



**FARKLI ÇALIŞMA ŞARTLARINDA CO<sub>2</sub>  
SOĞUTUCU AKIŞKANLI ISI POMPASI  
PERFORMANSININ DENEYSEL VE TEORİK  
OLARAK İNCELENMESİ**

**2019  
DOKTORA TEZİ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**

**Bahri AKSU**

**Tez Danışmanı  
Prof. Dr. Hüseyin KURT**

**FARKLI ÇALIŞMA ŞARTLARINDA CO<sub>2</sub> SOĞUTUCU AKIŞKANLI ISI  
POMPASI PERFORMANSININ VE DENEYSEL VE TEORİK OLARAK  
İNCELENMESİ**

**Bahri AKSU**

**Tez Danışmanı  
Prof. Dr. Hüseyin KURT**

**Karabük Üniversitesi  
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü  
Makina Mühendisliği Anabilim Dalında  
Doktora Tezi  
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK  
Aralık 2019**

Bahri AKSU tarafından hazırlanan “FARKLI ÇALIŞMA ŞARTLARINDA CO<sub>2</sub> SOĞUTUCU AKIŞKANLI ISI POMPASI PERFORMANSININ DENEYSEL VE TEORİK OLARAK İNCELENMESİ” başlıklı bu tezin Doktora Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Hüseyin KURT

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Doktora tezi olarak kabul edilmiştir. 19/12/2019

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

Başkan : Prof. Dr. Yusuf ÇAY (SÜ)

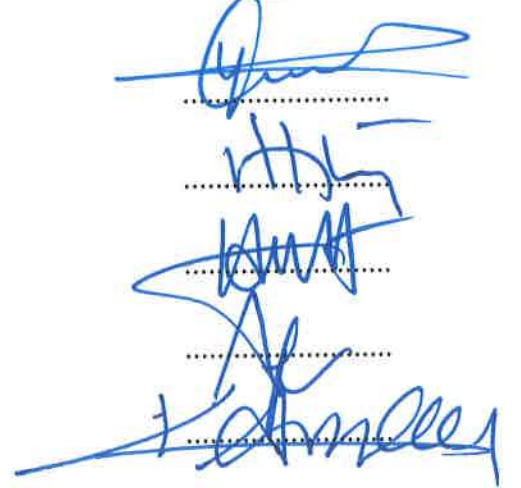
Üye : Prof.Dr. Mehmet ÖZKAYMAK (KBÜ)

Üye : Prof. Dr. Hüseyin KURT (NEÜ)

Üye : Doç. Dr. Adnan TOPUZ (BEÜ)

Üye : Doç. Dr. Kâmil ARSLAN (KBÜ)

İmzası



KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Doktora derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Hasan SOLMAZ

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü





*“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”*

Bahri AKSU

## ÖZET

**Doktora Tezi**

### **FARKLI ÇALIŞMA ŞARTLARINDA CO<sub>2</sub> SOĞUTUCU AKIŞKANLI ISI POMPASI PERFORMANSININ DENEYSEL VE TEORİK OLARAK İNCELENMESİ**

**Bahri AKSU**

**Karabük Üniversitesi**

**Lisansüstü Eğitim Enstitüsü**

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı:**

**Prof. Dr. Hüseyin KURT**

**Aralık 2019, 133 sayfa**

Bu çalışmada, farklı çalışma şartlarında CO<sub>2</sub> (R744) soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırılmış sudan suya bir ısı pompasının performansı subkritik bölgede deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Sudan suya bir ısı pompası sistemi tasarlanarak, kurulan deney düzeneğinde farklı kondenser ve evaporatör su giriş sıcaklıkları ile farklı kondenser ve evaporatör su debilerinde iki farklı durum için deneyler gerçekleştirilmiştir. Birinci grup deneylerde; evaporatör su debisi 500 lt/h değerinde sabit tutularak, kondenser ve evaporatör giriş suyu sıcaklıkları 11 °C, 13 °C ve 15 °C değerinde değiştirilerek, 600 lt/h, 700 lt/h ve 800 lt/h değerlerindeki farklı kondenser su debilerinin ısı pompası performansı üzerindeki etkileri gözlemlenmiştir. İkinci grup deneylerde ise; kondenser su debisi 500 l/h değerinde sabit tutularak, kondenser ve evaporatör giriş suyu sıcaklıkları 11 °C, 13 °C ve 15 °C değerlerinde değiştirilerek 600 lt/h, 700 lt/h ve 800 lt/h değerlerindeki farklı evaporatör su debilerinin ısı

pompası performansına etkisi gözlemlenmiştir. Deneylede; sistem üzerinde basınç, sıcaklık, debi ve güç gibi parametreler ölçülmüştür. Deneysel ölçümlerden elde edilen veriler kullanılarak ısı pompasının enerji, ekserji ve termoekonomik analizleri yapılmıştır.

Enerji analizi sonuçlarına göre birinci grup deneylerde ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı ( $COP_{HP}$ ) değerinin 3,75 ile 4,049 aralığında, ikinci grup deneylerde ise 3,192 ile 3,75 aralığında değiştiği görülmüştür. Ekserji analizinden elde edilen sonuçlardan, ısı pompası ekserji veriminin birinci grup deneylerde 0,403 ile 0,428 aralığında, ikinci grup deneylerde ise 0,394 ile 0,416 aralığında değiştiği belirlenmiştir. Isı pompasının termoekonomik analizi MOPSA metoduna göre yapılmış, kondenserden suya aktarılan birim kW ısı enerjisi başına harcanan mali değerin; birinci grup deneylerde 0,153 \$/kW ile 0,163 \$/kW aralığında, ikinci grup deneylerde ise 0,160 \$/kW ile 0,165 \$/kW aralığında değiştiği tespit edilmiştir.

**Anahtar Sözcükler :** Isı pompası, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkan, Enerji Analizi, Ekserji Analizi, Termoekonomik Analiz, MOPSA.

**Bilim Kodu** : 91436

## **ABSTRACT**

**Ph. D. Thesis**

### **EXPERIMENTAL AND THEORETICAL INVESTIGATION OF CO<sub>2</sub> REFRIGERANT HEAT PUMP PERFORMANCE IN DIFFERENT OPERATING CONDITIONS**

**Bahri AKSU**

**Karabük University**

**Institute of Graduate Programs**

**Department of Mechanical Engineering**

**Thesis Advisor:**

**Prof. Dr. Hüseyin KURT**

**December 2019, 133 pages**

In this study, the performance of water to water vapor compression heat pump which was used CO<sub>2</sub> (R744) as a refrigerant was investigated experimentally and theoretically under different operating conditions in the subcritical region. By designing a water-to-water heat pump system, experiments were carried out for two different situations in different condenser and evaporator water inlet temperatures and different condenser and evaporator water flow rates. In the first group of experiments, by keeping the evaporator water flow rate constant at 500 lt/h, the condenser and evaporator inlet water temperatures have been changed as 11 °C, 13 °C and 15 °C, then the performance of heat pump have been observed under different condenser water flow rates of 600 lt/h, 700 lt/h and 800 lt/h. In the second group of experiments, by keeping the condenser water flow rate constant at 500 lt/h, the condenser and evaporator inlet water temperatures have been changed as 11 °C,

13 °C and 15 °C, then the performance of heat pump have been observed under different evaporator water flow rates of 600 lt/h, 700 lt/h and 800 lt/h. In experiments; parameters such as pressure, temperature, flow rate and power consumption have been measured on the system. Energy, exergy and thermoeconomic analyzes of the heat pump have been made using the data obtained from the experimental measurements. According to the results of the energy analysis, it was observed that the coefficient of performance of the heat pump ( $COP_{HP}$ ) in the first group of experiments ranged from 3.75 to 4.049, and in the second group of experiments ranged from 3.192 to 3.75. From the results obtained from the exergy analysis, it was determined that the heat pump exergy efficiency ranged between 0.403 and 0.428 in the first group of experiments, and between 0.339 and 0.416 in the second group of experiments. The thermoeconomic analysis of heat pump was made with the MOPSA method, the financial value spent per unit kW of heat energy transferred from the condenser to the water; In the first group of experiments, it was found that it ranged from \$ 0.153 / kW to \$ 0.163 / kW, and in the second group of experiments ranged from \$ 0.16 / kW to \$ 0.165 / kW.

**Key Word** : Heat pump, CO<sub>2</sub> Refregirant, Energy Analysis, Exergy Analysis, Thermoeconomic Analysis, MOPSA

**ScienceCode** : 91436



## TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın hocam Prof. Dr. Hüseyin KURT'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Analizlerin yapılması aşamasında desteklerini esirgemeyen Dr. Öğr. Üyesi Cüneyt UYSAL, Dr. Öğr.Üyesi Alper ERGÜN ve Doç. Dr. Engin GEDİK hocalarıma da sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Sistemin kurulumu aşamasında desteklerini esirgemeyen Öğr. Gör. Soner ÇETİN hocama sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Sevgili eşime ve biricik oğluma manevi hiçbir yardımı esirgmeden yanımda olduğu için tüm kalbimle teşekkür ederim.

Bu çalışma, Karabük Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimi tarafından desteklenmiştir. Proje Numarası: KBU-BAP-14/1-DR-001

## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET .....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER .....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xviii
BÖLÜM 1 .....	1
GİRİŞ .....	1
BÖLÜM 2 .....	4
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....	4
BÖLÜM 3 .....	19
SOĞUTUCU AKIŞKANLAR.....	19
3.1. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SINIFLANDIRILMASI.....	20
3.1.1. Kloroflorokarbonlar (CFC).....	20
3.1.2. Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC) .....	20
3.1.3. Hidroflorokarbonlar (HFC) .....	20
3.2. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN ÇEVRESEL ETKİLERİ.....	22
3.2.1. Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP, Ozone Depleting Potential) .....	23
3.2.2. Küresel Isınma Potansiyeli (GWP, Global Warming Potential) .....	23
3.3. CO <sub>2</sub> SOĞUTUCU AKIŞKANI .....	25
3.3.1. CO <sub>2</sub> 'nin Termofiziksel Özellikleri .....	26
3.3.2. CO <sub>2</sub> 'nin Güvenilirliği .....	29
3.3.3. CO <sub>2</sub> 'nin Maliyeti .....	30

	<b><u>Sayfa</u></b>
BÖLÜM 4 .....	31
SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ VE ISI POMPALARI .....	31
4.1. ISI MAKİNASI VE ISI POMPASI.....	31
4.2. ISI POMPALARININ SINIFLANDIRILMASI .....	32
4.2.1 Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi .....	33
4.2.1.1. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi.....	35
4.2.1.2 .Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi .....	36
4.3. CO <sub>2</sub> SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ.....	37
4.3.1. Subkritik CO <sub>2</sub> Soğutma Çevrimi.....	37
4.3.1.1. Doğrudan Genleşmeli Subkritik CO <sub>2</sub> Soğutma Çevrimi .....	38
4.3.1.2. Kaskad subkritik CO <sub>2</sub> Soğutma Çevrimi .....	38
4.3.2. Transkritik CO <sub>2</sub> Soğutma Çevrimi.....	39
4.3.2.1. Ara Isı Değiştiricili Transkritik CO <sub>2</sub> Soğutma Çevrimi.....	43
4.3.2.2. Ara Isı Değiştiricili By-PasslıTranskritik CO <sub>2</sub> Soğutma Çevrimi ..	45
4.3.2.3. EjektörlüTranskritik CO <sub>2</sub> Soğutma Çevrimi.....	47
BÖLÜM 5 .....	49
MATERYAL VE METOD .....	49
5.1. CO <sub>2</sub> SOĞUTUCU AKIŞKANLI BUHAR SIKIŞTIRMALI SUDAN SUYA ISI POMPASI DENEY DÜZENEGİ.....	49
5.1.1. Sistem Tasarımı .....	51
5.1.1.1. Optimum Yüksek Basınç Değerinin Belirlenmesi ve Kompresör Seçimi .....	52
5.1.1.2. Evaporatör ve Gaz Soğutucu Seçimi .....	57
5.1.1.3. Genleşme Elemanı Seçimi .....	58
5.1.1.4. Alçak ve Yüksek Basınç Manometreleri .....	60
5.1.1.5. Sıcaklık Sensörleri ve Sıcaklık Kayıt Cihazı (Datalogger).....	60
5.1.1.6. Evaporatör ve Kondenser Su Debimetreleri .....	60
5.1.1.7. Şebeke Analizörü .....	60
5.1.1.8. Frekans Değiştirici (İnverter).....	61
5.1.1.9. Yardımcı Ekipmanlar.....	61
5.2.DENEYLERİN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ.....	61
5.2.1. BelirsizlikAnalizi.....	67

	<b><u>Sayfa</u></b>
5.3. TERMODİNAMİK ANALİZ .....	67
5.3.1. Enerji Analizi.....	68
5.3.2. Ekserji Analizi .....	69
5.3.3. Termoekonomik Analiz.....	72
5.3.4. Ekonomik Analiz.....	72
5.3.5. Isı Pompası Sistemine MOPSA'nın Uygulanması .....	74
BÖLÜM 6 .....	77
SONUÇLAR VE TARTIŞMA .....	77
BÖLÜM 7 .....	111
SONUÇ VE ÖNERİ.....	111
KAYNAKLAR .....	115
EK AÇIKLAMALAR A. KONDENSER OLARAK KULLANILAN PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİ .....	123
EK AÇIKLAMALAR B. EVAPORATÖR OLARAK KULLANILAN PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİ .....	123
EK AÇIKLAMALAR C. TEORİK ANALİZLERDE KULLANILAN PAKET PROGRAMLAMA DİLİ KODLARI .....	123
ÖZGEÇMİŞ .....	133

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 3.1.	CFC alternatifli soğutucu akışkanların genel durumu.....	25
Şekil 3.2.	Karbondiyoksit faz diyagramı .....	27
Şekil 3.3.	Karbondiyoksit P-h diyagramı .....	27
Şekil 4.1.	Prensip şema a) ısı makinası b) ısı pompası.....	32
Şekil 4.2.	Isı pompalarının ana başlıklar altında sınıflandırılması .....	33
Şekil 4.3.	Sistem elemanları a) Soğutma makinası ve b) ısı pompası .....	34
Şekil 4.4.	İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi a) P-h diyagramı b) T-s diyagramı.....	36
Şekil 4.5.	Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi a) P-h diyagramı b) T-s diyagramı.....	36
Şekil 4.6.	Subkritik ve transkritik CO <sub>2</sub> soğutma çevrimi P-h diyagramı .....	37
Şekil 4.7.	Kaskad subkritik CO <sub>2</sub> soğutma çevrimi a) prensip şema b) P-h diyagramı.....	39
Şekil 4.8.	Tek kademeli transkritik CO <sub>2</sub> soğutma çevrimi prensip şeması .....	40
Şekil 4.9.	Tek kademeli transkritik CO <sub>2</sub> soğutma çevrimi P-h diyagramı .....	40
Şekil 4.10.	Çift kademeli transkritik CO <sub>2</sub> soğutma çevrimi prensip şeması .....	41
Şekil 4.11.	Çift kademeli transkritik CO <sub>2</sub> soğutma çevrimi P-h diyagramı .....	42
Şekil 4.12.	Çift kademeli transkritik CO <sub>2</sub> soğutma çevrimi T-s diyagramı .....	42
Şekil 4.13.	Ara ısı değiştiricili transkritik CO <sub>2</sub> soğutma çevrimi prensip şeması ...	43
Şekil 4.14.	Ara ısı değiştiricili transkritik CO <sub>2</sub> soğutma çevrimi P-h diyagramı ....	44
Şekil 4.15.	Ara ısı değiştiricili transkritik CO <sub>2</sub> soğutma çevrimi T-s diyagramı ....	44
Şekil 4.16.	Ara ısı değiştiricili gaz by-passlı transkritik CO <sub>2</sub> soğutma çevrimi prensip şeması .....	45
Şekil 4.17.	Ara ısı değiştiricili gaz by-passlı transkritik CO <sub>2</sub> soğutma çevrimi P-h diyagramı.....	46
Şekil 4.18.	Ara ısı değiştiricili gaz by-passlı transkritik CO <sub>2</sub> soğutma çevrimi T-s diyagramı.....	46
Şekil 4.19.	Ejektörlü transkritik CO <sub>2</sub> soğutma çevrimi prensip şeması .....	47
Şekil 4.20.	Ejektörlü transkritik CO <sub>2</sub> soğutma çevrimi P-h diyagramı .....	48
Şekil 5.1.	CO <sub>2</sub> (R744) 'li buhar sıkıştırırmalı sudan suya ısı pompası deney düzeneği .....	50

Şekil 5.2.	CO <sub>2</sub> (R744) 'li buhar sıkıştırırmalı sudan suya ısı pompası deney düzeneği şematik resmi.....	50
Şekil 5.3.	Tasarlanan transkritik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait P-h diyagramı.....	54
Şekil 5.4.	CO <sub>2</sub> (R744) 'li sistemde kullanılan kompresör .....	57
Şekil 5.5.	CO <sub>2</sub> (R744)'li sistemde kullanılan evaporatör ve gaz soğutucu.....	58
Şekil 5.6.	1. grup deneylerde Deney 1 şartında teorik ve deneysel P-h diyagramı .....	64
Şekil 5.7.	2. grup deneylerde Deney 1 şartında teorik ve deneysel P-h diyagramı .....	65
Şekil 6.1.	1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre evaporatör kapasitesinin değişimi .....	78
Şekil 6.2.	2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre evaporatör kapasitesinin değişimi .....	79
Şekil 6.3.	1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kondenser kapasitesinin değişimi.....	80
Şekil 6.4.	2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kondenser kapasitesinin değişimi.....	81
Şekil 6.5.	1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kompresör güç tüketiminin değişimi.....	82
Şekil 6.6.	2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kompresör güç tüketiminin değişimi.....	83
Şekil 6.7.	1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre COP <sub>HP</sub> değerlerinin değişimi.....	84
Şekil 6.8.	2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre COP <sub>HP</sub> değerlerinin değişimi.....	85
Şekil 6.9.	1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre evaporatör ekserji yıkımının değişimi.....	91
Şekil 6.10.	2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre evaporatör ekserji yıkımının değişimi.....	92
Şekil 6.11.	1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kompresör ekserji yıkımının değişimi.....	94
Şekil 6.12.	2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kompresör ekserji yıkımının değişimi.....	95
Şekil 6.13.	1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kondenser ekserji yıkımının değişimi .....	98
Şekil 6.14.	2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kondenser ekserji yıkımının değişimi .....	98

**Sayfa**

Şekil 6.15. 1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre genişleme elemanı ekserji yıkımının değişimi .....	101
Şekil 6.16. 2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre genişleme elemanı ekserji yıkımının değişimi .....	102
Şekil Ek A.1. Kondenser olarak kullanılan plakalı ısı değiştiricinin özellikleri.....	124
Şekil Ek A.2. Kondenser olarak kullanılan plakalı ısı değiştiricinin ölçüleri.....	125
Şekil Ek B.1. Evaporatör olarak kullanılan plakalı ısı değiştiricinin özellikleri.....	127
Şekil Ek B.2. Evaporatör olarak kullanılan plakalı ısı değiştiricinin ölçüleri.....	128



## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

Çizelge 3.1. Soğutucu akışkanlara ait ASHRAE'nin belirlediği standartlar .....	21
Çizelge 3.2. Çok kullanılan bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri .....	24
Çizelge 3.3. Çok kullanılan bazı soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri.....	28
Çizelge 3.4. Karbondioksitin fiziksel ve termodinamik özellikleri.....	29
Çizelge 3.5. Çok kullanılan bazı soğutucu akışkanların güvenilirlik yönünden sınıflandırılması.....	30
Çizelge 3.6. Çok kullanılan bazı soğutucu akışkanların 2016 yılı maliyet değerleri (TL/kg) .....	30
Çizelge 5.1. Eşitlik (5.5) deki sabitler.....	53
Çizelge 5.2. Kompresörün frekansına bağlı olarak devir sayısı, hacimsel debi, basma basıncı ve güç tüketimi değişimi. ....	62
Çizelge 5.3. 1. grup deneylerin gerçekleştirildiği şartlar .....	63
Çizelge 5.4. Buhar sıkıştırımlı sudan suya ısı pompası 1. Grup deneylerin ölçümleri.....	63
Çizelge 5.5. 2. Grup deneylerin gerçekleştirildiği şartlar .....	64
Çizelge 5.6. CO <sub>2</sub> (R744) Buhar sıkıştırımlı sudan suya ısı pompası 2. Grup deneylerin ölçümleri.....	65
Çizelge 5.7. Ölçüm aletlerinin hassasiyetleri.....	66
Çizelge 5.8. Deneylerde ölçümü yapılan fiziksel büyüklüklere ait belirsizlikler .....	67
Çizelge 5.9. Her sistem bileşeni için PEC, Z ve TCI değerleri.....	74
Çizelge 6.1. 1. grup deneylerde soğutma çevrimi ölçümleri ve birinci kanun analizine göre evaporatör, kondenser, kompresör kapasiteleri ve performans katsayılarının değişimi .....	86
Çizelge 6.2. 1. grup deneylerde su döngüsü ölçümlerine göre evaporatör, kondenser, kompresör kapasiteleri ve performans katsayılarının değişimi.....	86
Çizelge 6.3. 2. grup deneylerde soğutma çevrimi ölçümleri ve birinci kanun analizine göre evaporatör, kondenser, kompresör kapasiteleri ve performans katsayılarının değişimi .....	87



Çizelge 6.4.	2. grup deneylerde su döngüsü ölçümlerine göre evaporatör, kondenser, kompresör kapasiteleri ve performans katsayılarının değişimi.....	87
Çizelge 6.5.	1 .grup deneylerdeki kompresörün izentropik verimleri .....	88
Çizelge 6.6.	2. grup deneylerdeki kompresörün izentropik verimleri .....	88
Çizelge 6.7.	1. grup deneylerdeki kompresörün volümetrik verimleri .....	89
Çizelge 6.8.	2. grup deneylerdeki kompresörün volümetrik verimleri .....	89
Çizelge 6.9.	1. grup deneylerde teorik analize göre evaporatörün ekserji veriminin değişimi.....	93
Çizelge 6.10.	1. grup deneylerde deneysel analize göre evaporatörün ekserji veriminin değişimi .....	93
Çizelge 6.11.	2. grup deneylerde teorik analize göre evaporatörün ekserji veriminin değişimi.....	93
Çizelge 6.12.	2. grup deneylerde deneysel analize göre evaporatörün ekserji veriminin değişimi .....	94
Çizelge 6.13.	1. grup deneylerde teorik analize göre kompresörün ekserji veriminin değişimi.....	96
Çizelge 6.14.	1. grup deneylerde deneysel analize göre kompresörün ekserji veriminin değişimi .....	96
Çizelge 6.15.	2. grup deneylerde teorik analize göre kompresörün ekserji veriminin değişimi.....	96
Çizelge 6.16.	2. grup deneylerde deneysel analize göre kompresörün ekserji veriminin değişimi .....	97
Çizelge 6.17.	1. grup deneylerde teorik analize göre kondenserin ekserji veriminin değişimi.....	99
Çizelge 6.18.	1. grup deneylerde deneysel analize göre kondenserin ekserji veriminin değişimi.....	99
Çizelge 6.19.	2. grup deneylerde teorik analize göre kondenserin ekserji veriminin değişimi.....	100
Çizelge 6.20.	2. grup deneylerde deneysel analize göre kondenserin ekserji veriminin değişimi.....	100
Çizelge 6.21.	1. grup deneylerde teorik analize göre genişleme elemanı ekserji veriminin değişimi .....	102
Çizelge 6.22.	1. grup deneylerde deneysel analize göre genişleme elemanı ekserji veriminin değişimi .....	102
Çizelge 6.23.	2. grup deneylerde teorik analize göre genişleme elemanı ekserji veriminin değişimi .....	103
Çizelge 6.24.	2. grup deneylerde deneysel analize göre genişleme elemanı ekserji veriminin değişimi .....	103

