {B} denge ifadesi olup; sistem davranışından bağımsız olan elemanları içeren sabit değerlerdir. Bu sabit değerler sistemi hareket ettiren uyarıcıları temsil etmektedir. Katsayılar matrisi

[A] sistemin bölümlerinin birbirleriyle nasıl etkileştiğini veya nasıl ilişkili olduğunu gösteren parametreleri içermektedir. Bu durumda (6.1) denklemini (6.2) de görüldüğü şekilde ifade etmek mümkündür [45].

$$[\text{Etkileşmeler}]\{\text{Tepki}\} = \{\text{Uyarıcı}\} \quad (6.2)$$

Çözüm sistemi denklem (6.3) ile ifade edilebilir.

$$\{X\} = [A]^{-1}\{B\} \quad (6.3)$$

Genel olarak invers matrisin a_{ij}^{-1} elemanı b_j 'nin birim değişimi için x_i 'in değerini gösteren bir orantılılık sabitidir. Uyarıcı–tepki etkileşmelerinin bu şekilde davranışları sezgisel olarak açık değildir. Dolayısı ile matris inversi, karmaşık sistemlerin bileşenlerinin kendi aralarındaki ilişkilerinin anlaşılmasında uygun bir çözüm tekniğidir.

Yapılan deney sonuçlarına göre hazırlanacak matematiksel model de sistemin çalışacağı evaporasyon sıcaklığı ve gaz soğutucu basıncına bağlı olarak denklem (6.4) oluşturulmuştur.

$$a_1 P^2 T^2 + a_2 P^2 T + a_3 P^2 + a_4 P T^2 + a_5 P + a_6 P T + a_7 T^2 + a_8 T + a_9 \quad (6.4)$$

Deneylerde elde edilen sonuçlar kullanılarak bilinmeyen katsayıları bulmak amacı ile 9 adet denklem hazırlanmıştır. Matris inversinin çözüm yöntemi olarak kullanılmasının nedeni çözüm için sistemin her bir basınç ve evaporasyon sıcaklığı tek bir denge denklemi yazılmış olması ve sonuçta özelliğin tüm sistem içindeki davranışını tanımlayan bir denklem takımı elde edildiği belirtilmişti. Üzerinde deneysel çalışma yapılmış olan kompresörün soğutma kapasitesi ve elektriksel gücü değerlerine bakıldığında; eğrilerin, çalışılan sıcaklık ve basınçlara bağlı olarak değiştiği görülmektedir.

6.2 Matematiksel Model

Matris inversi yöntemi kullanılarak kompresörün test sonuçlarından elde edilen değerlere göre, evaporatör sıcaklığı ve gaz soğutucu basıncına bağlı akışkan debisi ve yine evaporatör sıcaklığı ve gaz soğutucu basıncına bağlı elektrik gücünü veren matematiksel formül elde edilmiştir. Denklem (6.5) sistemden geçen debi miktarını (m) kg/h cinsinden vermektedir; (6.6)'nolu denklem ise kullanılan kompresörün

elektriksel gücünü (W_{ke}) Watt cinsinden vermektedir. Hazırlanan korelasyonlarda kullanılan basınç değerleri (P) [Bar] olarak, kullanılan sıcaklık değerleri (T) [K] olarak kullanılmıştır.

Hazırlanan matematiksel model 70 bar, 95 bar ve 110 bar kondenser basınçlarındaki deneysel veriler kullanılarak elde edilmiştir. Belirtilen basınçlardaki deney verileri kullanıldığında debi için denklem (6.5), kompresörün harcadığı elektrik gücü için denklem (6.6) elde edilmiştir.

$$m = -9,44390682873365 \times 10^{-8} \times P^2 T^2 + 0,0000566791022473587 \times P^2 T - 0,00882377409481158 \times P^2 - 0,0000672398085675514 \times P T^2 - 3,59848096678996 \times P + 0,031520798586437 \times P T + 0,010494097865795 \times T^2 + -4,99294503836806 \times T + 591,63164846641 \quad (6.5)$$

$$W_{ke} = -0,000362708856082228 \times P^2 T^2 - 0,450757744025079 \times P^2 T + 56,80522759512 \times P^2 + 0,0650884976959182 \times P T^2 - 10236,4123007064 \times P + 81,1728700355915 \times P T - 2,83416742044311 \times T^2 + -3444,10672358847 \times T + 434499,17098197 \quad (6.6)$$

Elde edilen deneysel verilerden yola çıkarak hazırlanmış olan evaporasyon sıcaklığı ve kompresör çıkış basıncına göre elde edilen debi ve kompresör elektrik tüketimi değerleri basınç ve sıcaklık değerleri girilerek hesaplanabilmektedir. Denklemlerde kullanılan basınç P(bar) olarak, sıcaklık T(K) olarak denklemlerde kullanılmalıdır.

Çizelge 6.1 Denklem (6.5) ve Denklem (6.6)'e göre hesaplanan debi, elektrik gücü değerleri ve deneysel sonuçlar

Gaz Soğutucu Basıncı	Evaporasyon Sıcaklığı	Debi ¹	Debi ²	Elektriksel Güç ¹	Elektriksel Güç ³
MPa	K	Kg/h	Kg/h	W	W
69,61	264,385	4,870	4,880	141,00	139,64
70,15	253,238	2,640	2,640	136,00	136,40
70,08	243,176	1,300	1,300	120,00	120,49
95,31	262,430	4,030	4,010	204,00	213,93
96,01	252,410	2,140	2,110	180,00	180,77
96,26	243,220	0,970	0,940	162,00	162,39
110,00	263,260	3,430	3,430	210,00	209,66
109,86	253,008	1,700	1,710	180,00	179,97
109,56	243,030	0,410	0,410	138,00	138,72

6.3 Matematiksel Model ile Deneysel Verilerin Karşılaştırılması ve Doğrulama

Gaz soğutucu basıncı olarak 70 bar / 110 bar arasında farklı gaz soğutucu basınçlarında ve (-10 °C) / (-30°C) sıcaklıkları arasında farklı evaporasyon sıcaklıkları toplam 28 adet deney yapılmıştır. Deney sonuçları ve elde edilen matematiksel korelasyonun karşılaştırmaları aşağıda grafikler halinde sunulmuştur.

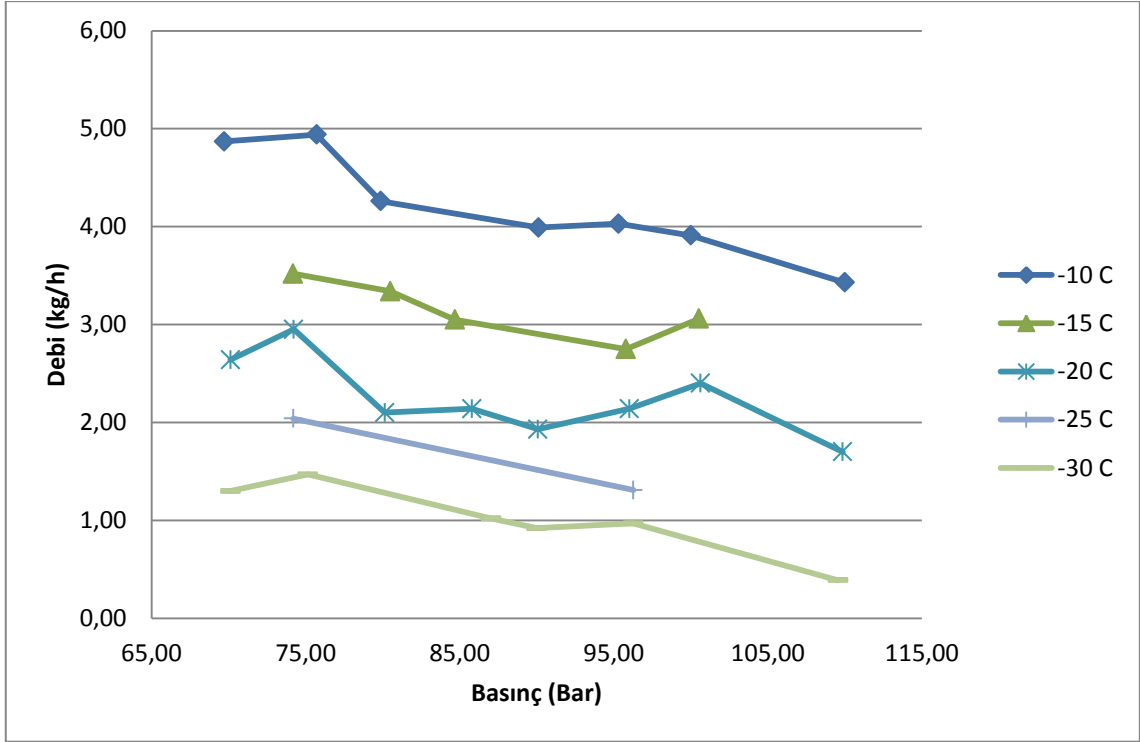
6.3.1 Farklı gaz soğutucu basıncı ve farklı evaporasyon sıcaklıklarının için Debi deney sonuçları

Yapılan çalışmalar sonucunda gaz soğutucu basıncı 70 bar, 75 bar, 80 bar, 85 bar, 90 bar, 95 bar, 100 bar ve 110 bar basınçlarında değişik evaporasyon sıcaklıklarında deneyler yapılmıştır. Deneyler sonucunda ölçülen debi değerlerinin sabit evaporasyon sıcaklıklarında basınca göre değişimi Şekil 6.1'de görülmektedir.