Çizelge 6.25. 1. grup deneylerde teorik analize göre sistemin ekserji veriminin değişimi .....	103
Çizelge 6.26. 1. grup deneylerde deneysel analize göre sistemin ekserji veriminin değişimi .....	103
Çizelge 6.27. 2. grup deneylerde teorik analize göre sistemin ekserji veriminin değişimi .....	104
Çizelge 6.28. 2. grup deneylerde analize göre sistemin ekserji veriminin değişimi .....	104
Çizelge 6.29. 1. grup deneylerde teorik analize göre $C_T$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	105
Çizelge 6.30. 1. grup deneylerde deneysel analize göre $C_T$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	105
Çizelge 6.31. 2. grup deneylerde teorik analize göre $C_T$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	105
Çizelge 6.32. 2. grup deneylerde deneysel analize göre $C_T$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	106
Çizelge 6.33. 1. grup deneylerde teorik analize göre $C_P$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	106
Çizelge 6.34. 1. grup deneylerde teorik analize göre $C_P$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	107
Çizelge 6.35. 2. grup deneylerde teorik analize göre $C_P$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	107
Çizelge 6.36. 2. grup deneylerde deneysel analize göre $C_P$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	107
Çizelge 6.37. 1. grup deneylerde teorik analize göre $C_S$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	107
Çizelge 6.38. 1. grup deneylerde deneysel analize göre $C_S$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	107
Çizelge 6.39. 2. grup deneylerde teorik analize göre $C_S$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	108
Çizelge 6.40. 2. grup deneylerde deneysel analize göre $C_S$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	108
Çizelge 6.41. 1. grup deneylerde teorik analize göre $C_H$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	109
Çizelge 6.42. 1. grup deneylerde deneysel analize göre $C_H$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	109
Çizelge 6.43. 2. grup deneylerde teorik analize göre $C_H$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	109
Çizelge 6.44. 2. grup deneylerde deneysel analize göre $C_H$ (\$/kW) değerlerinin değişimi .....	109

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### SİMGELER

$a$	: ölçüm cihazı hassasiyeti
$\dot{A}C$	: yıllık ilk yatırım değeri (\$/yıl)
$C_p$	: sabit basınçta özgül ısı (kJ/kgK)
CRF	: ilk yatırım geri kazanım faktörü
$C$	: enerji birim maliyeti (\$/kWh)
$D$	: çap (m)
$\dot{E}$	: enerji (W)
$e_x$	: özgül ekserji (kJ/kg)
$\dot{E}_x$	: ekserji (W)
$\frac{\varepsilon}{D}$	: bağıl pürüzlülük
$f$	: Darcy sürtünme faktörü
$h$	: özgül entalpi (kJ/kg)
$i$	: faiz oranı (%)
$I$	: akım (Amper)
$L$	: uzunluk (m)
$\dot{m}$	: kütleli debi (kg/s)
$n$	: sistem ömrü (yıl)
$N$	: değişken (ölçüm) sayısı
$P$	: basınç (Pa)
PEC	: ekipman maliyeti (\$)
PW	: şimdiki değer (\$)
PWF	: şimdiki değer faktörü
$\dot{Q}$	: ısı transfer hızı (W)
Re	: Reynold sayısı
$s$	: özgül entropi (kJ/kgK)

- S : standart sapma  
SV : hurda değeri (\$)  
T : sıcaklık (°C)  
TCI : toplam ilk yatırım değeri (\$)  
U : belirsizlik  
V : hız (m/s)  
V : varyans  
V : gerilim (Volt)  
 $\dot{V}$  : hacimsel debi (m<sup>3</sup>/s)  
 $\dot{W}$  : güç (W)  
 $X_m$  : aritmetik ortalama  
 $X_i$  : i noktasındaki ölçüm değeri  
 $\mu$  : hurda değeri oranı (%)  
 $\dot{Z}$  : sermaye yatırım maliyeti (\$/h)

Yunan harfleriyle:

- $\eta$  : verim (%)  
 $\Delta$  : fark  
 $\rho$  : yoğunluk (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\mu$  : vizkozite (kg/ms)  
 $\psi$  : ekserji verimi (%)  
 $\phi$  : bakım faktörü  
 $\tau$  : sistemin yıllık çalışma saati (h/yıl)  
 $v$  : özgül hacim (m<sup>3</sup>/kg)

Alt indisler:

- HP : ısı pompası  
c : soğutma  
opt : optimum  
gc : gaz soğutucu  
b : buharlaşma  
a : gerçek  
is : izentropik

*ort.* : ortalama  
*kond.* : kondenser  
*komp.* : kompresör  
*evap.* : evaporatör  
*r* : soğutucu akışkan  
*w* : su  
*0* : ölü hal (25 °C, 1 atm)  
*gv* : genişleme valfi  
*k* : komponent, bileşen  
*tr* : teorik

Üst indisler:

*kim* : kimyasal  
*T* : ısıl  
*P* : mekanik

## KISALTMALAR

LPG	: Liquefied Petroleum Gas (Sıvılaştırılmış Petrol Gazı)
ODP	: Ozone Depleting Potential (Ozon Delme Potansiyeli)
GWP	: Global Warming Potential (Küresel Isınma Potansiyeli)
CFC	: Chlorofluorocarbon (Kloroflüorokarbon)
HFC	: Hydrofluorocarbon (Hidroflüorokarbon)
HCFC	: Hydrochlorofluorocarbon (Hidrokloroflüorokarbon)
MOPSA	: Modified Productive Structure Analysis (Modifiye Edilmiş ÜretkenYapı Analizi)
COP	: Coefficient of Performance (Performans Katsayısı)
YSA	: Yapay Sinir Ağları
ASHRAE	: American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers (Amerikan Isıtma Soğutma ve Havalandırma Mühendisleri Birliği)
NASA	: National Aeronautics and Space Administration (Ulusal Havacılık ve Uzay Dairesi)
UNEP	: United Nations Environment Programme (Birleşmiş Milletler Çevre Programı)
NIST	: National Institute of Standards and Technology (Ulusal Standartlar ve Teknoloji Enstitüsü)
HP	: Horse Power (Beygir Gücü)

## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Gelişen teknoloji ve artan nüfus ile insanların refah düzeyi her geçen gün artmaktadır. Neredeyse her iş için insanların konforunu artırmaya yönelik yeni makine ve teçhizatlar geliştirilip üretilirken, bununla beraber ihtiyaç duyulan enerji miktarı da artış göstermektedir. Bu sebeple ihtiyaç duyulan bu enerjinin temini insanlar için önemli sorunların başında gelmektedir.

Ancak önemli olan tek husus sadece enerjinin temini değil, temin edilen ve var olan enerjinin verimli bir şekilde kullanılabilmesidir. Isı pompaları enerji üreten değil var olan enerjiyi bir ortamdan başka bir ortama verimli bir şekilde taşıyan sistemlerdir ve kullanım alanları oldukça geniştir. Bu anlamda ısı pompası sistemleri enerjinin verimli kullanılmasını sağlayan sistemler olarak karşımıza çıkmaktadır ve her geçen gün kullanımları daha da yaygınlaşmaktadır [1].

Doğada her fiziksel büyüklük (basınç, ısı, elektriksel yük, kütle vb.) büyük olan taraftan küçük olan tarafa doğru doğal bir akış içerisindedir. Bu akış esnasında bir enerji açığa çıkar. Bu akış denge durumuna geldiğinde son bulur. İnsanoğlu farktan oluşan bu enerjiyi insanlığın faydasına sunma amacıyla çeşitli teknikler kullanarak yeni sistemler tasarlamışlardır. Bu sistemlerde bazen doğal akış kullanılırken bazen de tersine mühendislikten faydalanılır. Isı bir enerjidir, insanların yaşamlarını sürdürebilmeleri ve sürdürdükleri yaşamlarını daha konforlu hale getirebilmeleri için gereklidir. Isı enerjisi sıcaklığın yüksek olduğu ortamdan düşük olduğu ortama doğru transfer olur. Yaz aylarında sıcaklığı yüksek olan dış ortamdan mahallere ısı akışı gerçekleşirken, kış aylarında ise sıcaklığın yüksek olduğu mahalden dış ortama doğru bir ısı akışı vardır. Halbuki insanların ihtiyaç duyduğu konfor şartı için bu doğal akışın tersine dönmesi gerekir. Bazı durumlarda ısının bu doğal akışından yararlanarak faydalı iş elde etmek mümkündür. Bu tür sistemler ısı makinası olarak

bilinir. Isı pompası, ısı makinesine benzer olup, sadece sistem tersine işler. Yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru gerçekleşen ısı transferiyle ısı makinesinde faydalı iş elde edilir. Isı pompası çevriminde ısı transferi ısı makinesindeki tersine gerçekleştiği için dışarıdan bir iş girdisi gereklidir. Harcanan bu iş girdisi, transfer edilen enerjiye göre oldukça düşüktür. Isı pompasında ısının akış yönü isteğe bağlı olarak değiştirilebildiği için kış şartlarında ısıtma yapılırken, yaz şartlarında soğutma amacıyla kullanımları da basit birkaç değişiklikle mümkün olabilmektedir. Asıl amaçları ısıtma olmasına karşın; soğutma, sanayide atık ısıdan faydalanma, kurutma, ısıyı bir kaynaktan depolama vb. gibi işlevleri de gerçekleştirebildikleri için kullanım alanları oldukça yaygındır.

Isı pompasında, ısıyı istenen ortama aktarmada kapalı bir döngü içerisinde ısı taşıyıcı bir akışkan kullanılır. Bu akışkana soğutucu akışkan adı verilir. Soğutucu akışkanlarda ODP (Ozon Delme Potansiyeli) ve GWP (Global Warming Potential) küresel ısınma potansiyeli gibi kavramlar günümüzde önemli parametreler olarak karşımıza çıkmaktadır. Soğutucu akışkanlar, kapalı döngü içerisinde pek bir etkisi olmasa da kaçak durumunda atmosfere karışmaları halinde ozon tabakasının incelmeye ve sera gazı etkisiyle küresel ısınmaya sebep olmaktadır. Dolayısıyla ısı pompasında kullanılacak olan soğutucu akışkanın seçimi önemli bir husustur. Günümüzde yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri oldukça yüksektir. Bu sebeple başta gelişmiş ülkeler olmak üzere pek çok ülke bir araya gelerek soğutucu akışkanların kullanımına yönelik bir takım kısıtlama ve yaptırımları içeren KYOTO Protokolü ve MONTREAL Protokolü gibi anlaşmaları imzalamışlardır.

Sanayi devrimiyle beraber soğutucu akışkan olarak sıkça kullanılan CO<sub>2</sub> gelişen teknolojiyle beraber yerini CFC ve HFC'lere bırakmıştır. Daha sonra CFC ve HFC'lerin ODP ve GWP gibi olumsuz etkilerinden dolayı günümüzde tekrar CO<sub>2</sub>'nin soğutucu akışkan olarak kullanımı önem kazanmaya başlamıştır.

Bu çalışmada, CO<sub>2</sub> (R744) soğutucu akışkanlı sudan suya bir ısı pompası deney düzeneği tasarlanmış ve kurulmuş, farklı kondenser ve evaporatör su giriş sıcaklıkları ile farklı kondenser ve evaporatör su debilerinde deneyler gerçekleştirilmiştir.



Deneysel çalışmalarda basınç, sıcaklık, debi ve g gibi parametreler ölçülerek enerji, ekserji ve termoeekonomik analizler yapılarak ısı pompasının farklı soğutma yüklerinde performansı incelenmiştir.



## BÖLÜM 2

### LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Isı pompası çevrimi ilk kez 1824'te Nicolas L. S. Carnot tarafından ortaya konmuştur. Lord Kelvin ise 1850 yılında soğutma makinalarından ısıtma amacıyla faydalanabileceğini öne sürmüştür ancak çalışan gerçek bir sistem kurmada başarılı olamamıştır. 1945'e yani 2. Dünya Savaşı'na kadar ısı pompası çalışmaları hızlı bir şekilde ilerlemiş, savaş esnasında ve 1950 lerden sonra petrol fiyatlarındaki hızlı düşüşler ısı pompası sistemlerine ilgiyi azaltmıştır. Sonrasında ise tekrar hızlanmıştır. Gerçekleştirilmiş ilk uygulama İskoç Halden tarafından 1930'da kendi yaşadığı evin ısıtılmasında kullanılmıştır. Isının çekileceği kaynak olarak havayı kullanan bu ısı pompası sistemi havanın yeterli olmadığı durumlarda ise suyla da desteklenmiştir [2].

Akdağ, tek kademeli, soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> kullanılan soğutma sisteminin ve termodinamik ve termoekonomik analizlerini yapmıştır. Termodinamiğin birinci yasasına göre sistemin COP<sub>C</sub> değerini, ikinci yasaya göre ise ekserji yıkımlarını ve tersinmezlikleri hesaplamıştır. Buna ilave olarak tüm sistemin termodinamik optimizasyonunu yaparak ısı değiştiricilerin yüzey alanını belirlemiştir [3].

Çerkezoğlu, soğutucu akışkan olarak R404a ve CO<sub>2</sub> (R744) kullanılan kaskad bir soğutma sisteminin farklı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında COP<sub>C</sub> değerlerini, ısı eşanjörü ve net kompresör güçlerinin belirlenmesine yönelik bir çalışma gerçekleştirmiştir [4].

Alan, soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> kullanan iki kademeli soğutma sisteminde genişleme valfi yerine genişleme türbini kullanılması durumunu termodinamik yönden teorik olarak incelemiştir. Elde ettiği sonuçlara göre; genişleme valfi yerine genişleme türbini kullanımında çevrimin COP ve ikinci yasa verimlerinin ortalama % 10 oranında arttığını belirtmiştir [5].

Akgül, TPAO'nun Batman Bölgesi'nde bulunan Batı Raman AP2 istasyonunda kurulu dört kademeli pistonlu CO<sub>2</sub> kompresörlü sistemin enerji ve ekserji analizini gerçekleştirmiştir. Sonuç olarak sistemin verimlilik yönünden iyi olduğunu fakat tersinmezliklerin daha düşük seviyelere çekilmesiyle verimi daha da artırmanın mümkün olabileceğini belirtmiştir [6].

Özdemir, -30 °C değerlerinde derin dondurma işlemini CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı kullanan bir soğutma sistemi ile gerçekleştirebilmek için kurmuş olduğu deney düzeneğinde kompresör karakteristiklerini belirlemiştir [7].

Tosun, soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> kullanan geleneksel iki aşamalı transkritik çevrim ile flaş gaz by-pass çevriminin karşılaştırılmasına yönelik bir çalışma gerçekleştirmiştir. Sonuç olarak -15 °C ve daha düşük buharlaşma sıcaklıklarında flaş gaz by-pass çevriminin ekserji veriminin daha yüksek olduğunu, 0 °C ila -15 °C buharlaşma sıcaklığı aralığında ise konvansiyonel çevrimin ekserji veriminin daha yüksek olduğunu tespit etmiştir [8].

Selimefendigil vd., soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> (R744) ve R134a kullanan kaskad bir soğutma sistemi üzerinden almış oldukları ölçüm değerlerini kullanarak, birinci ve ikinci yasa analizlerini gerçekleştirmişlerdir. COP<sub>HP</sub> değerini 1,14 olarak belirlemişler ve sistemdeki her bir elemanın terzinmezliklerine göre kayıplarını hesaplamışlardır. Böylece iyileştirme yapılması gereken elemanları belirlenmiştir. Sonuç olarak CO<sub>2</sub> (R744) kompresörünün veriminin diğer kompresöre göre daha yüksek olduğunu, her iki sistemde yoğuşturucu ve buharlaştırıcının en yüksek kayıp değerine, genişleme elemanın ise en düşük kayıp değerine sahip olduğunu belirlemişlerdir [9].

Kutlu vd., taşıt hava koşullandırma sistemleri üzerine yapmış oldukları çalışmada R134a ve CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı kullanılan iki sistemi ve bu iki sistem için genleşme elemanı yerine ejektör kullanımının sistem performansına etkisini incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre; R134a ve CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı sisteme ejektör eklenmesiyle soğutma performansında % 26'lık artış olduğunu, ayrıca CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı sistemde R134a soğutucu akışkanlı sistemden % 22 daha az ekserji yıkımı olduğunu belirtmişlerdir [10].

Özyurt vd., NH<sub>3</sub> (R717) ve CO<sub>2</sub> (R744) soğutucu akışkanlarını kullanan kaskat bir soğutma çevriminin termodinamik analizini yapmıştır. -25 °C buharlaşma sıcaklığında karbondioksit döngüsünde yoğuşturucu sıcaklığının yükseltilmesiyle ekserji yıkımlarının azaldığı buna bağlı olarak performans katsayısı ve ikinci yasa veriminin arttığını belirtmişlerdir. Karbondioksit döngüsünde optimum yoğuşturucu sıcaklığını -10 °C olarak belirlemişlerdir. Sistemdeki ekserji kayıplarının temel nedeninin NH<sub>3</sub> (R717) yoğuşturucusu olduğunu tespit etmişlerdir. Isı değiştiricideki sıcaklık farkındaki artışın sistem performans katsayısını ve ikinci yasa verimini düşürdüğü sonucuna ulaşmışlardır [11].

Argalioğlu, soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı kullanılan ısı pompalı bir kurutucunun performansının yükseltilmesine yönelik yaptığı çalışmada, kurutma sistemlerine YSA kodları eklenerek sistemin enerji sarfiyatının ve kurutma işlemi için harcanan sürenin iyileştirilmesinin anlamlı bir şekilde yapılabileceğini belirtmiştir [12].

Yüce ve Özgür, ara soğutuculu çift kademeli kritik nokta üstü çalışan soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı kullanılan ısı pompasının iki kademeli sıkıştırma ve ara kademedeki soğutma uygulamasına ek olarak iç ısı değiştirici kullanılması durumundaki performansını incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre; -10 °C ve -25 °C buharlaşma sıcaklıkları arasında COP<sub>C</sub> değerinin 2,7 ile 3,7 aralığında değiştiğini tespit etmişlerdir. İç ısı değiştirici kullanılmaması durumunda COP<sub>C</sub> değerinin 1,9 ile 2,9 arasında olduğunu belirtmişlerdir [13].

Kurtuluş, soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> soğutucu akışkan kullanılan derin soğutma amaçlı kurmuş olduğu deney düzeneğinde, çalışma basınçları 70, 90, 110 bar değerlerinde ve buharlaşma sıcaklığı -10, -20 ve -30 °C değerlerinde yapmış olduğu deneylerde, sistemin soğutma kapasitelerini, COP<sub>C</sub> değerlerini ve kompresörün güç tüketimini belirlemiştir. Deneysel çalışmadan elde edilen sonuçların sistemin oluşturulan matematiksel modelinden elde edilen sonuçlar ile uyumlu olduğunu göstermiştir [14].

Hubacher vd., 3 ton soğutma kapasiteli, sıcak gaz by-pass temeline göre tasarlanmış yükleme prensibiyle farklı emme hattı sıcaklık ve basınçlarında ve farklı basma hattı basınçlarında yarı hermetik tek kademe iki pistonlu CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı bir kompresörü test etmişlerdir. Deneylerde; debi, güç tüketimi ve her noktadaki sıcaklık ve basınçları ölçmüşlerdir. Elde edilen sonuçlardan, hacimsel verimleri 0,8 ile 0,5 arasında, sıkıştırma oranını 1,5 ile 6,5 arasında ve izentropik verimi ise 0,55 olarak hesaplamışlardır. Verimin, farklı aşırı kızdırmalardan çok az etkilendiğini belirtmişlerdir [15].

Kayfeci vd., absorpsiyonlu, buhar sıkıştırmalı, metal hidrid temelli ve CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı taşıt iklimlendirme sistemlerinin çalışma ilkelerini, iyi ve kötü yanlarını çevresel ve ekonomik yönden kıyaslamışlardır. Buhar sıkıştırmalı taşıt iklimlendirme sisteminin COP<sub>C</sub> değerini 2,6 ile 3 arasında, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı taşıt iklimlendirme sisteminin COP<sub>C</sub> değerini 1,8 olarak, metal hidrid temelli taşıt iklimlendirme sisteminin COP<sub>C</sub> değerini 1,67 olarak ve absorpsiyonlu taşıt iklimlendirme sisteminin COP<sub>C</sub> değerini de 0,6 ile 0,7 aralığında değiştiğini ifade etmişlerdir. Buna ilave olarak metal hidrid temelli ve absorpsiyonlu taşıt iklimlendirme sistemlerinin atık ısıdan yararlanarak çalışabileceğini ve gürültü düzeylerinin daha düşük olacağını belirtmişlerdir [16].

Bayrakçı vd., soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> kullanılan tek ve çift kademe olmak üzere iki adet ısı pompası sistemini teorik olarak ekserji ve maliyet açısından kıyaslamışlardır. İki kademeli sistemin aynı soğutma yükü için daha yüksek performansa ve daha düşük enerji tüketimine sahip olduğunu belirtmişlerdir [17].

Kasap vd., kritik nokta üstü CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma çevriminde kullanılmak üzere kanatlı borulu yapıda buharlaştırıcı ve gaz soğutucu tasarımını geliştirdikleri bilgisayar yazılımıyla gerçekleştirmiş, bu tasarıma göre imal ettikleri buharlaştırıcı ve gaz soğutucuyu tesis ettikleri sistem üzerinde test etmişlerdir [18].

Kurtuluş vd., ev tipi soğutucularda yani düşük kapasitelerdeki soğutucularda CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanının kullanımını incelemek için bir deney düzeneği kurmuşlardır. Belirlemiş oldukları -10 °C, -20 °C ve -30 °C buharlaşma sıcaklıklarına göre yapmış oldukları deneylerle, sistemin COP<sub>C</sub> değerini 2 ile 4 aralığında değiştiğini tespit etmişlerdir [19].

Frösche, yaptığı çalışmada soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörlerdeki gelişmelere değinmiş ve CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı kullanılan soğutma sistemleri hakkında bilgiler vermiştir [20].

Özgür, kritik nokta üstü çalışan CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı taşıt iklimlendirme sisteminin; +5 °C sabit buharlaşma sıcaklığı, 10 °C'lik ara ısıtma, 0,7 izentropik verim, 4 ve 8 kW'lık kompresör kapasite değerlerinde çalıştığını kabul etmiş, CO<sub>2</sub>'nin gaz soğutucudan çıkış sıcaklığı olarak 30, 40 ve 50 °C değerlerine göre sistemin basma basıncı, COP<sub>C</sub> ve soğutma kapasitesindeki değişimi yapmış olduğu teorik analize göre belirlemiştir. Sonuç olarak; sistemin performansının gaz soğutucu basıncına ve gazın gaz soğutucudan çıkış sıcaklığına bağlı olduğunu belirtmiştir [21].