¹ Deneysel veriler

² Denklem (6.5) ile elde edilmiş teorik debi değerleri

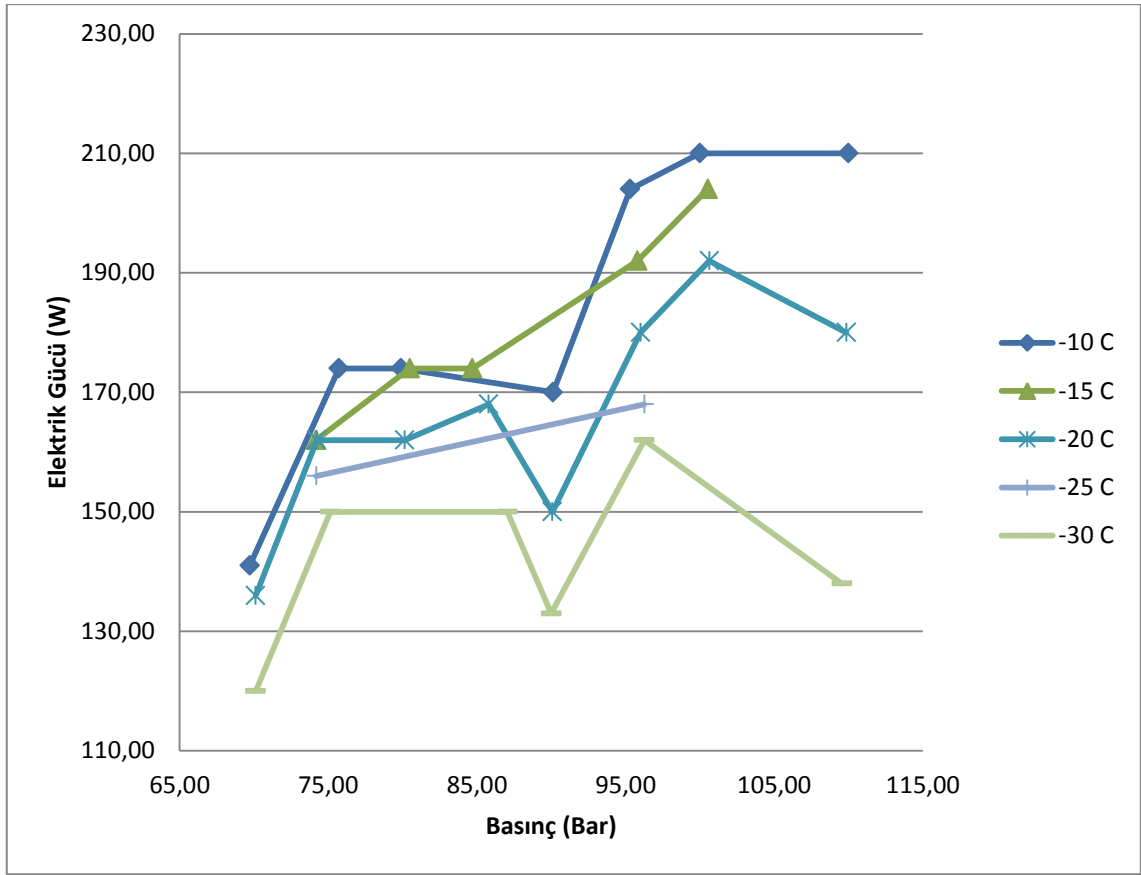
³ Denklem (6.6) ile elde edilmiş teorik elektriksel güç (W) değerleri



Şekil 6.1 Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilmiş debi değerleri

6.3.2 Farklı gaz soğutucu basıncı ve farklı evaporasyon sıcaklıkları için kompresör elektrik gücü sonuçları

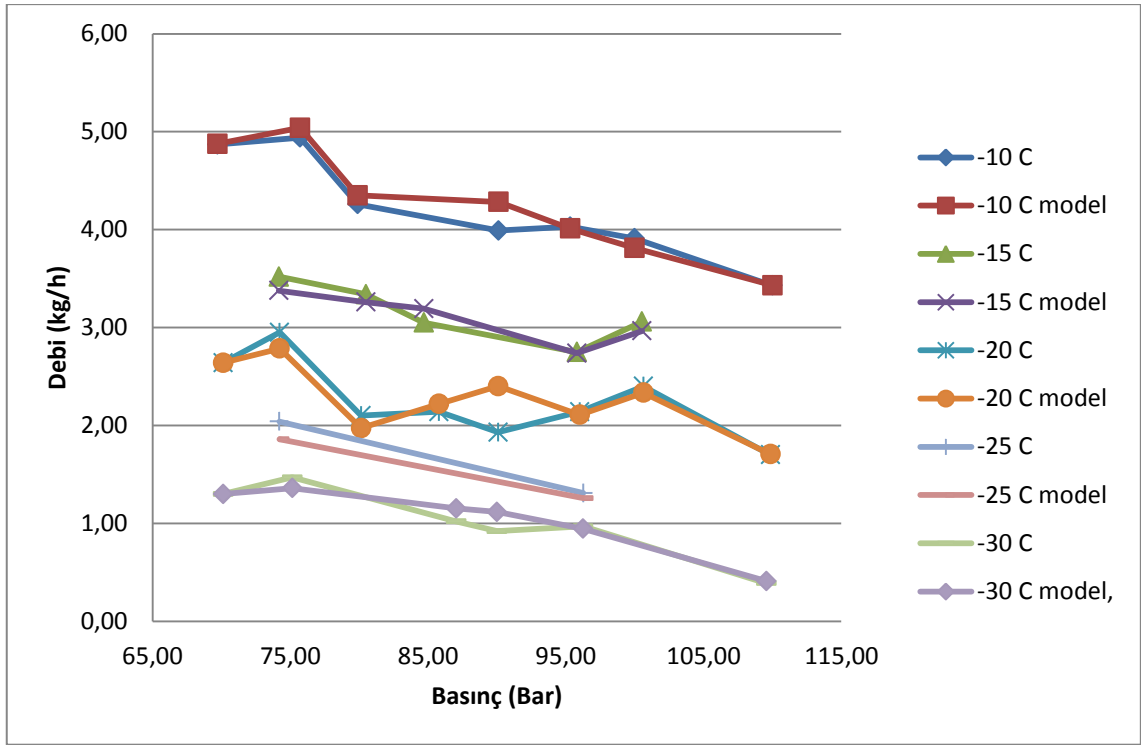
Yapılan çalışmalar sonucunda gaz soğutucu basıncı 70 bar, 75 bar, 80 bar, 85 bar, 90 bar, 95 bar, 100 bar ve 110 var basınçlarında değişik evaporasyon sıcaklıklarında deneyler yapılmıştır. Deneysel çalışma sırasında kompresör üzerinden ölçülen elektriksel güç tüketimi değerinin sabit evaporasyon sıcaklıklarında basınca göre değişimi Şekil 6.2’de görülmektedir.



Şekil 6.2 Deneysel çalışmalar sonucunda elde edilmiş elektrik gücü değerleri

6.3.3 Matematiksel Model ile Deneysel Verilerin Karşılaştırılması

Elde edilen deneysel veriler ile ortaya çıkarılan matematiksel modelin deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması yapılmıştır. Şekil 6.3’de debi için elde edilmiş deneysel sonuçlar ile matematiksel model arasındaki fark görülmektedir. Grafikte görülen eğrilerin isimlendirmeleri evaporasyon sıcaklıklarının ($^{\circ}\text{C}$) cinsinden hazırlanmıştır.