Özgür vd., -25 ve 0 °C buharlaşma sıcaklığı, 30 ve 55 °C gaz soğutucu çıkış sıcaklığı aralığına göre CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı kullanılan transkritik soğutma sistemlerinde en uygun gaz soğutucu basıncının tespitine yönelik 625 değişik çalışma şartına göre ampirik bir bağıntı geliştirmişlerdir. Elde ettikleri bağıntıyı literatürde verilen bağıntularla kıyaslamışlardır. Sonuç olarak geliştirdikleri bağıntının daha geniş çalışma aralığında daha yüksek doğrulukta sonuç verdiğini belirtmişlerdir [22].

Akdemir ve Güngör, ara ısı değiştiricinin etkinliğini 1 ve aşırı kızdırma değerini 5 °C, kompresörün izentropik verimini 0,7 olarak kabul ettiği kritik nokta üstü çalışan CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma çevrimininin teorik analizini yapmışlardır.

Buharlaşma sıcaklığının 10, 0, -10, -20 ve -40 °C ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığı 40, 45 ve 50 °C olması durumlarına göre sistemin ısıtma kapasitelerini, soğutma kapasitelerini, gaz soğutucu basınç değerlerini, ısıtma tesir katsayılarını ve soğutma tesir katsayılarını belirlemişlerdir [23].

Özgür ve Bayrakçı, kritik nokta üstü çalışan ara ısı değiştiricili CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma çevriminin buharlaşma sıcaklığı -10 ile 20 °C aralığında ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığı 30 ve 60 °C aralığında olması durumunda sistemin ekserji analizini yapmışlardır. Ekserji veriminin buharlaşma sıcaklığı artıkça azaldığına vurgu yapmışlardır [24].

Bayrakçı ve zgr, ısı kaynağı olarak toprağı kullanan bir ısı pompası sisteminde aynı şartlar altında soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub>, R410A ve R407C kullanılması durumundaki performans değişimini teorik olarak incelemişlerdir. CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompasının COP<sub>H</sub> değerinin diğerlerinden daha düşük olduğunu ancak elde edilebilecek su sıcaklığının daha yüksek olabileceğini göstermişlerdir [25].

Kauf, ısı kaynağı ve ısı çukuru olarak havayı kullanan kritik nokta üstü alışan CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma çevriminde maksimum COP<sub>HP</sub> değerini sağlayacak, evre sıcaklığına ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığına bağlı, en uygun gaz soğutucu çalışma basıncı belirlemeye yönelik bir çalışma yapmıştır. Elde ettiği bağıntının %5,8 sapmalarla gerçek sonuca yaklaştığını yaptđı deneyle göstermiştir [26].

Fartaj vd., ısı kaynağı ve ısı çukuru olarak havayı kullanan kritik nokta üstü alışan CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma çevrimini termodinamiğin ikinci yasaşına göre incelemişlerdir. Böylece sistemin ve sistemdeki her ekipmanın ekserji yıkımlarını ve ekserji verimlerini ve tersinmezlik miktarlarını belirlemişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre en yüksek kaybın kompresör ve gaz soğutucuda olduğunu göstererek iyileştirme ve geliştirmelerin bu ekipmanlar üzerinde yapılması gerektiğini vurgulamışlardır [27].

Pearson, eski karbondioksit sistemlerinin gelişimini izlemiş, yavaş gelişmeler ve müteakip düşüşler için teknik, ticari ve sosyal nedenleri dikkate almış ve ilave olarak

kritik araç klimalarından düşük sıcaklığa kadar şaşırtıcı derecede geniş bir uygulama yelpazesinde incelemisini gerçekleştirmiştir. Çalışmasında daha çok 1865-1885 dönemindeki erken gelişmelerin temeli olan endüstriyel soğutma sistemleri üzerinde durmuştur. Çalışmasının son kısmında ise toksik olmayan, yanıcı olmayan, ozon tüketmeyen, küresel ısınmaya etkisi olmayan soğutucu akışkanın potansiyelini en üst düzeye çıkarmak için gerekli araştırma ve ürün geliştirme alanlarını gösteren gelecekteki olası gelişmeleri gözden geçirmiştir [28].

Chen ve Gu, kritik nokta üstü çalışan iç ısı değiştiricili CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma çevriminin optimum gaz soğutucu basıncını belirlemeye yönelik buharlaşma sıcaklığına, çevre sıcaklığına, iç ısı değiştirici etkinliğine ve kompresör verimine bağlı olarak bir simülasyon gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak yapmış oldukları simülasyonun 5,3 °C buharlaşma sıcaklık şartında %3,6'dan daha az bir hata payıyla 0,84 kolerasyon katsayısına sahip olduğunu bildirmişlerdir [29].

Sarkar, süt pastörizasyon işlemi için kiritik nokta üstü çalışan CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompasının performansını değerlendirmek üzere sabit durumlu bir simülasyon modeli geliştirmiştir. Yapmış olduğu deneylerle simülasyon verilerini %15 hata payı ile doğrulamıştır. Sütün, 4 °C'ye kadar soğutulup, 73 °C'ye kadar ısıtılarak pastörize edilebilmesi için kiritik nokta üstü çalışan CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompasının kullanılmasının uygun olacağını belirtmiştir [30].

Agrawal ve Bhattacharyya, genleşme vanası yerine 1.4, 1.5 ve 1.6 mm çaplarında, 0,001 ile 0,03 mm iç yüzey pürüzlülüğüne sahip kılcal boruların kullanıldığı, eş zamanlı olarak 4 °C'ye kadar soğutma, 73 °C'ye kadar ısıtma yapacak bir transkritik CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin simülasyonunun yapmışlardır. Simülasyondan, seçmiş oldukları kılcal çaplarına göre gerekli kılcal uzunluğunu belirlemişler, herbir çap ve uzunluktaki kılcal borular ile genleşme valfi kullanılması durumunda sistemin COP değerlerini, ısıtma kapasitesini, soğutma kapasitesini, kompresörün harcadığı enerji miktarını kıyaslamışlardır [31].

Agrawal ve Bhattacharyya, kritik nokta üstü çalışan CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminde buharlaşma sıcaklığı 15 °C, gaz soğutucu basıncı 100 bar, gaz



soğutucu çıkış sıcaklığı 40 °C, soğutucu akışkan debisi 0,01 kg/s, genleşme elemanı olarak çapı 1 mm ve yüzey pürüzlülüğü 0,0015 mm olan adyabatik düz bir kılcal boru kullanılması durumuna göre bir matematiksel model geliştirilerek kılcal boru uzunluğuna bağlı basınç düşümünü incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre, kılcal boru uzunluğu boyunca basınç değişiminin benzer olduğunu belirtmişlerdir [32].

Silva vd., kritik nokta üstü çalışan bir CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma çevriminde soğutucu akışkanın kütleli debisini tahmin etmek için kılcal boru geometrisinin ve çalışma koşullarının bir fonksiyonu olarak boyutsuz bir kolerasyon geliştirmişlerdir. Ayrıca kütle, enerji ve momentum korunumu ilkelerine dayanan teorik bir model ortaya koymuşlardır. Yapmış oldukları deneylerle geliştirilen modeli doğrulamışlar, % ±10 aralığında bir sapmayla % 95 oranında uyumlu olduğunu bulmuşlardır [33].

Xie vd., kritik nokta üstü çalışan CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompasının performansı üzerinde etkisi en yüksek ekipmanın gaz soğutucu olduğunu belirtmişler ve -5 °C, 0 °C ve 5 °C buharlaşma sıcaklık koşullarında, gaz soğutucu ekserji verimini, gaz soğutucu basıncı, gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ve soğutma suyu debisine bağlı olarak incelemiştir. Elde edilen sonuçlara göre; gaz soğutucu ve buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı sabit olduğunda, gaz soğutucu basıncının yüksek olmasından dolayı gaz soğutucunun ekserji veriminin düştüğünü, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığı sabit olduğunda gaz soğutucu ekserji veriminin doğrusal olarak arttığını belirtmişlerdir [34].

Kwak vd., dikey ve yatay ısı değiştiricili toprak kaynaklı ısı pompası sisteminin MOPSA yaklaşımı ile termoeconomik analizini yapmışlardır. Birim ısı yükü için maliyet hesaplanarak elektrik birim fiyatını 0,063 \$/kWh, COP<sub>HP</sub> değerini 3,27 ve ısının birim maliyetini de 0,140 \$/kWh olarak tespit etmiştir [35].

Maina ve Huan, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı sudan suya ısı pompasında su debilerinin sistem performansına etkisini incelemiştir. Çoklu regresyon analizi ile COP değerlerini ilişkilendiren deneysel verilere dayalı bir bağıntı elde etmişlerdir. Performansa en büyük etkinin kondenser soğutma suyu sıcaklığının, ikinci olarak evaporatörde dolaştırılan soğutulmuş suyun sıcaklığının, üçüncü olarak soğutucu

akışkan miktarının ve dördüncü olarak da soğutulmuş su debisinin etki ettiğini belirtmişlerdir.  $COP_{HP}$  değerlerinin 1,545 ile 6,914 arasında değiştiğini ve değişkenlerin optimizasyonu yapılırsa 11,8 değerine yükseltilebileceğini belirtmiştir [36].

Cho, soğutucu akışkan olarak R22 ve  $CO_2$  kullanılan güneş destekli ısı pompası sistemlerinin performans ve ekserji analizlerini güneşli ve bulutlu bir günde yaptığı deneylerle gerçekleştirmiştir. Bulutlu günde R22 ve  $CO_2$  ısı pompası sistemlerinin  $COP_{HP}$  değerlerini sırasıyla yaklaşık 3,21 ve 2,75 olarak tespit etmiştir. Ortalama olarak,  $COP_H$  değerlerini güneşli günlerde elde edilenlere kıyasla %20,2 artarken, güneş kollektörünün veriminin ortalama % 14,2 azaldığını belirtmiştir. Ayrıca bulutlu gün boyunca güneş kollektörünün ekserji kaybında, güneşli günlerde ortaya çıkanlara göre % 13,5 arttığını, R22'li sistemin ikinci yasa veriminin de  $CO_2$  (R744)'lü sistemden % 6,2 daha yüksek olduğunu belirtmiştir [37].

Ge vd., bir tarafından termal yağ diğer tarafından transkritik  $CO_2$  dolaşan plakalı ısı değiştirici modeli geliştirmişler ve bunu transkritik  $CO_2$ 'li güç üretim sistemi üzerinde test etmişlerdir. Böylelikle ısı kaynağı ve ısı çukuru parametrelerinin sistem performansı üzerine etkisini incelemiştir [38].

Song vd., yapmış oldukları çalışmada, genişleme cihazı olarak kılcal tüp kullanılan transkritik  $CO_2$  ısı pompası sistemini deneysel olarak incelemiştir. Bu amaçla bir prototip geliştirerek farklı dış ve iç ortam sıcaklıklarında deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak, dış ortam hava sıcaklığı 30 °C den 40 °C ye çıkartıldığında soğutma kapasitesi ve COP değerinin sırasıyla % 22 ve % 24 düştüğünü, iç ortam sıcaklığı 22 °C'den 32 °C'ye yükseltildiğinde ise soğutma kapasitesi ve COP değerinin sırasıyla % 12 ve % 15 arttığını göstermişlerdir. Ayrıca sistem performansını farklı gaz soğutucu çıkış sıcaklıklarında bir elektronik genişleme valfi (EEV) kullanılan transkritik  $CO_2$  ısı pompası ile karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma sonuçlarına göre kılcal tüp kullanılan transkritik  $CO_2$  ısı pompasının EEV kullanılan ısı pompasına yakın performans elde edebileceğini göstermişlerdir [39].

Jadhav vd., yapmış oldukları çalışmada CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı için adyabatik sarmal kılcal tüplerin akış karakteristikleri için bir model geliştirmişlerdir. Elde ettikleri sonuçları, on altı sürtünme faktörü modeli ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak ortalama hatanın Mori, Nakayama ve Schmidt sürtünme faktörü modeli ile CO<sub>2</sub> için sırasıyla % 2,2 ve % 5,7 kabul edilebilir sınırlar aralığında olduğu göstermişlerdir [40].

Yu vd., CO<sub>2</sub> otomobil klima sisteminin enerji verimliliğini arttırmak için 100/0, 90/10, 80/20, 70/30, 60/40, 50/50 oranlarında CO<sub>2</sub> ve propanı karıştırarak farklı çevre sıcaklıkları ve farklı gaz soğutucu giriş havası hızlarında teorik ve deneysel çalışma yapmıştır. CO<sub>2</sub>-propan karışımlarının kullanımının, soğutma kapasitesi sabit tutulduğunda bile maksimum % 22'lik bir COP artışı verdiğini tespit etmiştir. Ayrıca transkritik CO<sub>2</sub>-propan karışım döngüsü için % 5'lik bir sapma miktarı içinde deneysel verilere dayanarak yeni bir optimum yüksek basınç kontrol algoritması geliştirmiştir [41].

Wang vd., CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı kritik nokta üstü çalışan genleşme elemanı olarak kılcal boru kullanılan küçük kapasiteli sudan suya ısı pompası sisteminin simülasyonunu yapmış bu sayede kılcal boru geometrisi ve soğutucu akışkan yükünün optimum kombinasyonunu belirlemişlerdir. Simülasyon sonuçlarını doğrulamak için kurmuş oldukları test modeliyle de deneylerini gerçekleştirmiştir. Deneysel çalışmada % 3,7 lik soğutucu akışkan miktarı azaltılmasının ısıtma performans katsayısında yaklaşık % 3,1 lik azalmaya sebep olduğunu belirlemişlerdir. Yapmış oldukları simülasyon ile deneysel çalışmalar arasında % 5,55'den daha az hata payı olduğunu göstermişlerdir [42].

Pitarch vd., yapmış oldukları deneysel çalışmada kullanım sıcak suyu elde etmek için soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> kullanılan subkritik ısı pompası sisteminde aşırı soğutmanın sistem performansı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Aşırı soğutma yapılan sistemin, aşırı soğutma yapılmayan sistemden yaklaşık % 25 daha yüksek performansa sahip olduğunu göstermişlerdir. En yüksek ısıtma tesir katsayısını ise 5,35 olarak tespit etmişlerdir [43].

Brodal vd. yapmış oldukları çalışmada CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompası vasıtasıyla deniz suyu soğutma sistemini sabit bir çalışma şartında Akdeniz ve Barent Denizi'ne göre modellemişlerdir. Sonuç olarak aynı çalışma şartlarında sistem, Akdenizde 3,0 ile 3,5 değerleri arasında bir performans katsayısına sahipken Barent Denizi'nde bu değerlerin ortalama 5,0 olduğunu göstermişlerdir [44].

Zhu vd., CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı transkritik bölgede çalışan ejektörlü ısı pompası ile kullanım sıcak suyu temine yönelik deneysel çalışma yapmışlardır. 50 °C ile 70 °C arasında kullanım sıcak suyu çıkış sıcaklıklarında kompresör emme basıncının, kompresör devir sayısının ve genleşme ejektöründeki vana açıklığının genel sistem performansı üzerine etkilerini incelemişlerdir. Çıkış suyu sıcaklığı 70 °C olduğunda sistemin performans katsayısını 4,6 olarak tespit etmişlerdir. Bu değer aynı şartlarda çalışan ejektörsüz çevrimden % 10,3 daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir [45].

Badache vd., direk genleşmeli toprak kaynaklı CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompası sistemi tesis ederek deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında toprak ısı eşanjörü içindeki CO<sub>2</sub>'nin buharlaşma fazındaki değişiminin ve aktif sondaj deliği sayısının sistem performansı üzerindeki etkisi araştırmışlardır. Sistemin en yüksek performans katsayısı değerini 3,5 olarak tespit etmişlerdir [46].

Blasco vd., atık su ısısından faydalanarak kullanım sıcak suyu elde etmek için soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> kullanılan subkritik sudan suya ısı pompası sisteminde aşırı soğutmanın sistem performansı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. En yüksek ısıtma tesir katsayısını evaporatör suyu giriş çıkış sıcaklıkları 20 °C ve 15 °C, kondenser suyu giriş çıkış sıcaklıkları 10 °C ve 60 °C, ve aşırı soğutma miktarı 47 K olduğu durumda 5,5 olarak tespit etmişlerdir [47].

Paulino vd., yaptıkları çalışmada, doğrudan genleşmeli güneş destekli CO<sub>2</sub> ısı pompası sistemi için dinamik ve dağıtılmış bir evaporatör modeli geliştirmişlerdir. Modeli doğrulamak için bir dizi deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak 1,5 °C buharlaşma sıcaklığı ve 0,2 °C aşırı kızdırma şartında deneysel çalışma ve model arasında çok küçük sapmalar olduğunu vurgulamışlardır [48].

Diaby vd., bir hotel için yapmış oldukları çalışmada, EES ve TRNSYS paket simülasyon programları kullanarak CO<sub>2</sub> ısı pompasına ait birincisi eşzamanlı ısıtma, soğutma ve kullanım sıcak suyu temini, ikincisi ise eşzamanlı soğutma ve tuzdan arındırma gerçekleştirmek üzere iki sayısal model sunmuşlardır. İkinci sayısal modelin mevsimsel ekserji veriminin birinci sayısal modelden %12,5 daha yüksek olduğunu, mevsimsel performans katsayısının ise her iki modelde birbirine yakın olduğunu ve 2 ile 3 arasında değiştiğini belirtmişlerdir [49].

Yun-Guang Chen transkritik CO<sub>2</sub> ısı pompasında optimum gaz soğutucu basıncının belirlenmesine yönelik yapmış olduğu çalışmada literatürde optimum gaz soğutucu basıncı belirlenirken sabit bir gaz soğutucu çıkış sıcaklığı kabulünün yapıldığını ancak bu sıcaklığın sıkıştırma etkisi ile değiştiğini belirtmiştir ve optimum gaz soğutucu basıncının belirlenmesine yönelik sıkıştırma etkisini de içeren bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. Simülasyon sayesinde kompresörün izentropik veriminin ve buharlaşma sıcaklığının optimum ısı reddetme basıncı üzerinde olumlu etkilere sahip olduğunu, ancak aşırı ısınma derecesinin olumsuz etkisi olduğunu belirlemiştir. Bunun sonucunda optimum basıncın belirlenmesine yönelik giriş ve çıkış suyu sıcaklığı, soğutucu akışkan buharlaşma sıcaklığı ve aşırı kızdırma derecesi, sıkışma sıcaklığı farkı parametrelerine bağlı yeni bir korelasyon ortaya koymuştur [50].

Yang vd., CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı otomobil klima sisteminde kullanılmak üzere Dağıtılmış Parametre Modeli (DPM) ve Genetik algoritma (GA) kombinasyonuna dayalı olarak mikro kanallı gaz soğutucu modeli için çok değişkenli bir regresyon yöntemi önermiştir ve korelasyon katsayılarını ve ortalama kare hatalarını dikkate alan tahmin modeli oluşturmuşlardır. Modelin doğruluğunu test etmek için deneysel veriler toplamışlardır. Geliştirdiği modeli, deneysel verilerle karşılaştırdığında maksimum 1,2 °C ve 2 kPa sapma ile soğutucu çıkış sıcaklığını ve basınç düşüşünü belirlemişlerdir [51].

Sian and Wang, ısı pompası ile giysi kurutma uygulamaları için CO<sub>2</sub> ve R-134a'nın performansını karşılaştırmak üzere teorik bir simülasyon modeli geliştirmişlerdir.

CO<sub>2</sub>'li kurutucunun R-134a'lı kurutucudan sırasıyla 15 °C ve 6 °C'ye kadar daha yüksek tambur çıkış havası ve giysi sıcaklıkları verdiğini belirlemişlerdir. Ayrıca, özgül nem alma oranı ve performans katsayısında % 13 ve % 8'lik artış sağladığını ve kuruma süresini % 15 azalttığını göstermişlerdir [52].

Yu vd., CO<sub>2</sub>, R41 ve çeşitli CO<sub>2</sub>/R41 karışımlarının otomobil klima ve ısı pompası sistemlerinin performansı üzerindeki etkilerini incelemeye yönelik yaptığı çalışmada optimum şarj miktarında, saf CO<sub>2</sub>'li sistemin ısıtma ve soğutma modlarındaki performans katsayısının, R41 kütle oranlarını artırarak, sırasıyla maksimum% 14,5 ve% 25,7'ye kadar iyileştirilebileceğini göstermişlerdir. Ayrıca hem ısıtma hem de soğutma modlarında genel sistem çalışma basıncının, gaz soğutucu çıkış sıcaklığının ve yüksek ve düşük taraf basınç düşüşlerinin, R41'in kütle oranı % 0'dan % 100'e yükseldiğinde önemli ölçüde azaldığını ortaya koymuşlardır. İlave olarak deneysel verilere dayanarak, verilerden  $\pm$ % 5 sapma gösteren transkritik CO<sub>2</sub>/R41 döngüsü için optimum yüksek taraf basıncının bir korelasyonu geliştirmişlerdir [53].

Nguyen vd., direk genleşmeli toprak kaynaklı CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompasında ısıtma modunda ara ısı değiştiricinin sistem performansı üzerindeki etkisi anlık enerji simülasyonları ile değerlendirilmiştir. Sonuç olarak aynı çalışma şartlarında ara ısı değiştiricili sistemin ara ısı değiştirici kullanılmayan sistemden % 22 daha yüksek performans katsayısına sahip olduğunu göstermişlerdir [54].

Rampazzo vd., transkritik ve subkritik koşullarda çalışan tek kademeli CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı hava soğutmalı ticari soğutma tesisi ve değişken su akışlı ısı pompası su ısıtma çevriminde kompresör ünitelerinin enerji tasarruflu çalışmasını deneysel bir bakış açısıyla incelemişlerdir. Özellikle, sistem performansını en üst düzeye çıkaran emme basıncı ayar noktasını belirlemek için ekstremum arama kontrol (ESC) şeması tasarlamışlar, uygulamışlar ve test etmişlerdir. Farklı çalışma koşulları altında birtakım deneysel testler gerçekleştirilmişler ve elde ettikleri sonuçları literatürde iyi bilinen Liao'nun korelasyonu ile karşılaştırmışlardır. Hava soğutmalı ticari soğutma uygulamasında, ESC tarafından sağlanan optimum emme basıncı ve COP'nin Liao'nun korelasyonu yoluyla elde edilenlere çok yakın olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca ısı pompası su ısıtma uygulamasında, ESC tarafından sağlanan performans

katsayısını Liao'nun korelasyonundan %6 daha yüksek olduğunu göstermişlerdir [55].

Wang vd., Pekin'de örnek bir konutun ısıtılmasında, daha yüksek performans alınmasını sağlamak amacıyla bir termal enerji deposu ile entegre edilmiş CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı transkritik bölgede çalışan ısı pompası sisteminin TRNSYS 17.0 paket simülasyon programı vasıtasıyla simülasyonunu yapmışlardır. Simülasyon sonuçlarına göre termal enerji deposu entegre edilmiş sistemde ısıtma kapasitesi ve enerji tüketiminin termal enerji deposu olmayan sisteme göre sırasıyla % 21 ve % 24 oranında azaldığını, böylece mevsimsel ısıtma performans faktöründe % 4 oranında artış gerçekleştiğini belirtmişlerdir. Ayrıca termal enerji depolu sistemin düşük sıcaklıkları için radyatörle konut ısıtma uygulamalarında daha iyi performans gösterdiğini kanıtlamışlardır [56].