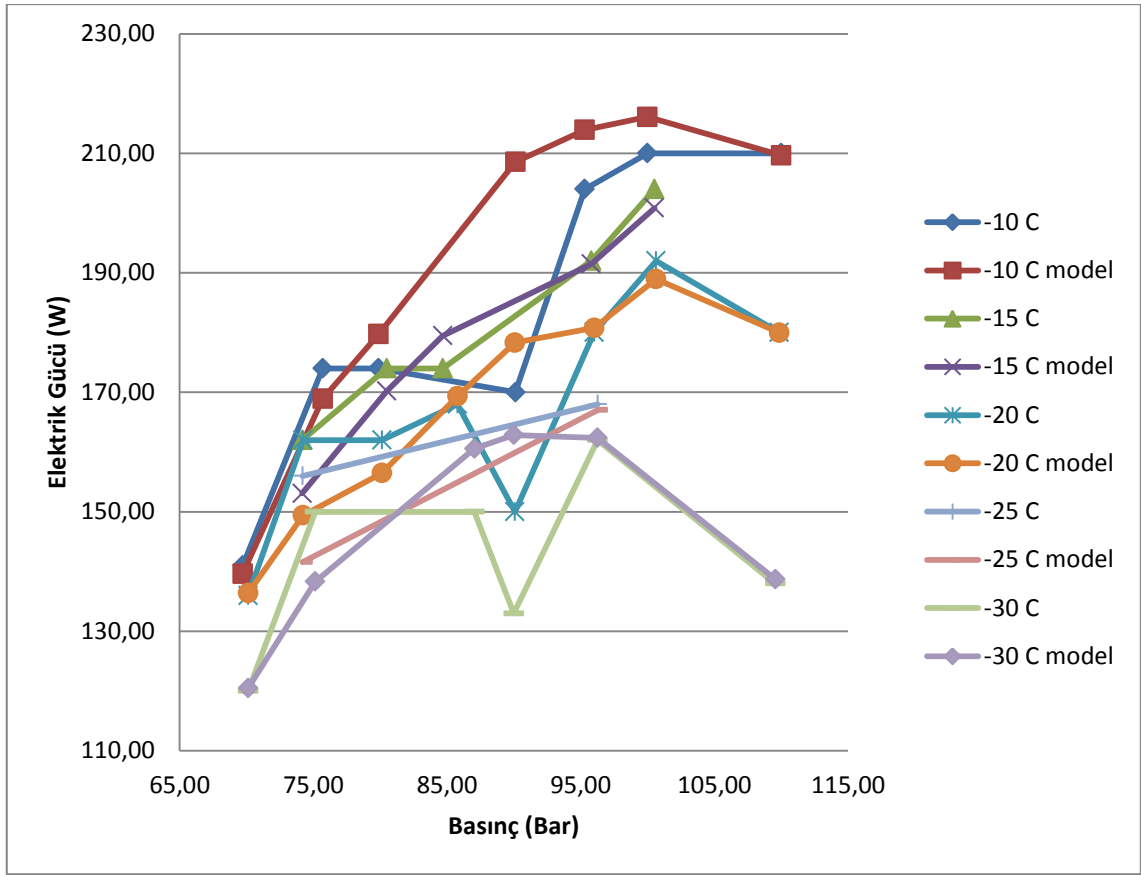


Şekil 6.3 Deneysel debi değerleri ile matematiksel model karşılaştırılması

Oluşturulan model ile deneysel sonuçlar arasındaki farklara bakıldığında 90 bar ölçümleri haricinde %0 ile %10 arasında hata bulunmaktadır. Ölçüm hatası ortalaması %3 olarak elde edilmiştir.

Şekil 6.3’de görüldüğü üzere 90 bar basınçta yapılan deneylerin sonuçlarında, diğer tüm deneylerin sonuçlarına göre göreceli olarak sapma bulunduğu görülmektedir. Teorik model sonuçları ile karşılaştırma yapıldığında 90 bar gaz soğutucu basıncı ve -20°C evaporasyon sıcaklığına göre yaklaşık %20 hata ortaya çıkmaktadır. 90 bar gaz soğutucu basıncı ve -30°C evaporasyon sıcaklığına göre karşılaştırma yapıldığında ise hata oranı yaklaşık %18 olarak elde edilmiştir.

Şekil 6.4’de değişik evaporasyon sıcaklıklarında, kompresörün elektriksel güç tüketimine ait deneysel veriler ile teorik model yardımıyla hesaplanarak bulunan verilerin karşılaştırılması görülmektedir.



Şekil 6.4 Deneysel kompresör elektrik gücü ve matematiksel model karşılaştırması

Oluşturulan model ile deneysel sonuçlar arasındaki farklara bakıldığında 90 bar ölçümleri haricinde %0 ile %10 arasında hata aralığına sahiptir. Ölçüm hatası ortalaması %3 olarak elde edilmiştir.

Şekil 6.4’de görüldüğü üzere 90 bar basınçta yapılan deney sonuçlarında, aynı 6.3.2’de karbondioksit debi değerleri için de anlatıldığı üzere sapma bulunmaktadır. Model ile karşılaştırma yapıldığında 90 bar gaz soğutucu basıncı ve -10°C evaporasyon sıcaklığına göre yaklaşık %18, 90 bar gaz soğutucu basıncı ve -20°C evaporasyon sıcaklığına göre karşılaştırma yapıldığında ise yaklaşık %16 ve 90 bar gaz soğutucu basıncı ve -30°C evaporasyon sıcaklığına göre karşılaştırma yapıldığında ise yaklaşık %18 hata görülmektedir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

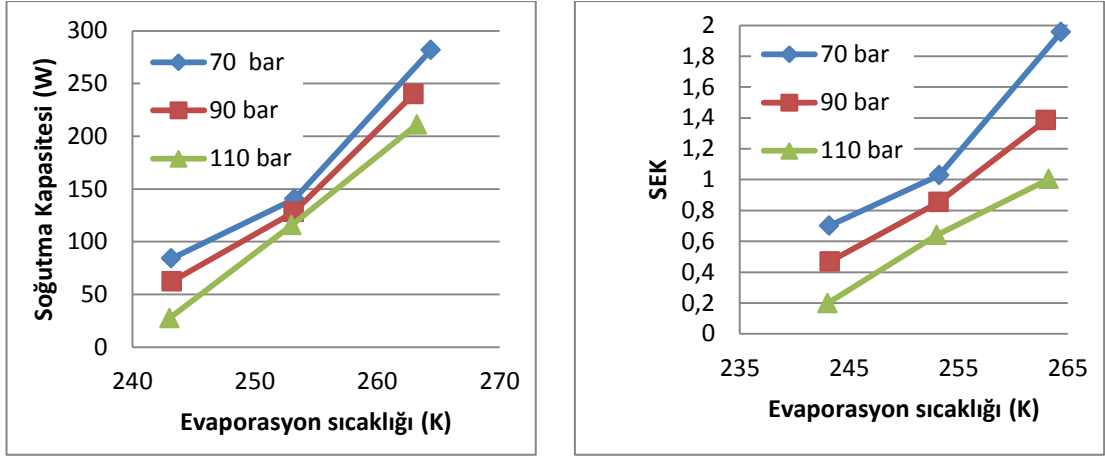
7.1 Sonuçlar

Mevcut uygulamalarda hakkında literatürde 100W-300W soğutma gücü kapasiteli, CO₂ ile transkritik bölgede çalışan buzdolabı kompresörleri hakkında kısıtlı bilgi bulunmaktadır. Buna ek olarak -30°C gibi düşük sıcaklık uygulamalarında ise üretici firmaların istenilen bilgileri sağlayamadıkları görülmektedir.

Bu tez çalışması CO₂ kullanan kompresörlerinin performansının incelenmesine yönelik bir deney sisteminin tasarlanarak kurulması, diğer taraftan kompresör performansının belirlenmesine yönelik matematik model oluşturulması ile deney sonuçlarıyla modelin doğrulanarak iyileştirilmesi faaliyetlerini içermektedir.

Bu çalışma bünyesinde tasarlanan ve uygulaması yapılarak işlevsel hale getirilen deney sistemi ile farklı çalışma şartları altında kompresörlerin performansı hakkında bilgiler elde edilebilmektedir. Literatürde endüstriyel uygulamalara yönelik bilgiler daha yaygın olarak bulunabilmesine karşın, özellikle evsel tip soğutucularda kullanılmaya uygun kapasite ve boyutlardaki CO₂ kompresörleri için bulunan boşluğu bu deney sistemi ile oluşturulan performans haritaları dolduracaktır.

Kompresör performans test düzeneği kullanılarak 70/90/110 bar gaz soğutucusu basınlarında ve (-10)/(-20)/(-30)°C buharlaştırıcı sıcaklıklarında yapılan deneylerin sonuçları Şekil 7.1’de deneysel sonuçlardan soğutma kapasitesi ve SEK değeri görülmektedir (Verilere ait detaylı grafikler Bölüm 5’de verilmiştir).



Şekil 7.1 Deneysel sonuçlar

Deney sonuçlarından görülüyor ki test edilen kompresörün sürekli çalışması durumunda en iyi soğutmayı -10°C evaporasyon sıcaklığı ve 70 bar gaz soğutucu basıncında gerçekleşmektedir. Çalışılan yüksek basınçlarda kompresörün performansı doğal olarak azalmaktadır. Diğer taraftan CO_2 'nin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı sistemlerde; çok düşük çalışma sıcaklıklarına inilebilmesi soğutkan olarak CO_2 'yi avantajlı bir duruma getirmektedir.

Performans testleri sırasında görülmüştür ki, kısılma vanası giriş sıcaklığı tüm sistemi etkilemektedir. Kısılma vanası soğutucu akışkan giriş sıcaklığının 20°C – 25°C sıcaklıkları arasında olması sistemin maksimum performansta çalışmasına olanak sağlamaktadır. Fakat kompresörün harcamış olduğu elektrik gücünde azalmaya pek katkısı olmamaktadır.