Purjam ve Goudarzi, biri genişleme vanalı, diğeri genişleme türbinli olmak üzere iki subkritik CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompası sisteminin enerji ve ekserji analizini yapmışlardır. Enerji analizine göre dış ortam sıcaklığının -30 C ve - 40 C olduğu şartlarda genişleme vanalı sistemin performans katsayılarını sırasıyla 4,6 ve 3,6 olarak, genişleme türbinli sistemin ise sırasıyla 4,9 ve 3,9 olarak belirlemişlerdir. Enerji analizine göre ise genişleme türbinli sistemin ekserji yıkım miktarının genişleme vanalı sistemin ekserji yıkım miktarının yarısı kadar olduğunu göstermişlerdir [57].

Literatürde farklı evaporatör ve kondenser debilerinde ve sıcaklıkları gibi farklı çalışma koşullarında CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompasının performansının incelenmesine yönelik deneysel çalışma konusunda yeterli düzeyde çalışma olmadığı görülmüştür. Literatürdeki bu eksikliğin giderilmesine yönelik bu çalışmada, sudan suya CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırırmalı bir ısı pompası sistemi tasarlanarak, kurulan deney düzeneğinde farklı kondenser ve evaporatör su giriş sıcaklıkları ile farklı kondenser ve evaporatör su debilerinde deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneylerde; deney düzeneğindeki ısı pompası üzerinde basınç, sıcaklık, debi ve güç gibi parametreler ölçülmüş, deney verileri kullanılarak ısı pompasının enerji,

ekserji ve termoekonomik analizleri gerçekleştirilerek farklı çalışma koşullarının ısı pompası performansına etkisi incelenmiştir.





## BÖLÜM 3

### SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

Soğutucu akışkanlar, ısıtma ve soğutma çevrimlerinde ısının bir noktadan başka bir noktaya aktarılmasında ısı taşıma görevini üstlenen bir iş akışkanıdır. Normal şartlar altında soğutucu akışkanlar gaz fazında bulunurlar. İçine konuldukları sistemin çalışma şartlarına göre sıvı ve gaz fazı arasında geçiş yaparlar. Bu sebeple soğutucu gaz olarak değil soğutucu akışkan ya da soğutkan olarak adlandırılırlar. Isı taşıma işlemini de faz değişimi sayesinde gerçekleştirirler.

Soğutucu akışkanlardan beklenen özellikler aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

1. Az bir enerji sarfıyatı ile daha fazla soğutma yapabilmelidir.
2. Buharlaşma ısı değeri yüksek seviyelerde olmalıdır.
3. Buharlaşma basınç değeri yüksek seviyelerde olmalıdır.
4. Yoğuşma basınç değeri düşük seviyelerde olmalıdır.
5. Yüzey gerilmesi ve viskozite değeri düşük seviyelerde olmalıdır.
6. Kullanıldığı sistem içerisinde su buharı bulunması durumunda su buharı ile kimyasal etkileşime girmemelidir.
7. Kaçak durumlarında tespit edilebilir olmalıdır.
8. Kaçak durumlarında sağlık açısından zararlı olmamalıdır.
9. Kaçak durumunda havaya karışıp parlayıcı ve patlayıcı etki göstermemelidir.
10. Çalışma koşullarındaki sıcaklık ve basınç limitlerinde dahi özelliklerini kaybetmemeli, kararlı olmalıdır.
11. Elektrik açısından uygun olmalıdır.
12. Temini kolay ve ekonomik olmalıdır.
13. Ozon tabakası açısından zararsız olmalıdır.
14. Küçük kapasitelerde kullanıma da müsait olmalıdır.

15. Sistemdeki yağlayıcılarla kimyasal etkileşime girmemeli ve korozif etki göstermemelidir
16. Kritik basınç ve sıcaklık değerleri yüksek seviyelerde olmalıdır.
17. Emniyetli, güvenilir, depolanması, nakli ve sisteme doldurulması kolay olmalıdır [58].

### **3.1. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN SINIFLANDIRILMASI**

Soğutucu akışkanları üç ana grupta sınıflamak mümkündür [58].

1. Kloroflorokarbonlar (CFC)
2. Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC)
3. Hidroflorokarbonlar (HFC)

#### **3.1.1. Kloroflorokarbonlar (CFC)**

CFC grubu soğutucu akışkanlar yanıcı ve zehirleyici olmamaları, kararlı yapıları ve iyi ısı özellikleri sebebiyle soğutma sektöründe oldukça uzun bir müddetçe kullanılmıştır. Ancak bu gazların küresel ısınma potansiyelleri yüksek seviyelerdedir. Atmosferde 75 ile 120 yıl gibi oldukça uzun bir süre bozulmadan kalabilmektedir. Pratikte en fazla kullanılanları R11, R12 ve R114 gazlarıdır [58].

#### **3.1.2. Hidrokloroflorokarbonlar (HCFC)**

CFC'lerin ozon tabakasına etkisi üzerine geliştirilmişlerdir. İçeriğinde bulunan klor, ozon ile kimyasal etkileşime girer ancak ozon tabakasına CFC'ler kadar çok zarar vermezler. Bileşiminde bulunan hidrojen nedeniyle kararlılık düzeyleri düşüktür. Bu nedenle atmosferde 15 ile 20 yıl gibi kısa bir süre bozulmadan kalabilirler. Pratikte en fazla kullanılanları R22, R124 ve R123 gazlarıdır [58].

### 3.1.3. Hidroflorokarbonlar (HFC)

HFC'lerin bileşiminde klor olmamasından dolayı ozon tabakasına etkisi yoktur. Ancak küresel ısınmaya olumsuz etkileri mevcuttur [58]. Çizelge 3.1'de ASHRAE (American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers) yani Amerikan Isıtma Soğutma ve Havalandırma Mühendisleri Birliği'nin belirlediği soğutucu akışkanlara ait standartlar verilmiştir.

Çizelge 3.1. Soğutucu akışkanlara ait ASHRAE standartları [59].

	Kimyasal İsmi	Formül	Soğ. No	Kimyasal İsmi	Formül
<b>METAN SERİSİ</b>			<b>ETAN SERİSİ</b>		
R10	Karbon tetra klorür	CCL <sub>4</sub>	R110	Hegzakloretan	CCL <sub>3</sub> CCL <sub>3</sub>
R11	Tri klor flor metan	CCL <sub>3</sub> F	R111	Penta klor flor etan	CCL <sub>3</sub> CCL <sub>2</sub> F
R12	Diklordiflormetan	CCL <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	R112	Tetra klor di flor etan	CCL <sub>2</sub> FCCL <sub>2</sub> F
R12B1	Brom klor di flor metan	CBrClF <sub>2</sub>	R112a	Tetra klor di flor etan	CCL <sub>3</sub> CCLF <sub>2</sub>
R12B2	Dibromdiflormetan	CBr <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	R113	Tri klor tri flor etan	CCL <sub>2</sub> FCCLF <sub>2</sub>
R13	Klor tri flor metan	CCLF <sub>3</sub>	R113a	Tri klor tri flor etan	CCL <sub>3</sub> CF <sub>3</sub>
R13B1	Brom tri flor metan	CBrF <sub>3</sub>	R114	Di klor tetra flor etan	CCl <sub>2</sub> CCLF <sub>2</sub>
R14	Karbon tetra flor	CF <sub>4</sub>	R114a	1,2-dikloro1,1,2,2-tetraflor etan	CCl <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>
R20	Kloroform	CHCL <sub>3</sub>	R114B2	1,2-dibrom-1,1,2,2-tetrafloretan	CBrF <sub>2</sub> CBBrF <sub>2</sub>
R21	Di klor flor metan	CHCLF <sub>2</sub>	R115	Klorpenta flor etan	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>
R22	Klor di flor metan	CHCCLF <sub>2</sub>	R116	Hegza flor etan	CF <sub>3</sub> CF <sub>3</sub>
R22B1	Brom di flor metan	CHBrF <sub>2</sub>	R120	Pentakloretan	CHCl <sub>2</sub> CCL <sub>3</sub>
R23	Triflormetan	CH <sub>2</sub> CL <sub>2</sub>	R123	2,2-dikloro1,1,1-triflor etan	CHCl <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>
R30	Metilenklorür	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	R123a	1,2-dikloro1,1,2-triflor etan	CHClFCCLF <sub>2</sub>
R31	monoflormetan	CH <sub>3</sub> F	R124	2-kloro1,1,1,2-tetraflor etan	CHClFCF <sub>3</sub>
R32	Di flor metan (21etalflorit)	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	R124a	1-kloro1,1,2,2-tetraflor etan	CHF <sub>2</sub> CClF <sub>2</sub>
R40	Klormetan (21etalklorit)	CH <sub>3</sub> Cl	R125	Pentafloretan	CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>
R41	Flor metan (meilflorit)	CH <sub>3</sub> F	R133a	2-kloro1,1,1-triflor etan	CH <sub>2</sub> ClCF <sub>3</sub>
R50	Metan	CH <sub>4</sub>	R134a	Tetrafloretan	CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F
<b>PROPAN SERİSİ</b>			R140a	Trikloretan (21etalkloroform)	CH <sub>3</sub> CCl <sub>3</sub>
R216ca	1,3-dikloro1,1,2,2,3,3-hegza	CCLF <sub>2</sub> CF <sub>2</sub> CClF <sub>2</sub>	R141b	1,1-dikloro1,1-flor etan	CCL <sub>2</sub> FCH <sub>3</sub>
R218	Okta flor propan	CF <sub>3</sub> CF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	R142b	1-kloro1,1-diflor etan	CClF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>
R245cb	1,1,1,2,2-penta flor propan	CF <sub>3</sub> CF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	R143a	1,1,1-triflor etan	CF <sub>3</sub> CH <sub>3</sub>
290	Propan	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	R150a	1,1-diklor etan	CHCl <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>
<b>SIKLİK ORGANİK BİLEŞİKLER</b>			R152a	1,1-diflor etan	CHF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>
C316	1,2-dikloro1,2,3,3,4,4-hagza	C <sub>4</sub> Cl <sub>2</sub> F <sub>6</sub>	R160	Kloretan (etilkolrit)	CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> Cl
C317	Klorhepta flor siklobütan	C <sub>4</sub> ClF <sub>7</sub>	R170	Etan	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>
C318	Okta flor siklobütan	C <sub>4</sub> F <sub>8</sub>			
<b>ZEOTROP KARIŞIMLAR</b>			<b>AZEOTROP KARIŞIMLAR</b>		
Soğ. No	İsmi/Oranı		Soğ. No	İsmi/Oranı	
R401A	R22/152a/124 (53/13/34)		R500	R12/152a (74.8/26.2)	
R401B	R22/152a/124 (61/11/28)		R501	R22/12 (75/25)	
R401C	R22/152a/124 (33/15/52)		R502	R22/115 (48.8/51.2)	
R402A	R125/290/22 (60/2/38)		R503	R23/13 (40.1/59.9)	
R402B	R125/290/22 (38/2/60)		R504	R32/115 (48.2/51.8)	
R403A	R290/22/218 (5/75/20)		R505	R12/31 (78/22)	
R403B	R290/22/218 (5/56/39)		R506	R31/114 (54.1/44.9)	
R404A	R125/143a/134a (44/52/4)		R507A	R125/143a (50/50)	
R405A	R22/152a/142b/C318 (45/7/4.5/42.5)		R508A	R23/116 (39/61)	
R406A	R22/600a/142b (55/4/41)		R508B	R23/116 (46/54)	
R407A	R32/125/134a (20/40/40)		R509A	R22/218 (44/56)	
R407B	R32/125/134a (10/70/20)		<b>İNORGANİK BİLEŞİKLER</b>		
R407C	R32/125/134a (23/25/52)		R702	Hidrojen H <sub>2</sub>	
R407D	R32/125/134a (15/15/70)		R704	Helyum He	
R408A	R125/143a/22 (7/46/47)		R717	Amonyak NH <sub>3</sub>	
R409A	R22/124/142b (60/25/15)		R718	Su H <sub>2</sub> O	
R409B	R22/124/142b (65/25/10)		R720	Neon Ne	

Çizelge 3.1 (devam ediyor).

R410A	R32/125 (50/50)	R728	Azot N <sub>2</sub>
R410B	R32/125 (45/55)	R732	Oksijen O <sub>2</sub>
R411A	R1270/22/152a (1,5/87,5/11)	R740	Argon Ar
R411B	R1270/22/152a (3/94/3)	R744	Karbondioksit CO <sub>2</sub>
R412A	R22/218/142b (70/5/25)	R744A	Azotdioksit N <sub>2</sub> O
<b>HİDROKARBONLAR</b>		R764	Kükürtdioksit SO <sub>2</sub>
R600	Bütan CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>	<b>AZOT BİLEŞİKLERİ</b>	
R600a	İzo-bütan CH (CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub>	R630	Metilamin CH <sub>3</sub> NH <sub>2</sub>
<b>OKSİJEN BİLEŞİKLERİ</b>		R631	Etilamin C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> NH <sub>2</sub>
R610	Etileter C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OC <sub>2</sub> H <sub>5</sub>		
R611	Metil format HCOOCH <sub>3</sub>		

### 3.2. SOĞUTUCU AKIŞKANLARIN ÇEVRESEL ETKİLERİ

Teknolojik gelişmelere paralel olarak iklimlendirme soğutma sistemlerinin kullanımı her geçen gün artmaktadır. Bu durum daha fazla soğutucu akışkan kullanılması anlamına gelmektedir. Yaşam kalitesini ve konforunu arttıran bu sistemlerde kullanılan soğutucu akışkanların çevre üzerinde bir takım olumsuz etkileri söz konusudur. Soğutucu akışkanlar kaçak durumunda havaya karıştıklarında içeriğinde bulunan klor atomu Stratosfer'in üst kısmında yer alan kimyasal formülü O<sub>3</sub> olan, ozon olarak adlandırılan tabakadan bir oksijen atomunu koparır ve ozonun oksijen molekülüne dönüşmesine neden olur. Normalde oksijen molekülü stratosferin üzerine çıktığında ultraviyole güneş ışınlarının etkisiyle tekrar ozona dönüşür ancak tek bir klor atomu yüzbin ozon molekülünün oksijen molekülüne dönüşmesine sebep olduğu için doğal ozon-oksijen döngüsü tamamlanamadan çok hızlı bir şekilde ozon derişimi azalmış olur. Bunun sonucunda Dünya güneşten gelen zararlı ultraviyole ışınlar direkt olarak maruz kalır ve atmosferin sıcaklığında da artış meydana gelir. Bu durum ilk defa 1974 yılında Malina Rowland teorisinde ortaya atılmış, 1985 yılında NASA'ya ait bir uydudan alınan bilgilerle kanıtlanmıştır. Bunun üzerine bilim insanları Antartika kıtasında giderek buzullardan ve ultraviyole ışıklardan ölçümler yaparak ozon tabakasının delindiğini ortaya çıkarmışlardır [60].

Bu gelişmelerin üzerine 20 ülke Birleşmiş Milletler Çevre Programı (UNEP) önderliğinde 1985 yılında Viyana Kongresi'ni gerçekleştirmiştir ve duruma ilişkin tedbirlerin alınması hususunda fikir birliğine varmıştır. Viyana kongresi uluslararası alanda bu hususta gerçekleştirilen ilk anlaşma olması açısından önemlidir. 1987 yılında Kanada'nın Montreal kentinde 27 ülke tarafından ozon tabakasına zarar veren

maddeler kabul edilmiş ve tarihsel sıraya göre Londra (1990), Kopenhag (1992), Viyana (1995), Motreal (1997) ve Beijing (1999) olmak üzere 5 defa değişikliğe uğramıştır. Türkiye de 1991 yılında Montreal Protokülü'ne dahil olmuştur. Montreal Protokolü bu alanda yapılmış olan en geniş katılımlı (yaklaşık 196 ülke) ve en başarılı anlaşmadır [58]. Japonya'nın Kyoto kentinde 1997 yılının Aralık ayında Motreal Protokolünün devamı niteliğinde olan Kyoto Protokolü imzalanmıştır. Bu protokole göre protokole katılan 38 gelişmiş ülke 2008-2012 arasındaki sera gazı salınımlarını 1990 yılı değerlerinin % 5,2'nin altına çekeceklerini taahhüt etmiştir. Gelişmekte olan ülkelerden bu taahhüt istenmemiş ancak salınım alışverişi yasaklanmıştır [61]. Türkiye 2004 yılında Kyoto Protokolüne dahil olmuştur. Bu kapsamda yapılan en son uluslararası anlaşma ise Paris İklim Anlaşması'dır. Birleşmiş Milletler İklim Değişikliği Çerçeve Sözleşmesi çerçevesinde sera gazı salınımlarını azaltmaya yönelik tedbirleri ihtiva eden bir anlaşmadır ve 4 Kasım 2016 tarihinde yürürlüğe girmiştir. Türkiye 22 Nisan 2016 da 175 ülke temsilcinin katıldığı New York'taki imza töreninde imza altmıştır.

### **3.2.1. Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP, Ozone Depleting Potential)**

Soğutucu akışkanın ozon tabakasının delinmesi yönündeki etkisini gösteren sayısal bir değerdir. Bağlı bir ifadedir. Referans soğutucu akışkanı olarak R11 baz alınmıştır ve ODP değeri 1,0 olarak belirlenmiştir. Bir diğer ifadeyle ODP, R11 haricindeki bir soğutucu akışkanın ozona vermiş olduğu zararın aynı kütledeki R11 soğutucu akışkanının vermiş olduğu zarara oranıdır.

### **3.2.2. Küresel Isınma Potansiyeli (GWP, Global Warming Potential)**

Bir maddenin atmosfere karışması durumunda küresel ısınmaya sebep olan potansiyel etkisini ifade eden bağlı ve sayısal bir değerdir. Referans olarak CO<sub>2</sub> (R744) baz alınmıştır. Yani kütlesi 1 kg olan CO<sub>2</sub>'nin 100 yıllık periyotta küresel ısınmaya etkisi 1.0 olarak kabul edilmiştir. Bir diğer ifadeyle GWP, CO<sub>2</sub> haricindeki bir soğutucu akışkanın küresel ısınmaya etkisinin aynı kütledeki CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanının vermiş olduğu etkiye oranıdır. Çizelge 3.2'de çok kullanılan bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri verilmiştir.

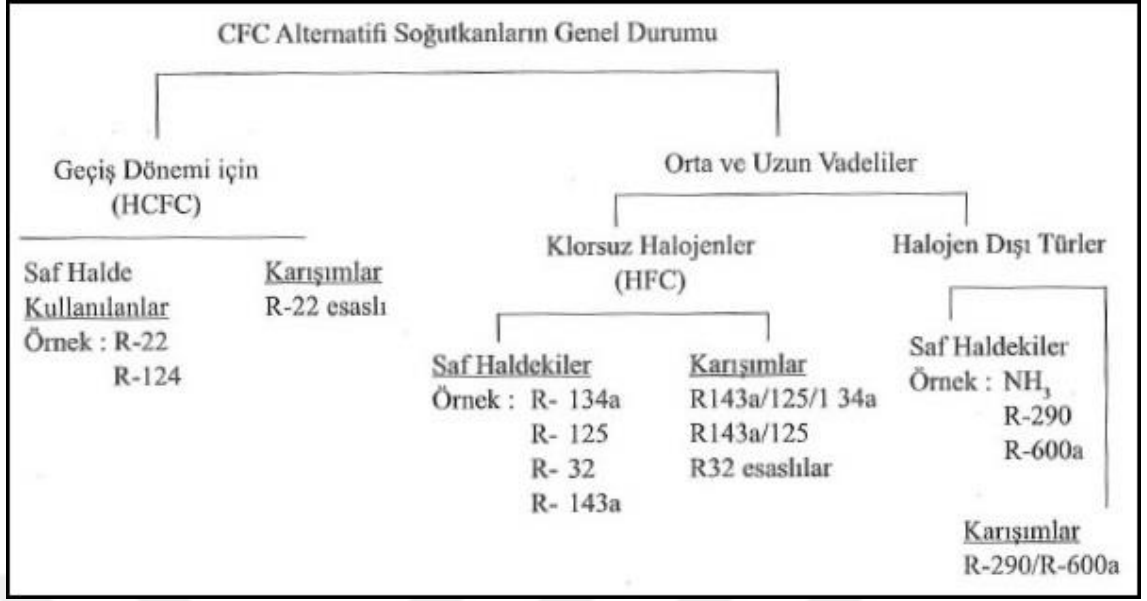
Çizelge 3.2. Çok kullanılan bazı soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri [13].

Soğutucu Akışkan	Soğutucu Akışkan Sınıfı	ODP	GWP
R11	CFC	1	4600
R12	CFC	0,82	10600
R22	HCFC	0,034	1700
R 134a	HFC	0	1300
R 410A	HFC	0	1980
R 404A	HFC	0	3780
R 407C	HFC	0	1650
R 507A	HFC	0	3850
R 744 (CO <sub>2</sub> )	DoğalAkışkan	0	1
R 717 (NH <sub>3</sub> )	DoğalAkışkan	0	<1

**ODP:** R11 için 1 kabul edilmiştir. **GWP:** CO<sub>2</sub> için 1 kabul edilmiştir.

Çizelge 3.2'ye bakıldığında CFC türü soğutucu akışkanların ODP değerlerinin düşük olduğu ancak GWP değerlerinin yüksek olduğu göze çarpmaktadır. HFC türü soğutucu akışkanların genel olarak ODP değerinin sıfır olduğu ancak GWP değerlerinin CFC'lere göre düşük olmasına rağmen yine de yüksek seviyelerde olduğu göze çarpmaktadır.

Çevresel etkilerinden dolayı uluslararası antlaşmalar gereği insanlar CFC türü soğutucu akışkanlara alternatif soğutucu akışkan arayışı içerisine girmişlerdir. Şekil 3.1'de CFC alternatifi soğutucu akışkanların genel durumu verilmiştir [62].



Şekil 3.1. CFC alternatifi soğutucu akışkanların genel durumu [62].

Bazı kaynaklarda “Mineral Soğutucu Akışkanlar” bazı kaynaklarda da “Doğal Soğutucu Akışkanlar” olarak nitelendirilen CO<sub>2</sub> (R744) ve NH<sub>3</sub> (R717) gibi soğutucu akışkanlar, soğutma tarihi sürecinin başlarında yaygın olarak kullanılırken sonraki zamanlarda yerini CFC, HCFC, HFC grubu gazlara bırakmıştır. Bu gazların çevresel etkileri gözönüne alındığında NH<sub>3</sub> ve CO<sub>2</sub> çözüme yönelik önemli soğutucu akışkanlar olarak tekrar karşımıza çıkmaktadır. NH<sub>3</sub>, soğutucu akışkanı soğutmanın ilk zamanlarından beri ısıl özelliklerinden dolayı hala yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak yanıcı, zehirleyici olması ve bakır ile kimyasal etkileşime girdiğinden dolayı çelik borulama sistemi kullanılması zorunluluğu gibi dezavantajları mevcuttur.