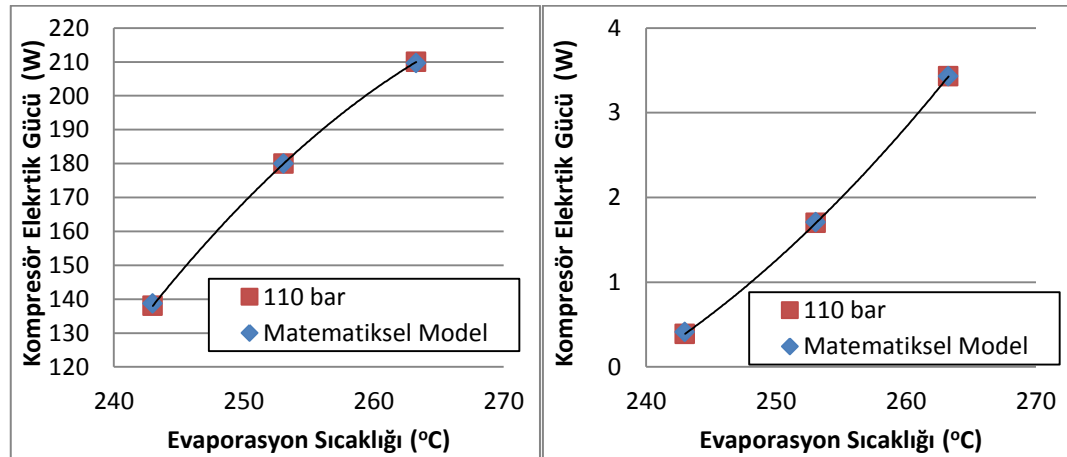
Yapılan literatür araştırmasında görülmüştür ki, soğutucu akışkan olarak CO_2 kullanan kompresörlerin debi ve elektrik gücünü modelleyebilen bir yayın bulunmamaktadır. Matematiksel model ile bir soğutucu akışkan olarak CO_2 kullanan bir buzdolabının diğer komponentlerinin de matematiksel modeli oluşturulmasının ardından simülasyon programı hazırlanabilir. Bu amaçla iki adet matematiksel model oluşturulmuştur. Bunlar istenilen çalışma şartlarına göre soğutucu akışkan olarak kullanılan CO_2 'nin debisi ve kompresörün çalışırken kullanmış olduğu elektriksel gücünü veren formülleridir. Bunlar;

$$m = -9,44390682873365 \times 10^{-8} \times P^2 T^2 + 0,0000566791022473587 \times P^2 T - 0,00882377409481158 \times P^2 - 0,0000672398085675514 \times P T^2 - 3,59848096678996 \times P + 0,031520798586437 \times P T + 0,010494097865795 \times T^2 + -4,99294503836806 \times T + 591,63164846641 \quad (6.5)$$

$$W_{ke} = -0,000362708856082228 \times P^2 T^2 - 0,450757744025079 \times P^2 T + 56,80522759512 \times P^2 + 0,0650884976959182 \times P T^2 - 10236,4123007064 \times P + 81,1728700355915 \times P T - 2,83416742044311 \times T^2 + -3444,10672358847 \times T + 434499,17098197 \quad (6.6)$$

Bu amaçla yapılan çalışmada; hazırlanan deney düzeneği ile oluşturulan matematiksel model, yapılan deneyler ile sadece bir adet CO₂ ile çalışan kompresör üzerinde doğrulanmıştır.

Yapılan deneylerin sonuçları irdelendiğinde, elde edilen matematiksel model 70-110 bar gaz soğutucusu basınç aralığında kalacak şekilde ara basınç değerlerinde ve (-10) – (-30)°C buharlaştırıcı sıcaklığı aralığında kalacak şekilde kullanıldığında (ki bu aralık kompresörün güvenli çalışma bölgesidir); soğutucu akışkan debisi %0 - %10 hata oranı ile hesaplanabilmektedir. Bu oranlar Şekil 7.2’de örnek olarak seçilmiş bazı deney basınçları için ayrıntılı olarak görülmektedir (Verilere ait detaylı grafikler Bölüm 6’da verilmiştir)



Şekil 7.2 Deneyel sonuçlar ile matematiksel modelin karşılaştırıldığı örnek değerler

Enerji sarfiyatı açısından bakıldığında, kompresörün çalışma şartlarına göre elektriksel gücünü hesaplayabilmek amacı ile çıkarılan matematiksel model ile elektriksel güç en yüksek %10 hata oranı aralığında hesaplanabilmektedir.

Elde edilen deney sonuçları sadece tek bir kompresör için elde edilmiş olsa da, bir sonraki aşamada testi yapılacak kompresör deney sonuçları da göz önüne alındığında, edinilecek yeni veriler ile geliştirilecek mevcut matematiksel model yardımı ile üretici ve/veya satıcı firmaların yetersiz kaldığı bilgi eksikliğinin giderilmesi sağlanabilecektir. Diğer taraftan CO₂ ile çalışan bir evsel tip yani düşük soğutma kapasiteli buzdolabı soğutma sisteminin simülasyonu yapılabilecektir.

Literatüre bakıldığında farklı simülasyon programlarının olduğu görülmektedir. Fakat kullanılan simülasyon programları ağırlıklı olarak sistem tasarımı üzerine geliştirilen programlardır. Genel olarak bu programların bilgi girişi kullanılan ekipmanların kapasiteleri girilerek cihaz giriş çıkış noktalarındaki sıcaklıklar belirlenebilmektedir. Tez içeriğinde elde edilen matematiksel model ise kullanılan ekipmanların kapasitelerini çalışma şartlarına göre elde edebilmektedir. Elde edilen matematiksel model bu açığı kapatabilmektedir.

7.2 Öneriler

7.2.1 DeneySEL çalışma hakkında öneriler

- Deney düzeneği oluşturulurken maksimum 250 bar basınca dayanabilecek şekilde imal edilmiştir. Bu amaçla yüksek basınçlarda çalışabilen farklı akışkanlar üzerinde benzer çalışmalar yapılması hedeflenmektedir.
- DeneySEL çalışmalarda kullanılacak kompresörlerin ısıtma/soğutma kapasiteleri dikkate alındığında, gerek CO₂ gerek de farklı soğutucu akışkanlar ile çalışabilen (maks.250 bar işletme basıncı altında) daha büyük kapasitelerdeki kompresörlerin performans haritalarının oluşturulması bir sonraki hedeftir.

7.2.2 Doktora çalışması ve çalışma sonrası hakkında öneriler

- Hazırlanan kompresör test düzeneği kullanılarak farklı kapasitelerdeki kompresörlerin testleri yapılarak, bahsi geçen sıcaklık ve basınçlardaki çalışma bölgesinde kullanılabilen genel bir kompresör modeli oluşturulacaktır.