### 3.3. CO<sub>2</sub> SOĞUTUCU AKIŞKANI

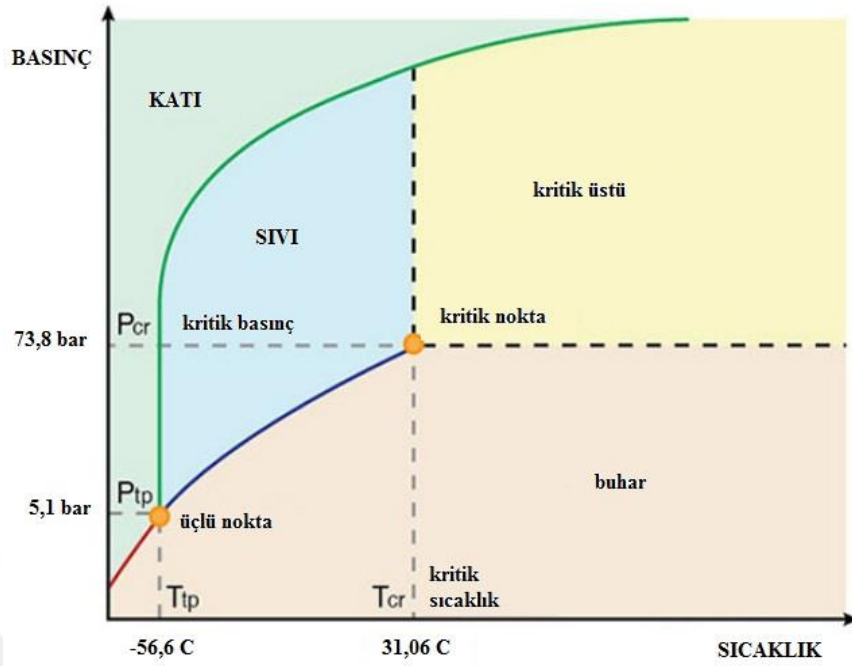
Karbondioksidin soğutucu akışkan olarak kullanımı ilk defa 1850 yılında Alexander Twining tarafından ortaya atılmıştır. 1880'lerde soğutucu akışkan olarak deniz endüstrisinde o zamana kadar kullanılan açık devre hava döngüsü sistemlerinden çok daha etkili ve aynı zamanda daha güvenilir olması sebebiyle rağbet görmüştür. 1928'den sonra kloroflorokarbonların kullanımlarının yaygınlaşmaya başlamasıyla kullanımı giderek azalmış, 20. yüzyılın ortasında neredeyse tamamen son bulmuştur. 20. yüzyılın son çeyreğinde ise kloroflorokarbonların ve türevlerinin çevresel

zararları ortaya çıktığında uluslararası anlaşmalar çerçevesinde tekrar popüler olmaya başlamıştır. 1990 yılı karbondioksitin soğutucu akışkan olarak kullanımı yönünden milat sayılmaktadır. Çünkü öncesinde karbondioksitli soğutma çevrimi günümüzde yaygın olarak kullanılan CFC ve türevlerinin kullanıldığı soğutma çevrimleri gibi kritik nokta altında çalışmaktaydı ve bu durum düşük kritik nokta sıcaklığına (31,06 °C) buna rağmen yüksek basınç değerine sahip karbondioksitin kullanım alanına kısıtlamalar getirmekteydi. 1990 yılında Prof. G. Lorentzen tarafından gerçekleştirilen kritik nokta üstü çevrim ile bu problem ortadan kalkmış oldu [28].

### **3.3.1. CO<sub>2</sub>'nin Termofiziksel Özellikleri**

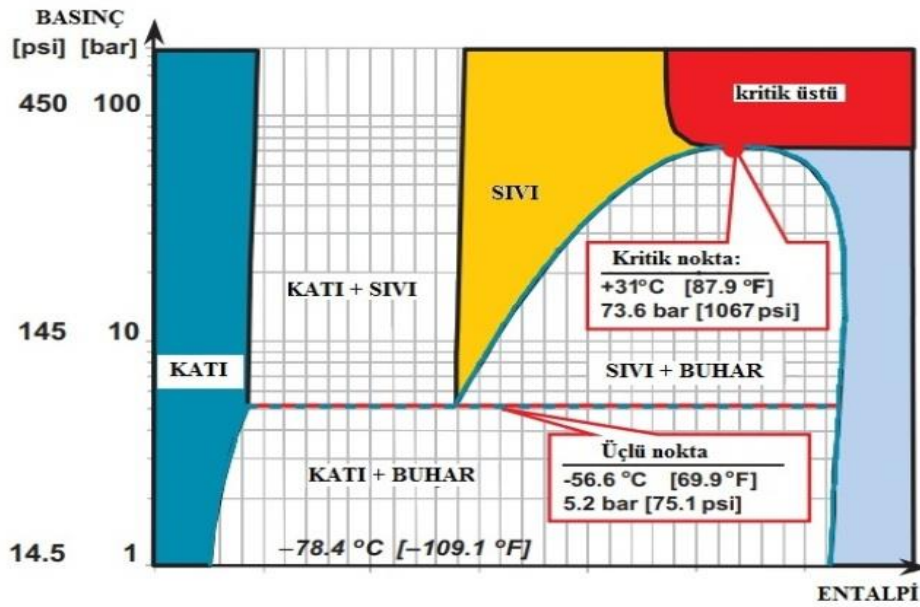
Soğutucu akışkanın termofiziksel özellikleri dizayn edilecek olan soğutma ya da ısı pompası sisteminin çalışma sınırlarını da belirlediği için önemlidir. CO<sub>2</sub>, günümüzde yaygın olarak kullanılan CFC ve türevi soğutucu akışkanlardan birtakım özellikleri ile ayrılmaktadır. CO<sub>2</sub>'nin en belirgin özelliği yaklaşık 31,06 °C gibi düşük kritik nokta sıcaklığı ve yaklaşık 73,8 bar gibi yüksek kritik basınca sahip olmasıdır. Bu özellikler CO<sub>2</sub> ile çalışması düşünülen sistemlerde hem üretim aşamasında hem de sistemin çalışma sınırlarında birtakım zorluklar meydana getirmektedir. CO<sub>2</sub>'nin kullanımını sınırlayan bir diğer özelliği ise -56,6 °C ve 5,1 bar basınç değerindeki üçlü noktasıdır [5]. Şekil 3.2'de CO<sub>2</sub> faz diyagramı, Şekil 3.3'de CO<sub>2</sub>'nin lnP-h diyagramı görülmektedir.





Şekil 3.2. CO<sub>2</sub>'nin faz diyagramı [5].

CO<sub>2</sub>'nin faz diyagramına bakıldığında üçlü noktada katı, sıvı ve gaz fazlar denge halindedir. Bu noktadan kritik noktaya gidildiğinde sıvı ve gaz fazlarının özgül ağırlıkları eşit hale gelir. Yani kritik üstü bölgede karbondioksit artık süperkritik faz adı verilen yeni bir faza sahip olur [5].



Şekil 3.3. CO<sub>2</sub>'nin Ln P-h diyagramı [5].

Çizelge 3.3'ten görüldüğü üzere, CO<sub>2</sub>'nin amonyak haricindeki diğer soğutucu akışkanlara göre daha düşük vizkozite, daha yüksek ısı kapasite, daha yüksek ısı iletkenlik ve daha yüksek buhar yoğunluğu değerlerine sahip olduğu görülmektedir [5].

Çizelge 3.3. Çok kullanılan bazı soğutucu akışkanların termofiziksel özellikleri [5].

Soğutucu Akışkan	Tkritik, (°C)	Pkritik, (bar)	SıvıFaz	Gaz Faz	Isıl	Hacimsel	Isıİletim	Dinamik
			Yoğunluğu ρ <sub>f</sub> , (kg/m <sup>3</sup> ) [a]	Yoğunluğu ρ <sub>g</sub> , (kg/m <sup>3</sup> ) [b]	Kapasite c <sub>p</sub> , (kJ/kg) [a]	Kapasite (kJ/m <sup>3</sup> ) [a]	Katsayısı k, (W/m.K) [a]	Viskozite μ, (mPa.s) [a]
<b>R 11</b>	198	44,1	1536,9	2,36	0,85	450,76	0,09	0,5
<b>R 12</b>	112	42,2	1400,1	17,185	0,93	2636,52	0,62	0,25
<b>R 22</b>	96,2	49,9	1285,7	20,41	1,16	4205,28	0,09	0,22
<b>R 134a</b>	101,1	40,6	1298,9	13,9	1,3	2773,75	0,09	0,27
<b>R 410a</b>	72,13	49,3	1175	28,82	1,5	6566,35	0,1	0,16
<b>R 404a</b>	72	37,3	1154,8	29,91	1,3	4953,99	0,07	0,18
<b>R 407c</b>	86,74	46,2	1240,8	18,86	1,4	3973,24	0,01	0,21
<b>R 507a</b>	70,6	37,05	1161,1	30,98	1,37	5055,32	0,072	0,18
<b>R744 (CO<sub>2</sub>)</b>	<b>31</b>	<b>73,7</b>	<b>934,26</b>	<b>94,148</b>	<b>2,5</b>	<b>22089,00</b>	<b>0,11</b>	<b>0,101</b>
<b>R717 (NH<sub>3</sub>)</b>	132,3	113,3	640,28	3,31	4,41	4192,51	0,56	0,172

Açıklamalar: [a] -1,1°C'deki doymuşsıvı; [b] -1,1°C'deki doymuşbuhar

American National Institute of Standarts and Technology (NIST)'nin yaptığı çalışmaya göre Çizelge 3.4'te CO<sub>2</sub>'nin subkritik bölgedeki fiziksel ve termodinamiksel özellikleri verilmiştir. Çizelgeden de görüleceği üzere, aynı doyma sıcaklıklarında CO<sub>2</sub>'nin doyma basıncının diğer soğutucu akışkanlara göre 10-20 kat daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu sebeple CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı, soğutma ve ısı pompasında kullanılacak ekipmanın bu basınç değerlerine dayanacak şekilde özel olarak imal edilmesi gerekmektedir [14].

Çizelge 3.4. CO<sub>2</sub>'nin fiziksel ve termodinamik özellikleri [5].

T	P	v <sub>f</sub>	v <sub>g</sub>	h <sub>f</sub>	h <sub>g</sub>	R	S <sub>f</sub>	S <sub>g</sub>
°C	Bar	dm <sup>3</sup> /kg	m <sup>3</sup> /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

### 3.3.2. CO<sub>2</sub>'nin Güvenirliliği

Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar zehirli olma durumu açısından A sınıfı ve B sınıfı olmak üzere 2 gruba ayrılır. A sınıfı, konsantrasyonu 400 ppm'e kadar olan soğutucu akışkanları içerir. B sınıfı ise 400 ppm'den daha yüksek konsantrasyona sahip soğutucu akışkanları kapsar. CO<sub>2</sub> zehirlilik yönünden A sınıfına dahildir [18]. Yanıcı olma durumu açısından ise soğutucu akışkanlar Sınıf 1, Sınıf 2, ve Sınıf 3 olmak üzere üç grupta sınıflandırılmaktadır. Sınıf 1, 101 kPa

basınç değerinde yani atmosfer basıncında 21 °C sıcaklıkta alevlenme testinde yanmayanları kapsar. Sınıf 2, 101 kPa basınç değerinde yani atmosfer basıncında 21 °C sıcaklıkta, 0,10 kg/m<sup>3</sup> özgül hacimde düşük yanma özelliği gösterenleri kapsar. Sınıf 3 ise, 101 kPa basınç değerinde yani atmosfer basıncında 21 °C sıcaklıkta, 0,10 kg/m<sup>3</sup> özgül hacimde yüksek yanma özelliği gösteren ve 19 kJ/kg değerinden daha büyük ısı açığa çıkarıcıları kapsar. CO<sub>2</sub> yanıcılık açısından Sınıf 1 grubundadır [18].

CO<sub>2</sub> her ne kadar zehirsiz grupta olsa da ortamdaki miktarına bağlı olarak insanlar üzerinde bazı fiziksel olumsuz etkilere neden olabilmektedir. Ortamdaki miktarı hacimce %2-3 seviyelerinde olduğunda nefes alıp verme hızlanır, az biraz baş ağrısı yapabilir. Bu sebeple Acil Yaşam ve Sağlık Tehlikesi konsantrasyonu %4, ölümcül konsantrasyonu %10 olarak belirlenmiştir. Pratikte bu değer %5 olarak kabul edilmektedir [18]. Çizelge 3.5'te çok kullanılan bazı soğutucu akışkanların güvenilirlik yönünden sınıflandırılması gösterilmiştir.

Çizelge 3.5. Çok kullanılan bazı soğutucu akışkanların güvenilirlik yönünden sınıflandırılması [18].

Soğutucu Akışkan	R 11	R 12	R 22	R 134a	R 410a	R 404a	R 407c	R 507a	R744 CO2	R 717 NH3
Zehirlilik	A	A	A	A	A	A	A	A	A	B
Yanıcılık	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2

### 3.3.3. CO<sub>2</sub>'nin Maliyeti

CO<sub>2</sub> yakıtların yanması sonucu ortaya çıkan bir ürün olduğu için temini ve üretimi basit ve maliyeti düşüktür. Çizelge 3.6'da çok kullanılan bazı soğutucu akışkanların 2016 yılı için maliyet değerleri gösterilmiştir [13].

Çizelge 3.6. Çok kullanılan bazı soğutucu akışkanların 2016 yılı maliyet değerleri (TL/kg) [13].

R 134a	R 404A	R 407C	R 410A	R 600	R 744 (CO <sub>2</sub> )	R 717 (NH <sub>3</sub> )
18,86	21,56	19,84	19,94	15,34	1,33	3,32

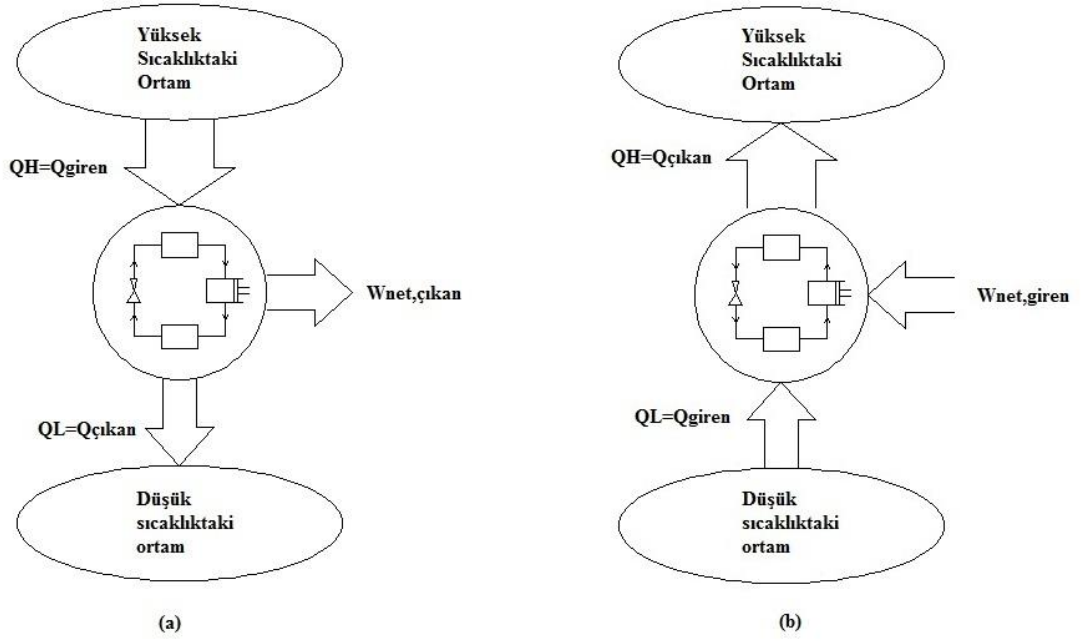
## BÖLÜM 4

### SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ VE ISI POMPALARI

Isı pompalarının çalışma prensibi, ısı makinası, carnot çevrimi, ters carnot çevrimi, soğutma çevrimi gibi temel bir takım termodinamik kavramların izah edilmesiyle mümkündür. Bu bölümde bu kavramlar detaylı bir şekilde açıklanacaktır.

#### 4.1. ISI MAKİNASI VE ISI POMPASI

Bir enerji türü olan ısı, sıcaklığın bir fonksiyonudur ve sıcaklığın yüksek olduğu ortamdan düşük olduğu ortama doğru doğal bir akış eğilimi gösterir. Bu akış sıcaklıklar eşitleninceye kadar devam eder. Yüksek sıcaklıktan düşük sıcaklığa doğru olan bu doğal ısı akışından faydalanarak iş elde eden sistemlere ısı makinası adı verilir. Isı makinasında amaç ısı akışından faydalı iş elde edebilmektir. Isı pompasında ise amaç ısıtmadır. Isıtma bir hacmin sıcaklığını istenilen sıcaklık değerine (konfor şartı  $T = 22 \text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ve  $\phi = \% 30 - \% 70$ ) çıkartma ve bu değerde sabit tutma işlemidir. Isıtma işlemi genellikle dış ortamın sıcaklığının konfor şartının altına düştüğü kış aylarında yapılır. Bu durumda ısıtılacak hacmin sıcaklığı, ısının çekileceği kaynaktan yüksek değerdedir. Yani ısının düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan çekilerek, yüksek sıcaklıktaki bir kaynağa aktarılması başka bir deyişle doğal ısı akışının tersine bir durum söz konusudur. Isı makinasında doğal ısı akışından iş elde etme durumu söz konusu iken, ısı pompasında doğal ısı akışını tersine çevirebilmek için sisteme dışarıdan iş vermek gerekir. Şekil 4.1'de ısı makinası ve ısı pompası prensip şeması verilmiştir.

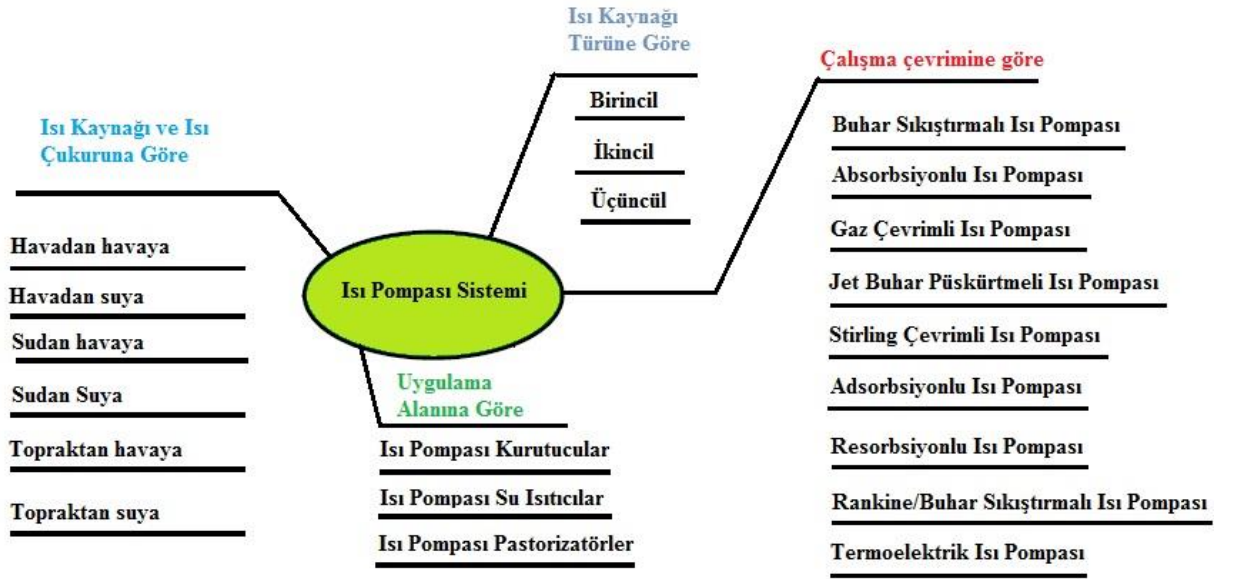


Şekil 4.1. Prensip şeması a) Isı makinası, b) Isı pompası [64].

Isı pompası ve soğutma makinası aynı çevrime göre yani ters Carnot çevrimine göre çalışır. Sistemde atılan ısıdan faydalanma durumu söz konusu olduğunda sistem ısı pompası, sistemde çekilen ısıdan faydalanma durumu söz konusu ise soğutma makinası adını alır. Her iki sistemi ısı makinasından ayıran en önemli husus düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa doğru ısı akışının olması ve dışarıdan iş verilerek bunun sağlanması durumudur.

## 4.2. ISI POMPALARININ SINIFLANDIRILMASI

Isı pompalarının pek çok uygulama alanı mevcuttur. Literatürde en çok karşılaşılan ısı pompası sınıflaması ısı kaynağı ve çalışma çevrimine göre yapılmaktadır. Isı kaynağına ve ısı çukuruna, kullanılan soğutucu akışkana, sistemde kullanılan çevrime, ısı pompasının kullanım amacına vb. pek çok değişkene göre sınıflandırılabilirler. Hatta herbir sınıflandırma basamağı kendi içinde de gruplara ayrılmaktadır [65]. Şekil 4.2'de ısı pompalarının ana başlıklar altında sınıflandırılması verilmiştir.



Şekil 4.2. Isı pompalarının ana başlıklar altında sınıflandırılması [65].

Şekil 4.2’den görüldüğü üzere ısı pompalarının oldukça çok kombinasyonu mevcuttur. Bir örnek vermek gerekirse, bir fabrikanın atık suyundan ısı çekilerek ürün kurutmada kullanılıyorsa, burada kurulu olan ısı pompası sistemi ısı kaynağı ve ısı çukuruna göre sudan havaya ısı pompası, ısı kaynağının türüne göre ikincil ısı pompası, uygulama alanına göre ısı pompası kurutucu tipindedir. Çalışma çevrimine göre ise herhangi birisi olabilir. Günümüzde çalışma şekline göre ısı pompalarından en çok buhar sıkıştırma ısı pompaları bir diğer ismi ile mekanik ısı pompaları kullanılmaktadır. Bunu absorpsiyonlu ısı pompası izlemektedir.

Bu çalışmada kullanılan ısı pompası sisteminin türü ise ısı kaynağı ve ısı çukuruna göre sudan suya, ısı kaynağı türüne göre birincil, uygulama alanına göre ısı pompası su ısıtıcısı, çalışma çevrimine göre ise buhar sıkıştırma ısı pompasıdır.

#### 4.2.1. Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

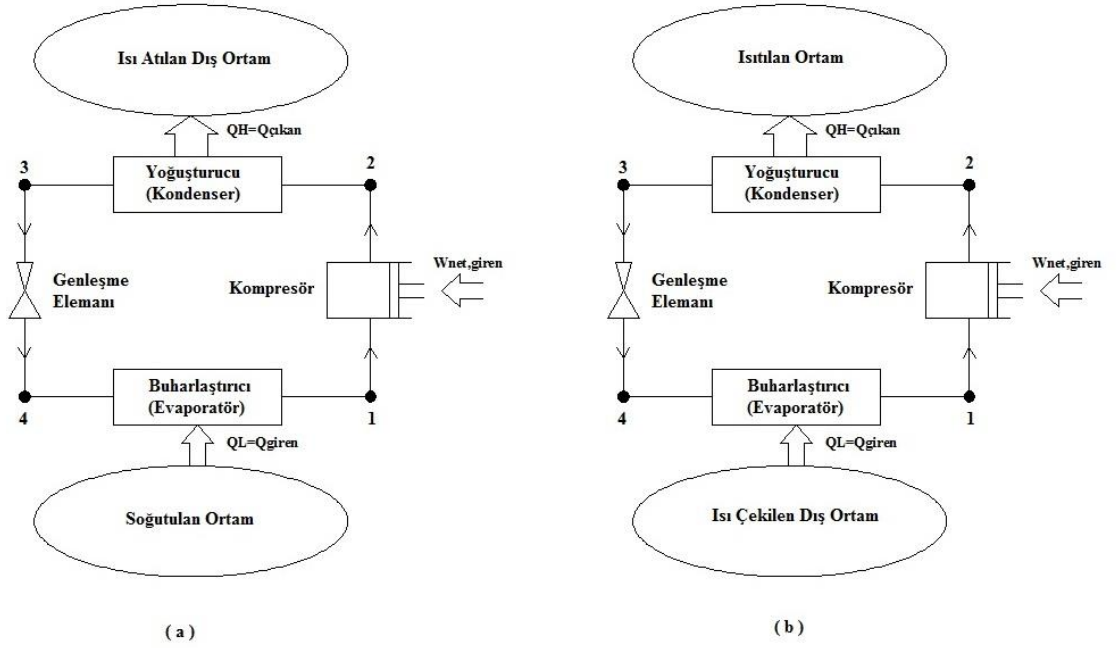
Buhar sıkıştırma (mekanik) soğutma çevrimi iki basınç bölgesinden oluşmaktadır. Bunlar alçak basınç bölgesi ve yüksek basınç bölgesidir. Kapalı sistem içindeki soğutucu akışkan bu iki basınç bölgesi içerisinde sıvı ve gaz fazı değişikliğine uğrar bu sayede ısı kaynağından ısı çekimi ve ısı çukuruna ısı atımı gerçekleşir. Bu iki

basınç bölgesi arasında çalışan buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi dört ana elemandan oluşur [58].

Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi Elemanları [58].

1. Kompresör
2. Kondenser (yoğuşturucu)
3. Genleşme Elemanı
4. Evaporatör (buharlaştırıcı)

Şekil 4.3'te buhar sıkıştırımlı soğutma makinası ve ısı pompası elemanları görülmektedir.



Şekil 4.3. Sistem elemanları a) soğutma makinası, b) ısı pompası [64].

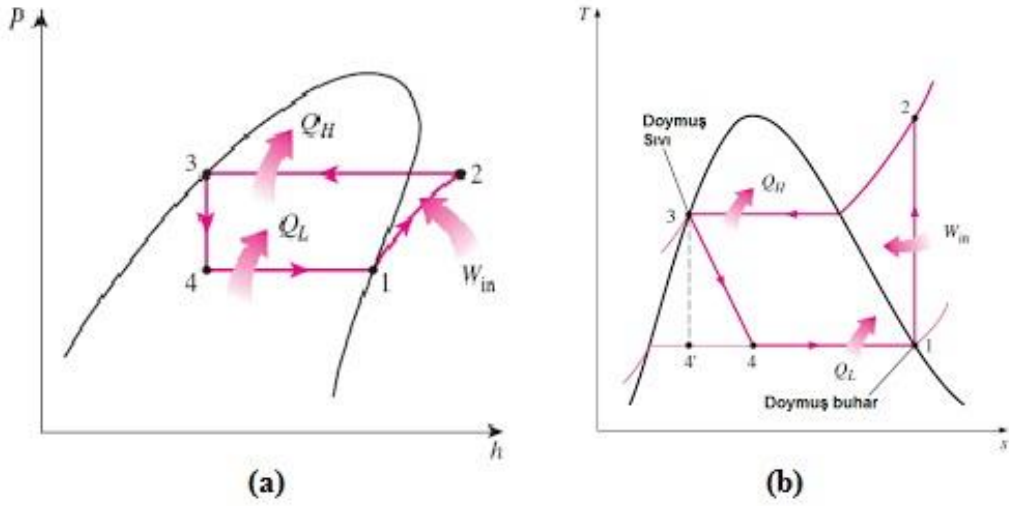
Sistem bu dört temel elemanla çalışır. Bunun haricinde sistemde, çalışma koşulları, müdahale durumları, kontrol ve güvenlik durumları, ölçüm durumları gibi sebeplerle manometre, çekvalf, sıvı tankı, akümülatör, gözetleme camı, basınç anahtarları, selenoid valf, termostat vb. gibi mekanik tesisat ve elektrik tesisat ekipmanlarından oluşan yardımcı elemanlar da bulunabilir.



#### 4.2.1.1. İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminde kompresör ve genişleme elemanı sistemdeki alçak ve yüksek basınç bölgelerinin sınırlarını belirler. Kompresör çıkışından genişleme elemanı girişine kadar olan bölüm yüksek basınç bölgesidir. Evaporatörden düşük basınçta gelen soğutucu akışkan kompresörde izentropik (sabit entropi) sıkıştırma işlemine tabi tutulur ve çıkışta basınç ve sıcaklık değeri artar. Kompresör çıkışında soğutucu akışkan kızgın buhar fazındadır. Kondensere yüksek basınç değerinde giren kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanın sıcaklığı çevreden yüksek olduğu için kondenserden çevreye doğru ısı atımı meydana gelir, bu esnada doymuş sıvı fazına döner. Ancak hala basıncı yüksektir. Genişleme elemanı doymuş sıvı fazında yüksek basınçla gelen soğutucu akışkanın basıncını kısımla ve tekrar genişleme prensibiyle düşürür. Genişleme elemanı çıkışında soğutucu akışkan spreyden çıkan parfüm gibi yani sıvı ve buhar fazı bileşiminde pülverize haldedir. Evaporatöre bu halde giren soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığından düşük basınç değeri de çevre basıncından yüksek ama yoğuşma basıncından düşük haldedir. Sıcaklığı çevre sıcaklığından düşük olduğu için çevreden evaporatöre ısı çekilir ve soğutucu akışkan tam olarak doymuş buhara dönüşür. Sistem istenilen soğutma ya da istenilen ısıtma sağlanıncaya kadar bu döngüyle çalışmaya devam eder. Bu şekilde çalışan soğutma çevrimine "İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi" adı verilir. Şekil 4.4'te ideal buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin T-s ve P-h diyagramları verilmiştir. Şekil 4.4'te numaralandırılmış kısımlardaki işlemler şu şekilde tanımlanır [64].

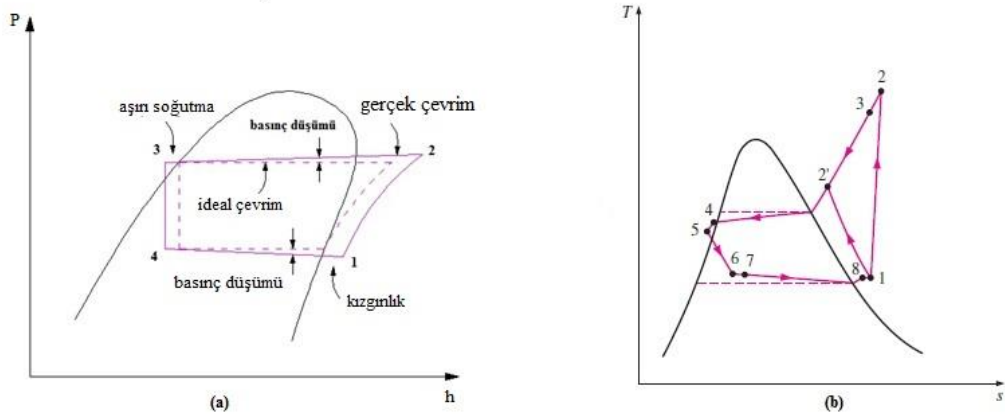
- 1 - 2 arası: Kompresörde sabit entropide sıkıştırma işlemi
- 2 - 3 arası: Kondenserde sabit sıcaklık ve basınçta yoğuşma işlemi
- 3 - 4 arası: Genişleme elemanında sabit entalpide basınç düşümü
- 4 - 1 arası: Evaporatörde sabit sıcaklık ve basınçta buharlaşma işlemi



Şekil 4.4. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi a) P-h diyagramı b) T-s diyagramı [64].

#### 4.2.1.2. Gerçek Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ideal çevrimden bazı yönleriyle farklılık gösterir. Bu farklılıklar gerçek çevrimde kullanılan elemanların tersinmezlikleri sebebiyle meydana gelir. Tersinmezlikler ise basıncın düşümüne sebep olan sürtünmeli akış ve sistemin çevreyle olan ısı alışverişinden kaynaklanır. Yani gerçek bir çevrimde sürtünme ve çevreye olan ısı transferi hiçbir zaman sıfıra indirilemeyeceği için ideal çevrime ulaşmak mümkün değildir [64]. Şekil 4.5'te gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi P-h ve T-s diyagramı verilmiştir.



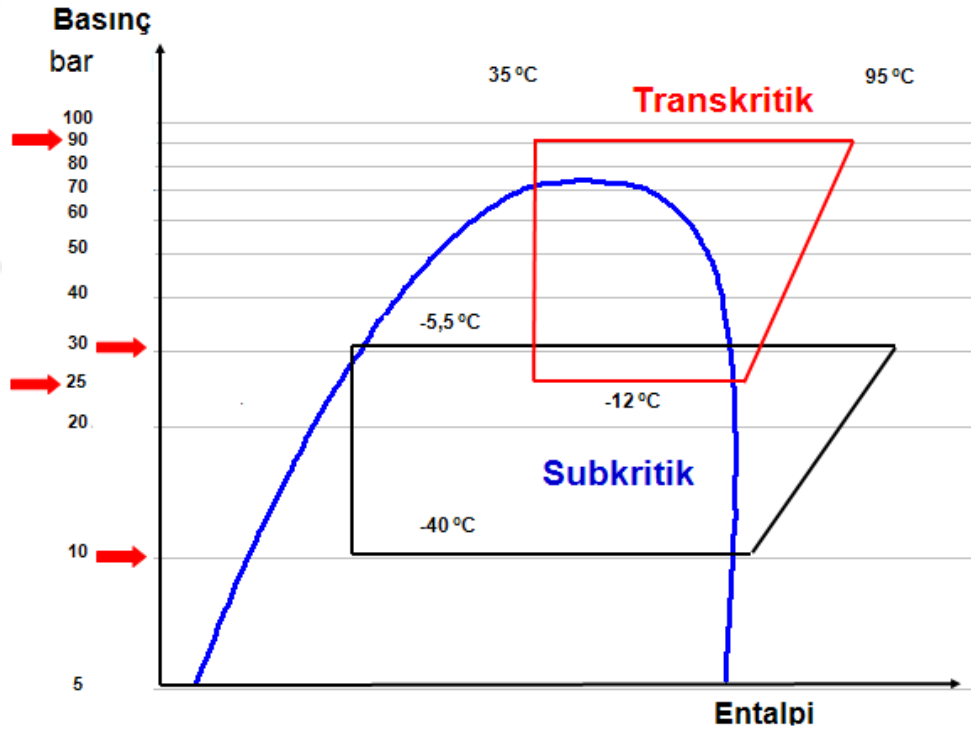
Şekil 4.5. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi a) P-h diyagramı b) T-s diyagramı [64].

### 4.3. CO<sub>2</sub> SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

Karbondioksitin soğutucu akışkan olarak kullanıldığı çevrimler subkritik ve transkritik olmak üzere genelde ikiye ayrılmaktadır. Sistemin transkritik ya da subkritik olması durumu ise çalışma koşulları belirlemektedir.

1. Subkritik Çevrim (kritik nokta altı)
2. Transkritik Çevrim (kritik nokta üstü)

Şekil 4.6'da CO<sub>2</sub>'ye ait P-h diyagramı üzerinde transkritik ve subkritik çevrim gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Subkritik ve transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi P-h diyagramı [61].

#### 4.3.1. Subkritik CO<sub>2</sub> Soğutma Çevrimi

Kritik noktanın altında çalışan çevrimlere "Subkritik Çevrim" adı verilir. Günümüzde neredeyse tüm soğutma çevrimleri kritik noktanın altında çalışmaktadır.

CO<sub>2</sub>'nin kullanıldığı bir soğutma çevrimi de bu bölgede çalışabilir. Ancak CO<sub>2</sub>'nin termofiziksel özellikleri gereği uygulama alanı oldukça kısıtlıdır. Çünkü CO<sub>2</sub>'nin kritik noktadaki basınç değeri yüksek (73,8 bar), sıcaklık değeri ise düşüktür (31,18 °C).

Kritik nokta altı CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı soğutma çevriminin iki türü bulunmaktadır.

1. Doğrudan genleşmeli subkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi
2. Kaskad subkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi

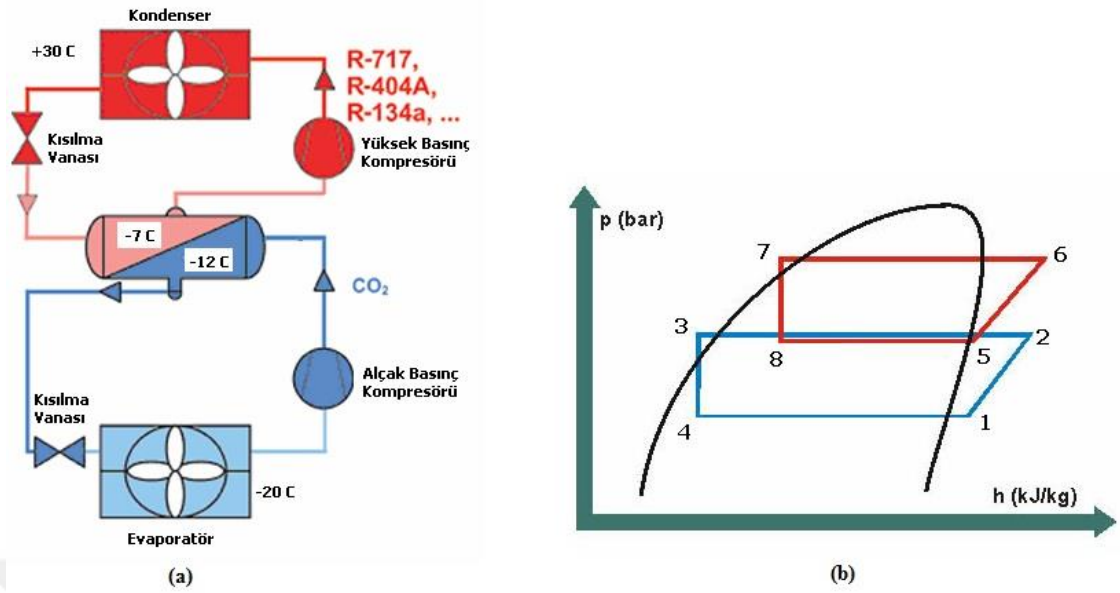
#### **4.3.1.1. Doğrudan Genleşmeli Subkritik CO<sub>2</sub> Soğutma Çevrimi**

Bu çevrimde yaygın olarak kullanılan soğutma sistemlerinde olduğu gibi ısı çekimi ve ısı atımı soğutucu akışkanın sıvı ve gaz fazları arasındaki geçişi ile sağlanır. Daha çok Orta Avrupa ve İskandinav ülkelerinde kullanımı yaygındır [18].

#### **4.3.1.2. Kaskad Subkritik CO<sub>2</sub> Soğutma Çevrimi**

Bu çevrim birbirine karışmayan, soğutucu akışkanlar olarak farklı akışkanlar kullanan iki ayrı soğutma çevriminin birleşiminden oluşmaktadır [13]. Bunlardan bir tanesi düşük sıcaklık sistemi diğeri ise yüksek sıcaklık sistemidir [11]. İki sistem arasında gaz karışımı olmadan bağlantıyı sağlayan elemana "kaskad kondenser" adı verilir. Kaskad kondenser yüksek sıcaklıkta çalışan sistemin evaporatörü, düşük sıcaklıkta çalışan sistemin kondenseri durumunda bir ısı değiştiricidir. Yapısal olarak plakalı ya da borulu tipte olabilmektedir [13].

Bu tür sistemlerde düşük sıcaklık sistemi tarafında CO<sub>2</sub> kullanılırken, yüksek sıcaklık tarafında NH<sub>3</sub> yani amonyak başta olmak üzere R404A ve R134a gibi soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır [18]. Şekil 4.7'de kaskad subkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi prensip şeması ve P-h diyagramı verilmiştir.



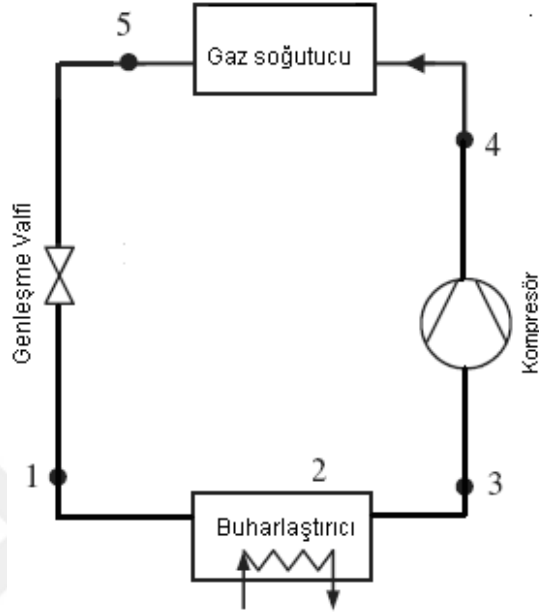
Şekil 4.7. Kaskad subkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi a) prensip şema b) P-h diyagramı [18].

### 4.3.2. Transkritik CO<sub>2</sub> Soğutma Çevrimi

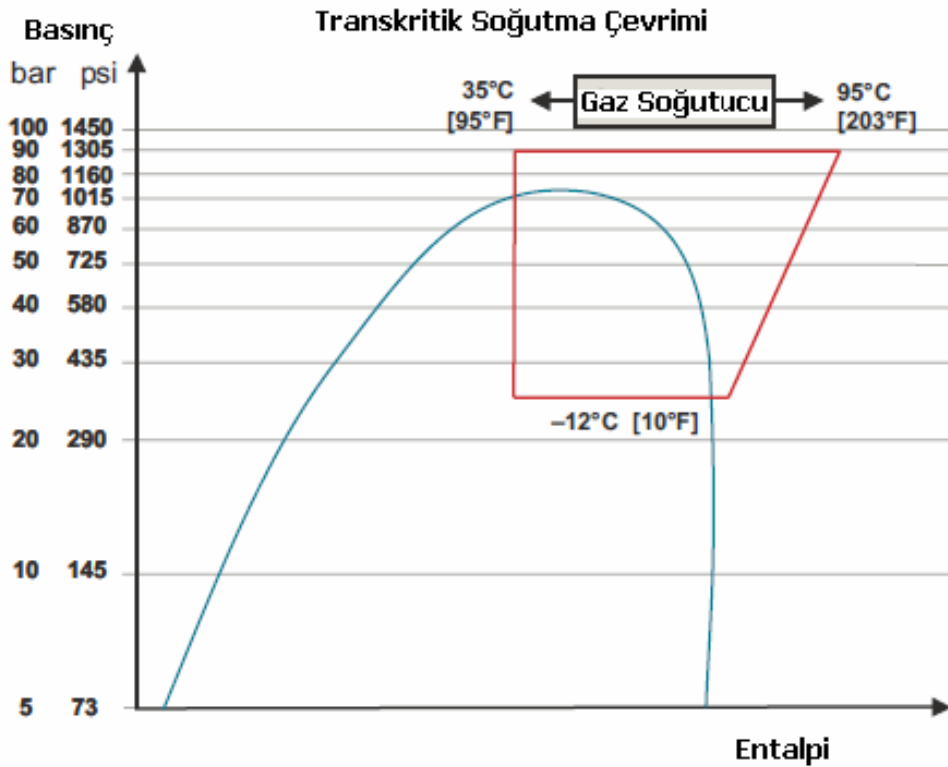
Kritik nokta üstü çalışan çevrimlere ise "Transkritik Çevrim" adı verilmektedir. Transkritik çevrim, subkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevriminin uygulama alanlarının kısıtlılığına çözüm olarak ortaya çıkartılmış bir çevrimdir. Bu çevrimin subkritik çevrimden birtakım farklılıkları mevcuttur. Subkritik çevrimde CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı kondenserde ısı atarak kızgın buhardan doymuş sıvıya dönüşür. Ancak bu çevrimde kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan ısı atarken doymuş sıvıya dönüşmez. Isı atımı gerçekleşir ancak soğutucu akışkan gaz halindedir. Basınç değişimi yoktur ama sıcaklık düşümü vardır. Bu sebeple bu sistemde kondenserin yerine kullanılan ekipmana, "Gaz Soğutucu" adı verilir. Bunun haricindeki diğer ekipmanlarda pek bir değişiklik yoktur. Ancak çalışma basınçları yüksek olduğu için ekipmanların özel olarak imal edilmesi gerekmektedir.

Transkritik soğutma çevriminde tek bir kompresör kullanılırsa sistem "tek kademeli CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi", iki adet kompresör kullanılırsa "çift kademeli CO<sub>2</sub> soğutma

çevrimi" adımı alır. Şekil 4.8'de tek kademe transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimine ait prensip şeması ve Şekil 4.9'da tek kademe transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimine ait P-h diyagramı verilmiştir.

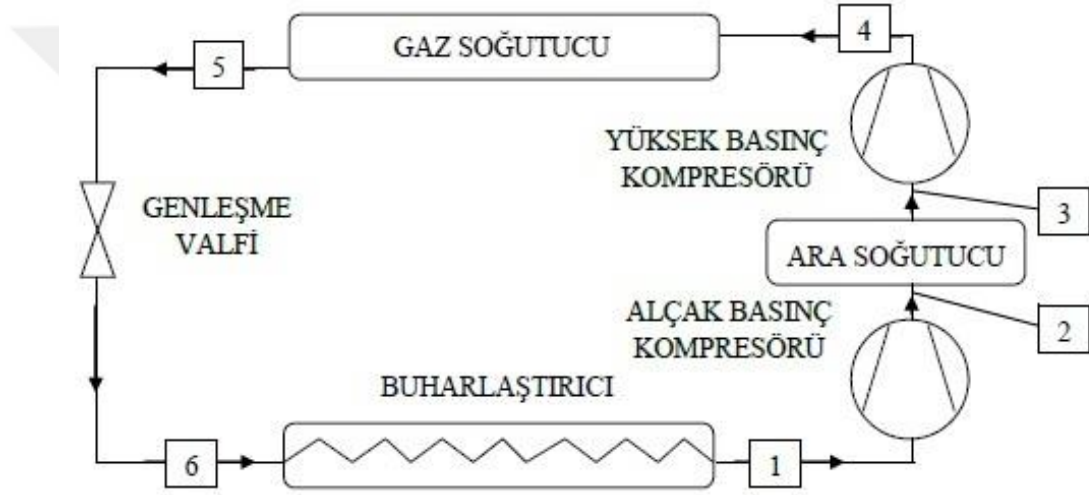


Şekil 4.8. Tek kademeli transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi prensip şeması [18].