- Buzdolabı soğutma sistemlerinin komponentleri incelenip modelleri oluşturulduğu takdirde bir simülasyon programı oluşturulup farklı çalışma aralıklarında buzdolabının sağlayacağı soğutma kapasitesi ve elektrik sarfiyatı bilgileri deney yapılmadan elde edilebilecektir. Bu amaçla simülasyon programı oluşturmaya yönelik alt yapı oluşturulmuştur. Tez çalışması sonrasında, ilk maddede bahsi geçen genel geçer bir model oluşturulduktan sonra bu modelin simülasyon programında kullanılması amaçlanmıştır.
- Literatür araştırması sonucunda dikkati çekici görülen diğer bir konu da CO₂ ile çalışan sistemlerde kullanılan kısılma vanası ve/veya kapiler kullanımına ilişkin veri ve bilgi eksikliğidir. Yapılan bu çalışma daha da geliştirilerek soğutucu akışkan kısılma vanası giriş sıcaklığının ve kullanılması muhtemel kapilere ait basınç düşümlerinin sisteme etkileri incelenip; elde edilen matematiksel model olan Denklem (6.5) ve Denklem (6.6) geliştirilerek yeni ve matematiksel olarak da uygulanması ve yeni korelasyon elde edilmesi de mümkündür.

KAYNAKLAR

-
- [1] Riffat, S.B., Afonso, C.F., Oliveira, A.C. ve Reay, D.A., (1997). "Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems", *Applied Thermal Energy*, 17, 33-42
 - [2] Özkol, N. (2007). *Uygulamalı Soğutma Tekniği*, 7. Baskı, Makina Mühendisleri Odası, MMO/2007/115/7, İstanbul
 - [3] Solomon, S., D. Qin, M. Manning, Z. Chen, M. Marquis, K.B. Averty, M. Tigor and H.L. Miller, (2007). "The physical Science Basis" Working Group 1 Report, IPCC, AR4
 - [4] Son, C.H. ve Park, S.J., (2006). "An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbondioxide during gas cooling process in a horizontal tube", *Int. J. of Refrigeration*, 29:539-546
 - [5] Yun, R., Kim, Y. ve Kim, M.S., (2005). "Flow boiling heat transfer of carbondioxide in horizontal mini tubes", *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, 26: 801-809
 - [6] Chen, J., Wang, K.P. ve Liang, M.T., (2005). "Predictions of heat transfer coefficients of supercritical carbondioxide using the overlapped type local neural network", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 48:2483-2492
 - [7] Thome, J.R. ve Ribatski, G., (2005). "State-of-the-art two-phase flow and flow boiling heat transfer and pressure drop of CO₂ in macro- and micro-channels", *Int. J. of Refrigeration*, 28:1149-1168
 - [8] Cecchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E. ve Zamboni, L., (2005). "Carbondioxide as refrigerant for tap water heat pumps: A comparison with the traditional solution", *Int. J. of Refrigeration*, 28: 1250-1258
 - [9] Neksa, P., (2002). "CO₂ Heat pump systems", *Int. J. of Refrigeration*, 25:421-427
 - [10] Madsen, K.B., Poulsen, C.S. ve Wiesenfarth, M., (2005). "Study of capillary tubes in a transcritical CO₂ refrigeration system", *Int. J. of Refrigeration*, 28:1212-1218
 - [11] Garcia-Valladares, O., (2006). "Numerical simulation of transcritical carbondioxide flow through short tube orifices", *Applied Thermal Engineering*, 26:144-151
 - [12] Y.B. Tao, Y.L. He, W.Q. Tao ve Z.G. Wu; (2009). "Experimental study on the performance of CO₂ residential air-conditioning system with an internal heat

exchanger”, *Energy Conversion and Management*, 51:Issue 1 64-70

- [13] Sung Chul Kim, Jong Phil Wona, Min Soo Kim, (2009). “Effects of operating parameters on the performance of a CO₂ air conditioning system for vehicles” *Applied Thermal Engineering*, 29:Issues 11-12, 2408-2416
- [14] Krinivasan K., Sheahen P., Sarathy C.S.P. (2010).” optimum thermodynamic conditions for upper pressure limits of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle” *International Journal of Refrigeration*, 33:1395-1401
- [15] Süss, J. ve Kruse, H., (1998). “Efficiency of the indicated process of CO₂ compressors”, *Int. J. of Refrigeration*, 21:194-201
- [16] McLinden, M.O., Lemmon, E.W. ve Jacobsen, R.T., (1998). “Thermodynamic properties for the alternative refrigerants”, *Int. J. of Refrigeration*, 21:322-338
- [17] Span, R. ve Wagner, W., (1996). “A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple point temperature to 1100 K at pressures up to 800 Mpa”, *J. Phys. Chem. Ref. Data*, 26:1509-1596
- [18] Rigola, J., Raush, G., Perez-Segarra, C.D. ve Oliva, A., (2005). “Numerical simulation and experimental validation of vapour compression refrigeration systems. Special emphasis on CO₂ trans-critical cycles”, *Int. J. of Refrigeration*, 28:1225-1237
- [19] Nikitin, K., Kato, Y. ve Ngo, L., (2006). “Printed circuit heat exchanger thermal-hydraulic performance in supercritical CO₂ experimental loop”, *Int. J. of Refrigeration*, 29:807-814
- [20] D. Sánchez , E. Torrella , R. Cabello, R. Llopis; (2009). “Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO₂ refrigeration plant”, *Applied Thermal Engineering*, 30:Issue 4, 302-309
- [21] Honghyun Cho, Moo-Yeon Lee, Yongchan Kim, (2008). “Numerical evaluation on the performance of advanced co2 cycles in the cooling mode operation”, *Applied Thermal Engineering*, 29:Issues 8-9, 1485-1492
- [22] Pettersen, J., Hafner, A., Skaugen, G. ve Rekstad, H., (1998). “Development of compact heat exchangers for CO₂ air conditioning systems”, *Int. J. of Refrigeration*, 21:180-193
- [23] Schmidt, E.L., Klöcker, K., Flacke, N. ve Steimle, F., 1998. “Applying the transcritical CO₂ process to a drying heat pump”, *Int. J. of Refrigeration*, 21, 202-211
- [24] Liao, S.M., Zhao, T.S. ve Jakobsen, A., (2000). “A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical CO₂ cycles”, *Applied Thermal Engineering*, 20:831-841
- [25] Robinson, D.M. ve Groll, E.A., (1998). “Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine”, *Int. J. of Refrigeration*, 21:577-589
- [26] Klöcker, K., Schmidt, E.L. ve Steimle, F., (2001). “Carbon dioxide as a working fluid in drying heat pumps”, *Int. J. of Refrigeration*, 24:100-107
- [27] Rozhentsev, A. ve Wang, C.C., (2001). “Some design features of a CO₂ air