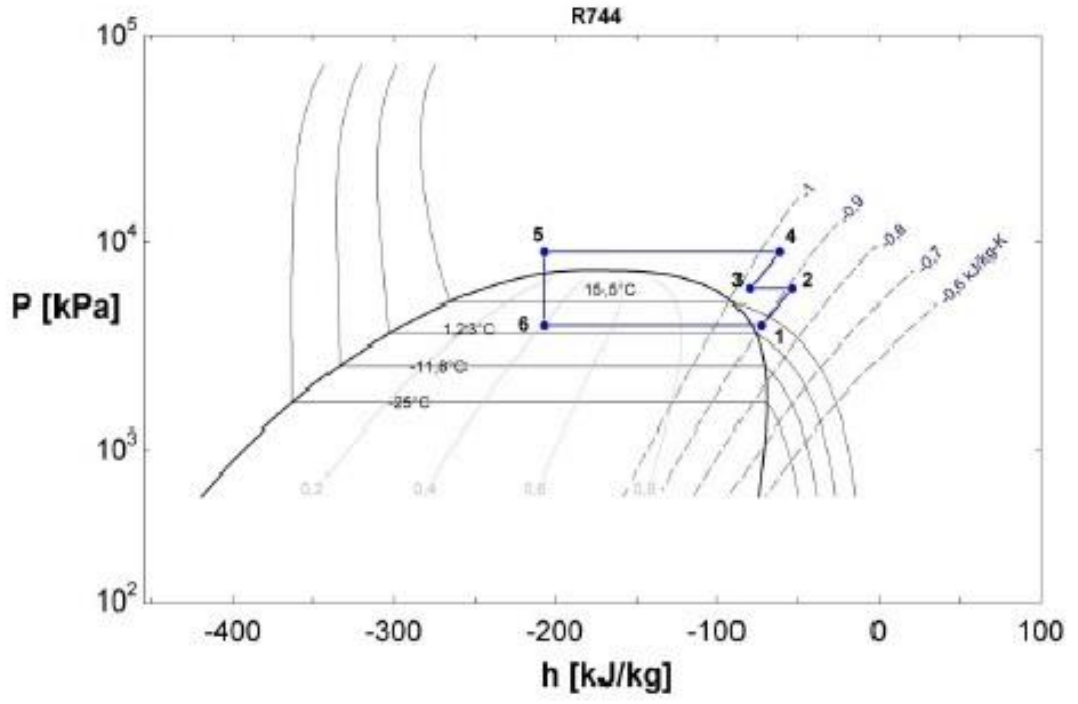


Şekil 4.9. Tek kademeli transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi P-h diyagramı [18].

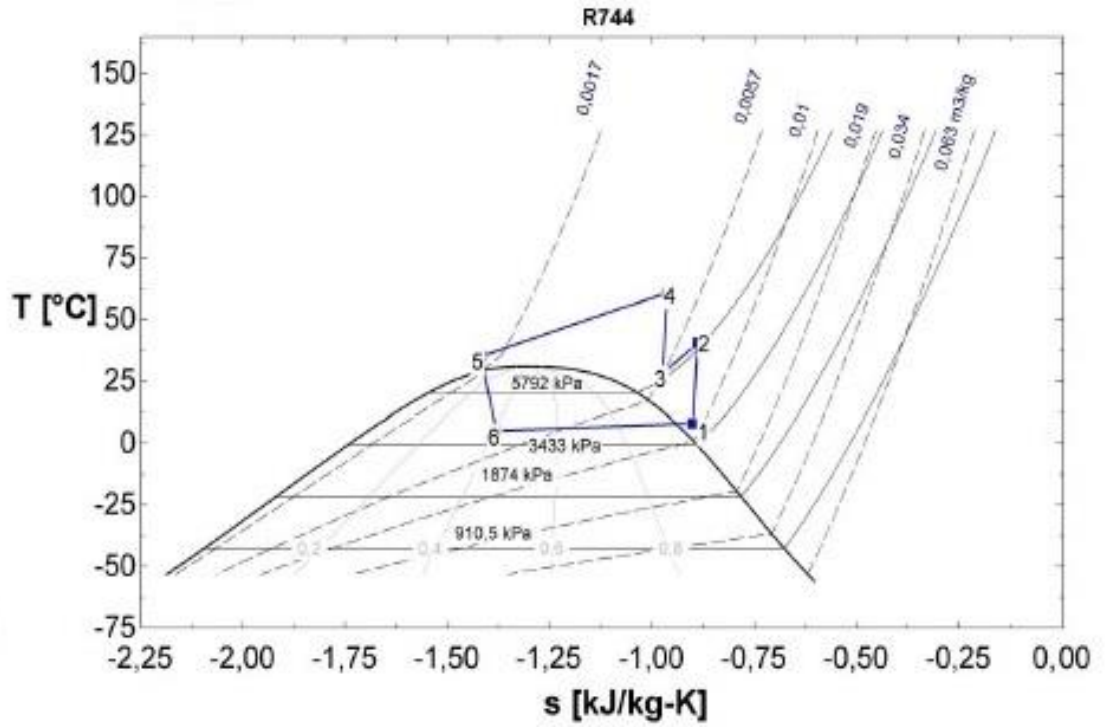
Tek kademeli çevrimde kompresörün çıkışında sıcaklık değerinin çok yüksek olması durumunda, sistemde dolaşan yağlama yağının ve soğutucu akışkanın özelliklerini kaybetmesi ve neticesinde kompresörde mekanik problemlerle beraber ince cidarlı sistem elemanlarının iş göremez hale gelmesi söz konusudur. Bu sebeple kademeli soğutma çevrimlerinin kullanılması zorunluluğu ortaya çıkar. Kademeli soğutma çevrimi kullanılmasıyla volümetrik verim, kompresör çıkış sıcaklıkları, basınç oranları ve sistemin çalışma dengesi, arzu edilen koşullara uygun bir hal almış olur [66]. Şekil 4.10'da çift kademe transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevriminin prensip şeması, Şekil 4.11'de P-h diyagramı ve Şekil 4.12'de T-s diyagramı verilmiştir.



Şekil 4.10. Çift kademeli transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi prensip şeması [13].



Şekil 4.11. Çift kademeli transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi P-h diyagramı [13].

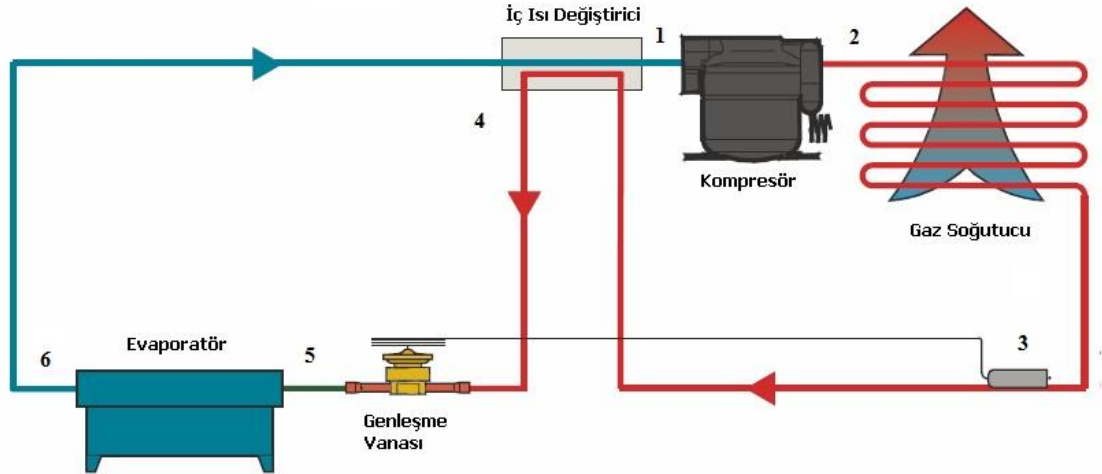


Şekil 4.12. Çift kademeli transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi T-s diyagramı [13].

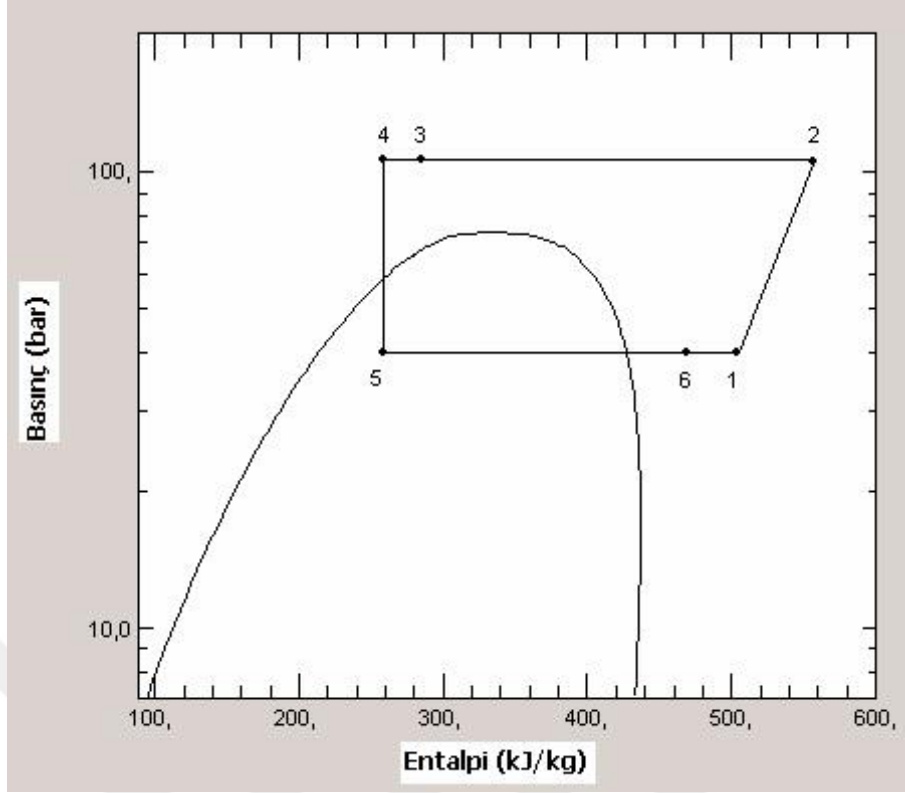


#### 4.3.2.1. Ara Isı Değiştiricili Transkritik CO<sub>2</sub> Soğutma Çevrimi

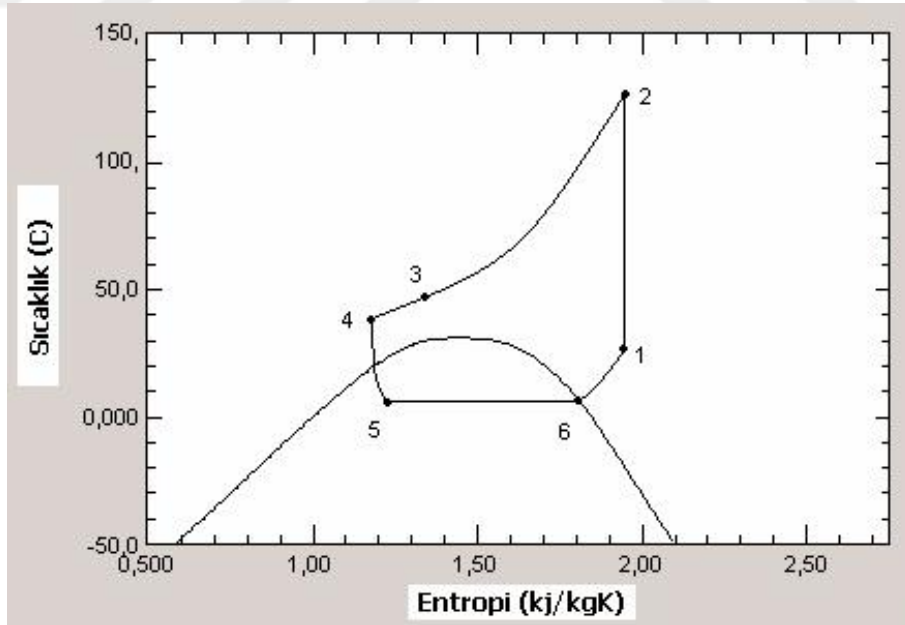
Transkritik soğutma çevrimlerinde sistemin COP değerini arttırmak için ara ısı değiştirici de kullanılabilir. Bu ısı değiştiricinin kullanılması durumunda gaz soğutucunun çıkış sıcaklığı bir miktar daha aşağıya çekilirken, evaporatör çıkış sıcaklığı bir miktar daha yukarı çekilebilir. Kompresör yükü artırılmadan gaz soğutucu ve evaporatör kapasitesi arttırımı sağladığı için COP de arttırılmış olur. Ayrıca evaporatör çıkışında soğutucu akışkanın tam olarak buhara dönüşmesini sağladığı için kompresöre sıvı yürümesinin de önüne geçilmiş olur. Yani akümülatör görevi de görmektedir [18]. Şekil 4.13'de ara ısı değiştiricili transkritik soğutma çevriminin prensip şeması, Şekil 4.14'te P-h diyagramı, Şekil 4.15'te T-s diyagramı verilmiştir.



Şekil 4.13. Ara ısı değiştiricili transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi prensip şeması [18].

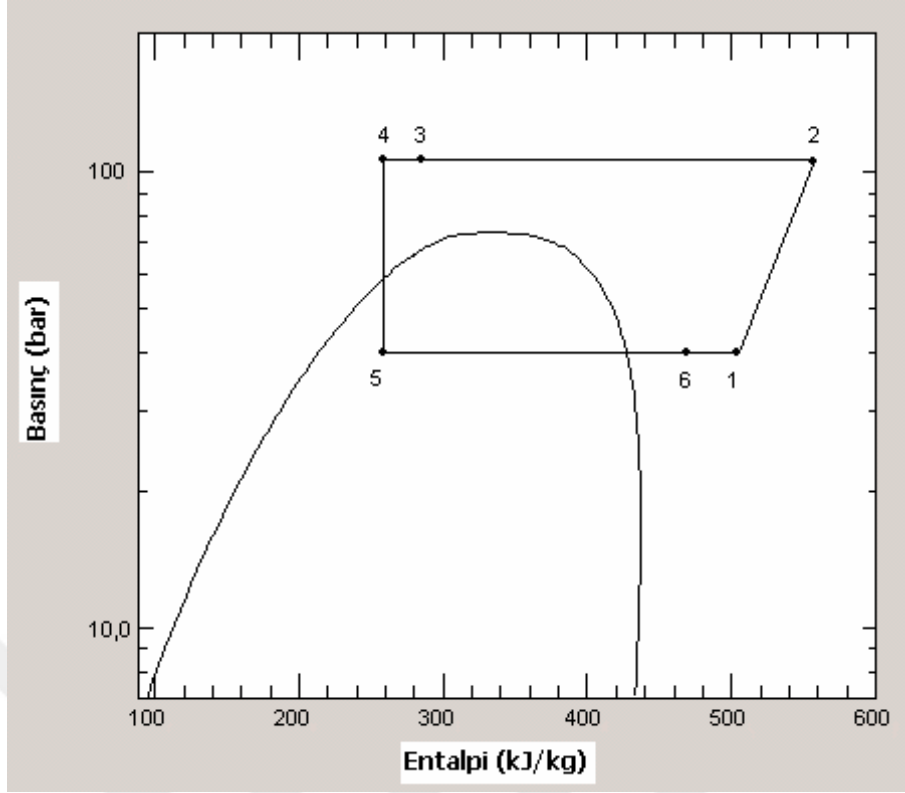


Şekil 4.14. Ara ısı değiştiricili transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi P-h diyagramı [18].

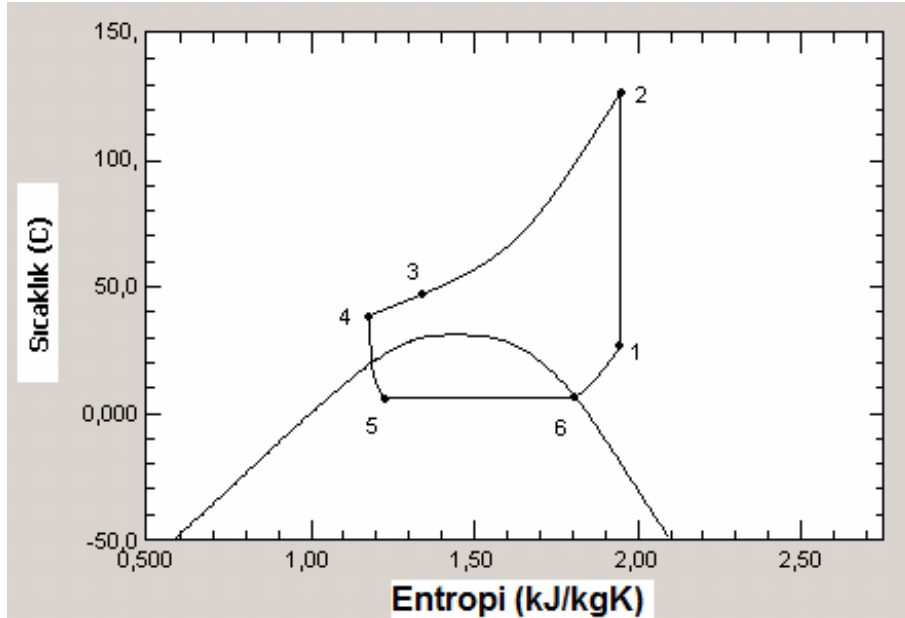


Şekil 4.15. Ara ısı değiştiricili transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi T-s diyagramı [18].





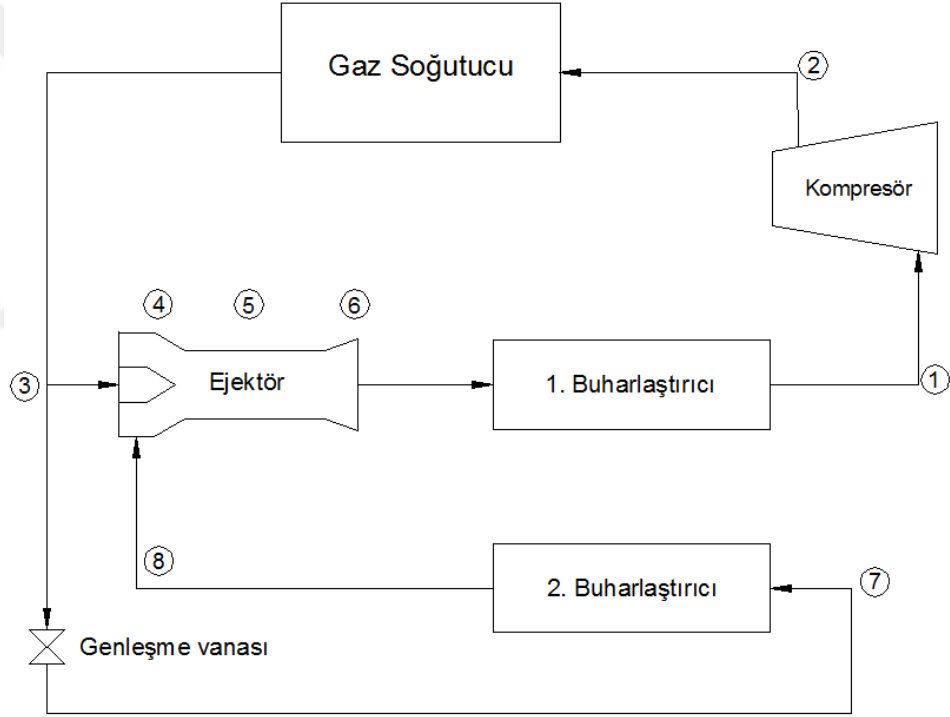
Şekil 4.17. Ara ısı değiştiricili gaz by-passlı transkritik CO<sub>2</sub> soğutma evrimi P-h diyagramı [18].



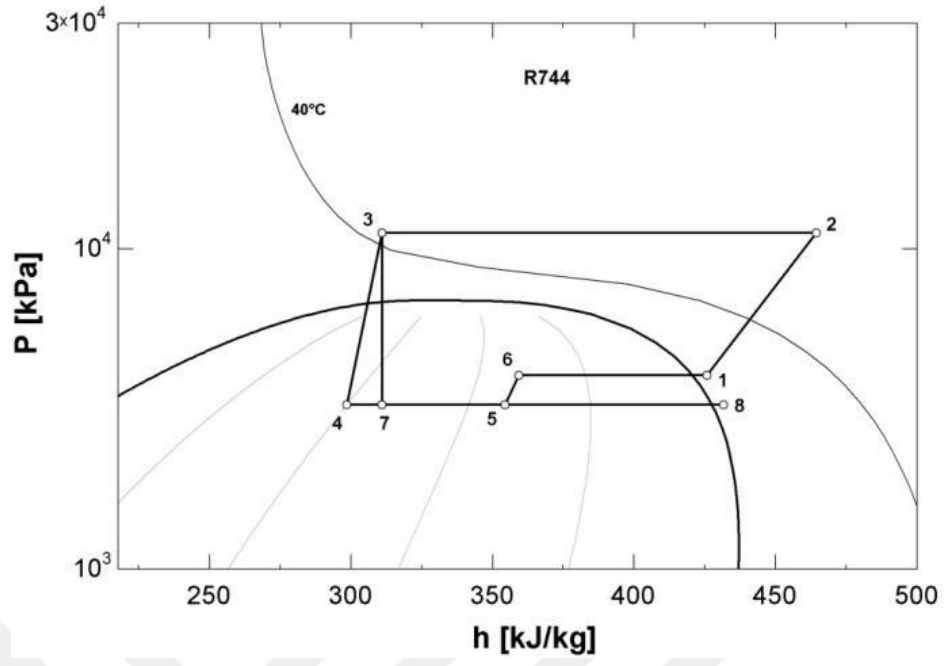
Şekil 4.18. Ara ısı değiştiricili gaz by-passlı transkritik CO<sub>2</sub> soğutma evrimi T-s diyagramı [18].

### 4.3.2.3. Ejektörlü Transkritik CO<sub>2</sub> Soğutma Çevrimi

Ejektör uygulaması ile soğutma çevrimlerinin COP değerini arttırmak mümkün olabilmektedir. Ejektör hem subkritik hem de transkritik soğutma çevrimlerinde kullanılabilir. Transkritik uygulamalarda kullanımları daha yaygındır. Ejektör kullanılan sistemlerde diğer sistemlere göre kompresöre giren gazın basıncı daha yüksektir. Bu sebeple kompresörde daha az bir sıkıştırma yapma yani daha az enerji harcama durumu söz konusudur. Bundan dolayı sistemin etkinliği daha fazladır [67]. Şekil 4.19'da ejektörlü bir transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevriminin prensip şeması, Şekil 4.20'de ejektörlü bir transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevriminin P-h diyagramı verilmiştir.



Şekil 4.19. Ejektörlü bir transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi prensip şeması [68].



Şekil 4.20. Ejektörlü bir transkritik CO<sub>2</sub> soğutma çevrimi P-h diyagramı [68].