- conditioner”, Applied Thermal Engineering, 21: 871-880
- [28] Yin, J.M., Bullard, C.W. ve Hrnjak, P.S., (2001). “R-744 gas cooler model development and validation”, Int. J. of Refrigeration, 24:692-701
 - [29] Brown, J.S., Yana-Motta, S.F. ve Domanski, P.A., (2002). “Comparitive analysis of an automative air-conditioning systems operating with CO₂ and R134a”, Int. J. of Refrigeration, 25:19-32
 - [30] White, S.D., Yarral, M.G., Cleland, D.J. ve Hedley, R.A., (2002). “Modelling the performance of a transcritical CO₂ heat pump for high temperature heating”, Int. J. of Refrigeration, 25:479-486
 - [31] Neksa, P., Hoggen, R.L., Aflekt, K., Jakobsen, A. ve Skaugen, G., (2005). “Fan-less heat exchanger concept for CO₂ heat pump systems”, Int. J. of Refrigeration, 28:1205-1211
 - [32] Kauf, F., (1999). “Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂ refrigeration cycles”, Int. J. of Thermal Sciences, 38:325-330
 - [33] Stene, J., (2005). “Residential CO₂ heat pump system for combined space heating and hot water heating”, Int. J. of Refrigeration, 28:1259-1265
 - [34] Cavallini, A., Cacchinato, L., Corradi, M., Fornasieri, E. ve Zilio, C., (2005). “Two-stage transcritical carbon-dioxide xyxle optimization: A theoretical and experimental analysis”, Int. J. of Refrigeration, 28:1274-1283
 - [35] Cecchinato L., Corradi M., (2011). “Transcritical carbon dioxide small commercial coling applications analysis”, International Journal of Refrigeration, 34:50-62
 - [36] Genceli, O.F, “Isı Değiştrici” Birsen Yayın Evi, ISBN 9755112189,(1999)
 - [37] Olgun, B. ve Özil, E., (2011) “Soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanlara genel bir bakış”, RVC-İST
 - [38] www.kuresel-isinma.org
 - [39] www.nasa.com
 - [40] www.iklim.cob.gov.tr
 - [41] www2.dupont.com
 - [42] www.r744.com
 - [43] Kline, S. J., and F. A. McClintock: (1953)."Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments", Mech. Eng., p. 3, January
 - [44] Holman, J. P.: "Experimental Methods for Engineers", McGraw-Hill, Sixth Edition, Newyork
 - [45] Chapra, S., Canale, R., (2009). “Numerical Methods for Engineers” Sixth Edition, Mcgraw-Hill, Newyork

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Orkan KURTULUŞ
Doğum Tarihi ve Yeri :30/01/1980 Pforzheim/Almanya
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :or5605@yahoo.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makina Müh.	Yıldız Teknik Üniv.	2006
Lisans	Makina Müh.	Yıldız Teknik Üniv.	2003
Lise	Sayısal	Kenan Evren Anadolu Lisesi	1998

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2006-2011	Yıldız Teknik Üniv.	Araştırma Görevlisi
2000-2005	Adre-X	Outdoor Training
2002	Pfizer	Stajyer

YAYINLARI

Bildiri

1. Heperkan,H., Olgun,B., Kurtuluş,O., “Building Performance”, RVC-IST Magazine, s.10-14, Mart 2009.
2. Kurtuluş,O, Olgun,B., Heperkan,H, “Green House and LEED”, P.141-149, II. Enerji Verimliliği Kongresi, 9-11 Nisan 2009, Kocaeli (TÜBİTAK-MAM).
3. Kurtuluş,O., Olgun,B., Gültek, S., Heperkan, H., “Clean Room Systems Start-up and Performance ”, IX. International HVAC+R Technology Symposium, 6-9 May 2009, İZMİR.
4. Kurtuluş, O., Temir G., Demiriz, M., Akbalık, B., “Assessment of domestic hot water consumption profiles for residential and commercial buildings in Turkey” 9-12 May 2010, Clima 2010 Congress, 978-975-6907-14-6
5. Kurtuluş, O. “Experimental Investigation of a Refrigeration System using CO₂ as the Refrigerant” Humboldt Kolleg, 18 September 2010
6. Experimental Investigation Of A Refrigeration System Using Co2 As The Refrigerant, Orkan Kurtuluş, Burak Olgun, Emre Oğuz, Hasan Heperkan, VI Mediterranean Congress of Climatization 2011

Proje

1. Sanayi ve Ticaret Bakanlığı’nın desteklediği 00238.STZ.2008-1 numaralı SAN-TEZ projesi