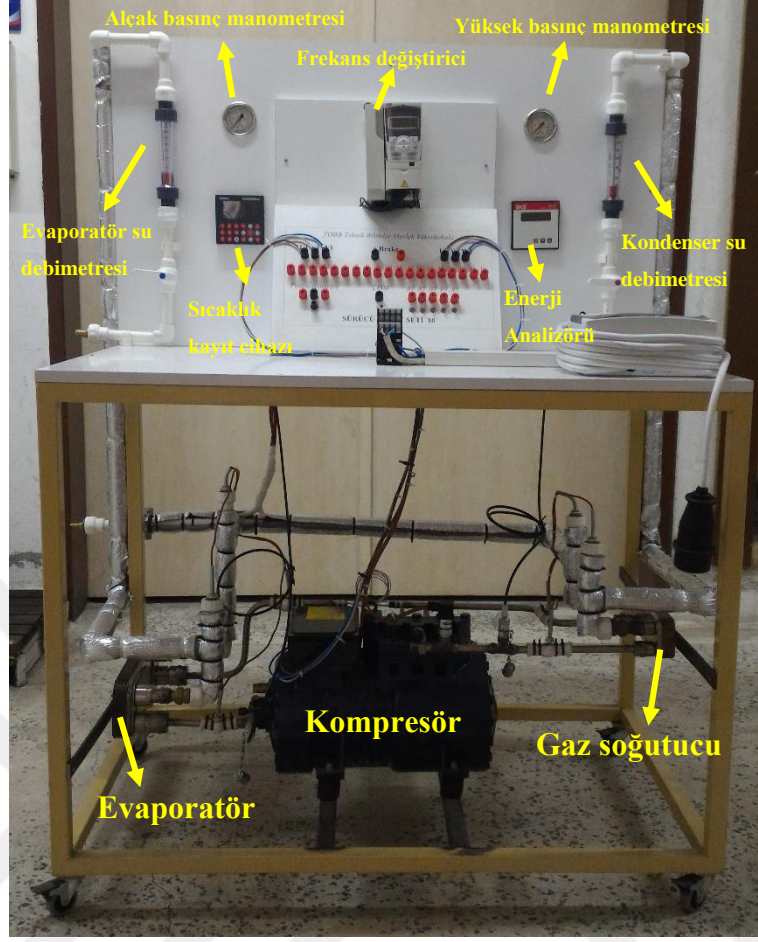
## BÖLÜM 5

### MATERYAL VE METOD

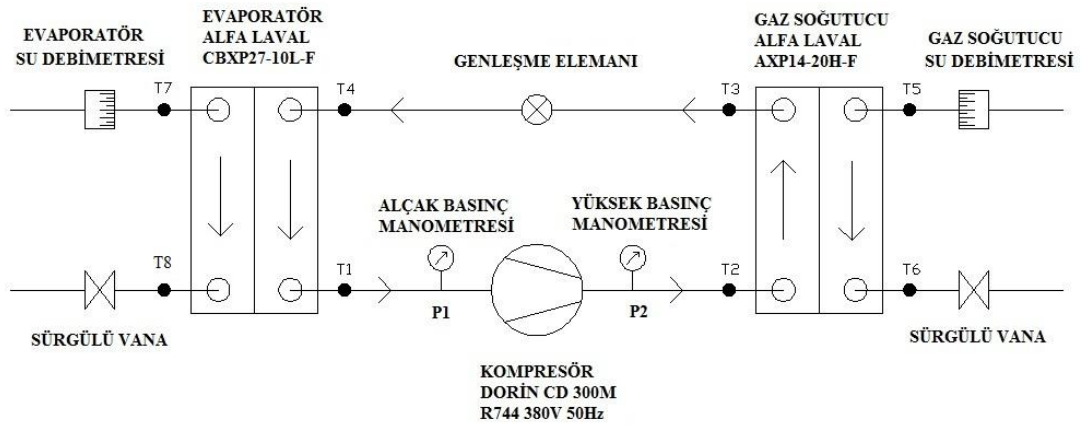
Bu çalışmada, farklı çalışma koşullarında CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırımlı bir ısı pompasının performansı subkritik bölgede deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Sudan suya bir ısı pompası sistemi tasarlanarak, kurulan deney düzeneğinde farklı kondenser ve evaporatör su giriş sıcaklıkları ile farklı kondenser ve evaporatör su debilerinde iki farklı durum için deneyler gerçekleştirilmiştir. Birinci grup deneylerde; evaporatör su debisi 500 lt/h değerinde sabit tutularak, kondenser ve evaporatör giriş suyu sıcaklıkları 11 °C, 13 °C ve 15 °C değerinde değiştirilerek, 600 lt/h, 700 lt/h ve 800 lt/h değerlerindeki farklı kondenser su debilerinin ısı pompası performansı üzerindeki etkileri gözlemlenmiştir. İkinci grup deneylerde ise; kondenser su debisi 500 l/h değerinde sabit tutularak, kondenser ve evaporatör giriş suyu sıcaklıkları 11 °C, 13 °C ve 15 °C değerlerinde değiştirilerek 600 lt/h, 700 lt/h ve 800 lt/h değerlerindeki farklı evaporatör su debilerinin ısı pompası performansına etkisi gözlemlenmiştir. Deneylerde; sistem üzerinde basınç, sıcaklık, debi ve güç gibi parametreler ölçülmüştür. Deneysel ölçümlerden elde edilen veriler kullanılarak ısı pompasının enerji, ekserji ve termoekonomik analizleri yapılmıştır.

#### **5.1. CO<sub>2</sub> SOĞUTUCU AKIŞKANLI BUHAR SIKIŞTIRMALI SUDAN SUYA ISI POMPASI DENEY DÜZENEĞİ**

Bu çalışmada; CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırımlı sudan suya ısı pompası deney düzeneği tasarlanmış ve laboratuvar şartlarında kurulmuştur. Şekil 5.1'de, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırımlı sudan suya ısı pompası deney düzeneği, Şekil 5.2'de ise sistemin prensip şeması görülmektedir.



Şekil 5.1. CO<sub>2</sub>'li buhar sıkıştırırmalı sudan suya ısı pompası deney düzeneği.



Şekil 5.2. CO<sub>2</sub>'li buhar sıkıştırırmalı sudan suya ısı pompası deney düzeneğinin şematik gösterimi



Şebekeden beslenen su farklı giriş sıcaklıkları elde edilmek için PID kontrollü su soğutma grubu (chiller) vasıtasıyla soğutulmuş suya gönderilmektedir. Sisteme istenen sıcaklık değerinde giren su bir hat vasıtasıyla kondensere, diğer başka bir hat vasıtasıyla da evaporatöre verilmektedir. Evaporatör ve kondenserde dolaşan su debileri sürgülü kısılma vanası vasıtasıyla manuel olarak elle ayarlanabilmektedir. Çevrimde dolaşan soğutucu akışkan evaporatörde sabit basınç ve sıcaklıkta buharlaşırken sudan ısı çekimi gerçekleşmektedir. Kondenserde ise sabit basınç ve sıcaklıkta yoğuşurken suya ısı atımı gerçekleşmektedir. Kondenser ve evaporatörden çıkan su sonrasında tahliye edilmektedir.

### **5.1.1. Sistem Tasarımı**

Sistem tasarımında; çalışma şartları, ısı kaynağı ve ısı çukuru gibi kavramlar büyük önem arz etmektedir. Klasik subkritik buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde tasarım aşamasında ilk olarak ısı kaynağının sıcaklığına ve ısı çukurunun (çoğunlukla su ya da ısıtılmak istenen ortam havası) sıcaklığına bağlı olarak buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları belirlenir. Kondenserde soğutucu akışkan ısı çukurundan daha yüksek bir sabit sıcaklıkta ve basınçta olmalıdır ki ısısını ısı çukuruna atarak yoğuşabilmelidir. Benzer şekilde evaporatörde de soğutucu akışkan ısı kaynağından daha düşük bir sabit sıcaklıkta ve basınçta olmalıdır ki ısı kaynağından ısı çekerek buharlaşabilmelidir. Genellikle bu sıcaklık farkı hem kondenserde hem de evaporatörde 10 °C gibi bir değer alınır. Böylece yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları tayin edilmiş olur. P-h diyagramı yardımıyla soğutma çevrimindeki her noktanın entalpileri belirlenir. Soğutma yapılacaksa ısı kazancı hesabına göre belirlenen soğutma yükünden, ısıtma yapılacaksa ısı kaybı hesabına göre belirlenen ısıtma yükünden yola çıkılarak soğutucu akışkan debisi, kompresör kapasitesi ve evaporatör ve kondenser kapasitesi belirlenir.

Transkritik çevrimde birkaç kısımda farklılık söz konusudur. Kondenserin yerini alan gaz soğutucuda basınç sabittir ancak sıcaklık sabit değildir ve sistemin performansının maksimum olduğu bir optimum yüksek basınç değeri mevcuttur. Bu optimum yüksek basınç ise buharlaşma sıcaklığına ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığına bağlıdır.

### 5.1.1.1. Optimum Yüksek Basınç Değerinin Belirlenmesi ve Kompresör Seçimi

Kritik nokta üstü CO<sub>2</sub> soğutma çevriminde optimum yüksek basınç sistemin enerji ve ekserji performansını etkileyen en önemli unsurdur. Literatürde optimum yüksek basıncı belirlemeye yönelik çalışmalar bulunmaktadır. Kauf [26], optimum yüksek basınç ifadesini ortam sıcaklığına bağlı olarak aşağıdaki bağıntıyla vermiştir.

$$P_{opt,gc} = 2,6 \cdot T_{ortam} \quad (5.1)$$

Bu bağıntı sadece 35 °C ile 50 °C arasında geçerlidir ve gaz soğutucu ısısını havaya atmaktadır [26].

Liao et al. [69], optimum yüksek basıncı, buharlaşma sıcaklığı ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığının bir fonksiyonu olarak sunulmuştur.

$$P_{opt,gc} = (2,778 - 0,0157 \cdot T_b) \cdot T_{gc,out} + (0,381 \cdot T_b - 9,34) \quad (5.2)$$

Bu bağıntı  $-10 \text{ °C} < T_b < 20 \text{ °C}$  ve  $30 \text{ °C} < T_{gs,out} < 60 \text{ °C}$  aralığında geçerlidir [53].

Chen ve Gu [29], Kauf'un ifadesine benzer bir optimum yüksek basınç ifadesi ortaya koymuşlardır.

$$P_{opt,gc} = 2,68 \cdot T_{ortam} + 0,975 \quad (5.3)$$

Aynı zamanda optimum yüksek basınç ifadesini gaz soğutucu çıkış sıcaklığına bağlı olarak da aşağıdaki şekilde ifade etmişlerdir.

$$P_{opt,gc} = 2,68 \times T_{gs,out} + 6,797 \quad (5.4)$$

Bu bağıntı da benzer şekilde çevre sıcaklığına bağlıdır, 30 °C ile 50 °C arasında geçerlidir [29].

Özgür vd. [22], optimum yüksek basınç ifadesini buharlaşma sıcaklığı ve gaz soğutucu çıkış sıcaklığına bağlı olarak aşağıdaki şekilde ifade etmişlerdir.

$$P_{opt,gc} = a + b.T_b + c.T_{gc,out} + d.(T_{gc,out})^2 + e.(T_{gc,out})^3 \quad (5.5)$$

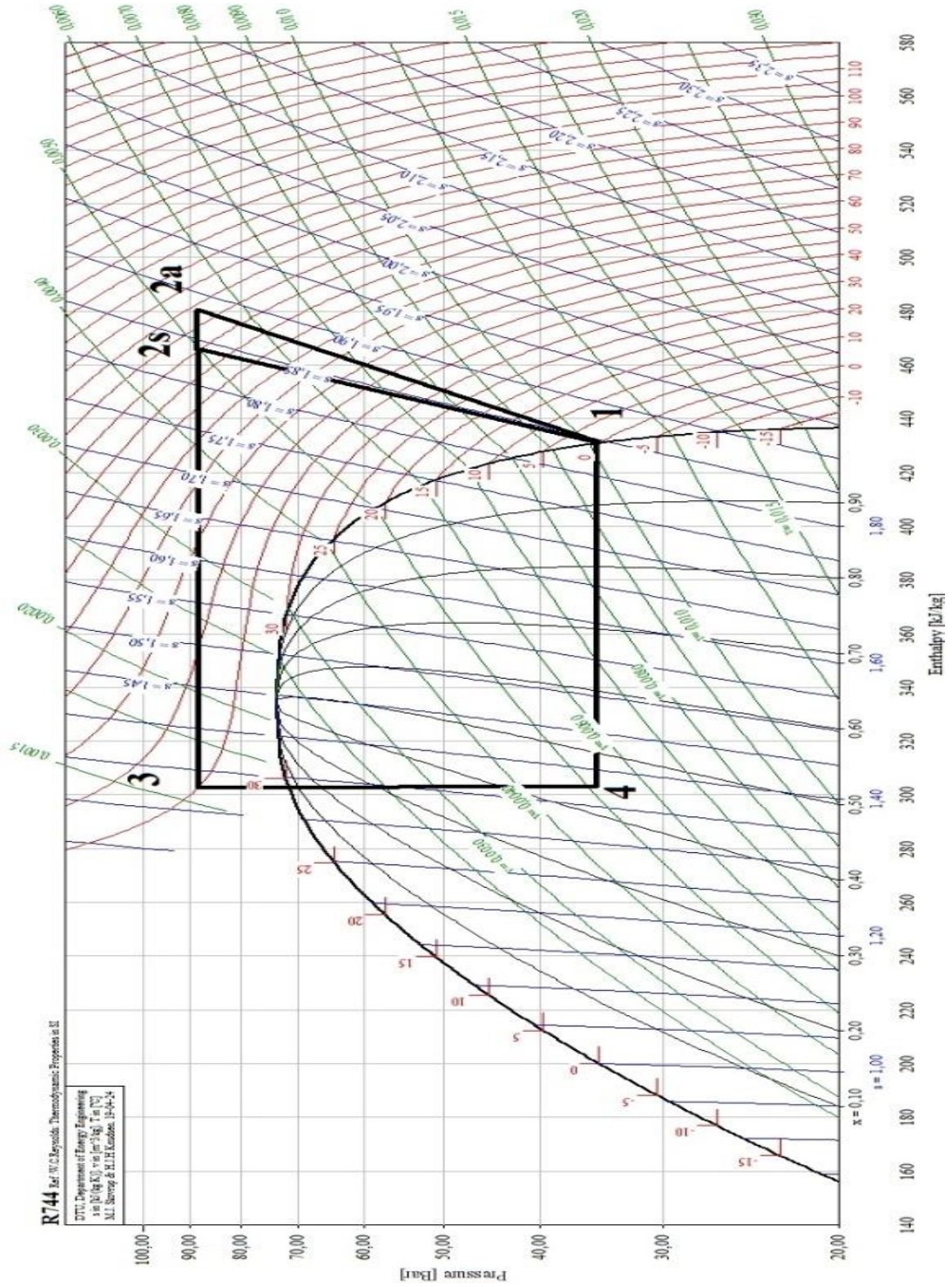
Bu eşitlik,  $-25 \text{ °C} < T_b < 0 \text{ °C}$  ve  $30 \text{ °C} < T_{gc,out} < 55 \text{ °C}$  aralığında geçerlidir ve eşitlikteki sabitler ise Çizelge 5.1'de verilmiştir [22].

Çizelge 5.1. Eşitlik (5.5) deki sabitler [22].

Sabit	a	b	c	d	e
Değer	283,5689	-0,10102	-20,2585	0,59476	-0,00504

Sistemde ısı kaynağı ve ısı çukuru olarak şebeke suyu kullanılması düşünülmüştür. Şebeke suyunun sıcaklığı mevsimlere bağlı olarak değişiklik gösterebilir yaklaşık 10 °C ile 20 °C arasında değişmektedir. Hem gaz soğutucuda hem evaporatörde giriş suyu şartı aynıdır. Evaporatörde dolaşacak olan su için en düşük su sıcaklığı olan 10 °C sınır koşulu olarak düşünülürse en düşük buharlaşma sıcaklığı sınırı 0 °C olması beklenir. Bu durumda CO<sub>2</sub>'nin buharlaşma basıncı (P<sub>b</sub>) 34,85 bar olarak bir yazılımdan elde edilmiştir. Gaz soğutucuda sıcaklık değişkendir fakat literatüre bakıldığında çıkış sıcaklığı 35 °C ve üstü alınmaktadır. Çünkü 35 °C transkritik bölgede, daha düşük sıcaklık değerlerinde CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı transkritik fazdan uzaklaşmaktadır. Gaz soğutucu çıkış sıcaklığı sınır koşulu en az 35 °C olduğu düşünülmüştür. Optimum yüksek basınç ya da gaz soğutucu basıncı ise bu kabuller ışığında Kauf 'un ifadesine göre 91 bar, Liao 'nun ifadesine göre 87,89 bar, Chen ve Gu 'nu ifadesine göre 100,597 bar ve Özgür'ün ifadesine göre 87,0124 bar olarak

çıkılmaktadır. Bu verilerle sistemin sınır koşullarına göre P-h diyagramı çizimi mümkün olabilmektedir. Şekil 5.3'te tasarlanan transkritik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait P-h diyagramı verilmiştir.



Şekil 5.3. Tasarlanan transkritik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine ait P-h diyagramı.

Gerek transkritik çevrimde, gerekse subkritik çevrimde kompresör gerçekte hiçbir zaman %100 verimle izentropik bir sıkıştırma işlemi gerçekleştiremez. Yani şekilde 2s ile gösterilen noktaya ulaşamaz. Gerçek çevrimde bu nokta kompresörün izentropik verimine bağlı olarak 2s ile gösterilen nokta ile aynı basınçta ancak sağ tarafta 2a ile gösterilen gibi çıkar. Sistem tasarımında ideal çevrimden faydalanılarak kapasite belirleme ve ekipman seçimi yapılabilir ancak gerçek çalışmada tam olarak bu hedeflere genellikle ulaşamaz. Her zaman bir hata payı ya da sapma miktarı mevcuttur. Bu sebeple ekipman seçilirken belirlenen kapasitenin üstünde ekipman seçmek sistem kurulumu için uygun olacaktır.

Kompresörün izentropik verimini tasarım aşamasında tam olarak belirlemek mümkün değildir. İzentropik verim çalışma şartlarına bağlı olarak deney yapıldıktan sonra daha doğru bir şekilde hesap edilebilir. Buhar sıkıştırma soğutma çevrimleri için genel izentropik verim ifadesi aşağıdaki bağıntıdan belirlenebilir

$$\eta_{is} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_{2a} - h_1)} \quad (5.6)$$

Ancak literatürdeki çalışmalara ve firma kataloglarına bakılarak belirli bir aralık tahmini yapılabilir. Literatür incelendiğinde transkritik soğutma çevrimi için izentropik verim ifadelerine rastlanmıştır. Robinson vd. [70], izentropik verimi aşağıdaki bağıntıyı vermişlerdir.

$$\eta_{is} = 0,815 + 0,022 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right) + 0,0041 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 + 0,0001 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3 \quad (5.7)$$

Liao vd. [69], izentropik verimi aşağıdaki bağıntıyla ifade etmişlerdir.

$$\eta_{is} = 1,003 - 0,121 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (5.8)$$

Brown vd. [29], yapmış oldukları çalışmada aşağıdaki izentropik verim bağıntısını kullanmışlardır.

$$\eta_{is} = 0,9343 - 0,04478 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (5.9)$$

Sarkar vd. [30], izentropik verim için aşağıdaki bağıntıyı vermişlerdir.

$$\eta_{is} = 0,61 + 0,0356 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right) - 0,0257 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2 + 0,0022 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^3 \quad (5.10)$$

Sistem çalışma esnasında en yüksek performansı veren optimum yüksek basınç değerinin altında ya da üstünde bir çalışma eğilimi gösterebilir. Ancak sistemde kullanılacak kompresörün bu basınç değerini sağlayabilmesi gereklidir. Sistemde Danfoss TN1416 marka ve modelinde hermetik tip pistonlu tek faz beslemeli CO<sub>2</sub> kompresörü kullanılması düşünülmüştür. Ancak ticari sebeplerle firma bu ürünün üretimini durdurduğu için gerek yurtiçi gerekse yurt dışı piyasada bu kompresörün ve muadili farklı marka kompresörün temini gerçekleştirilememiştir. Yerine daha büyük bir kapasite değerine (3 HP) sahip yarı hermetik yapıda Dorin marka CD 300 M model transkritik ve subkritik bölgede çalışabilen kompresör seçilerek temin edilmiştir. Şekil 5.4'te CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı deney düzeneğinde kullanılan kompresör görülmektedir.



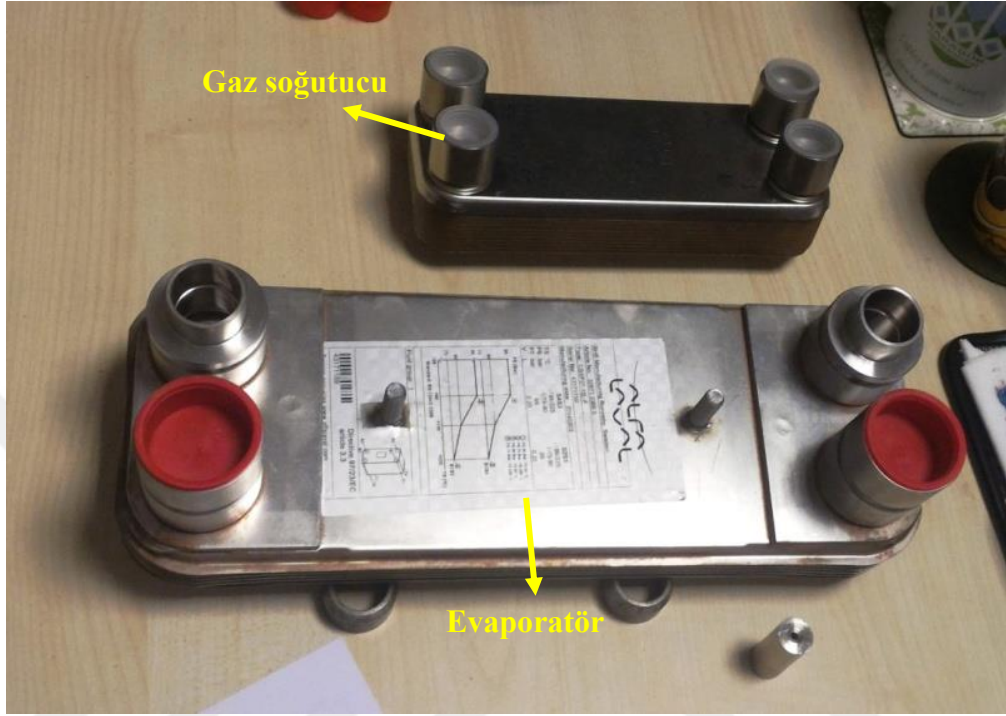
Şekil 5.4. CO<sub>2</sub>'li sistemde kullanılan kompresör.

#### 5.1.1.2. Evaporatör ve Gaz Soğutucu Seçimi

Deneyle esnasında ısıtılacak ya da soğutulacak bir hacim bulunmadığı için kompresör baz alınarak evaporatör ve gaz soğutucu seçimi yapılmıştır. Deneyle düzeneğinde ilk tasarım esnasında kullanılması düşünülen kompresör ekovat tabir edilen küçük kapasiteli bir kompresör olduğu için evaporatör ve gaz soğutucu seçiminde kapasiteden çok çalışma basınçlarına dayanabilecek özellikte olmasına dikkat edilmiştir. Evaporatör ve gaz soğutucu için ısı verimleri daha yüksek olması sebebiyle plakalı ısı değiştiricilerin kullanılması düşünülmüştür. Evaporatör olarak Alfa Laval-CBXP27 marka ve modelinde maksimum 90 bar çalışma basıncına sahip



plakalı lehimli ısı değiştirici, gaz soğutucu olarak Alfa Laval-AXP14 marka ve modelinde maksimum 152 bar çalışma basıncına sahip plakalı lehimli ısı değiştirici seçilerek temin edilmiştir. Şekil 5.5'te evaporatör ve gaz soğutucu görülmektedir.



Şekil 5.5. CO<sub>2</sub>'li sistemde kullanılan evaporatör ve gaz soğutucu.

### 5.1.1.3. Genleşme Elemanı Seçimi

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde genleşme elemanı olarak kılcal boru, termostatik genleşme vanası, otomatik genleşme vanası ve elektronik genleşme vanası kullanılmaktadır. Herbirinin avantaj ve dezavantajları mevcuttur. CFC ve türevleri ile çalışan soğutma çevrimlerinde bütün genleşme elemanlarının kullanımı mevcuttur. Ancak CO<sub>2</sub> soğutma çevriminde genellikle kılcal boru ya da elektronik genleşme vanası kullanımı yaygındır. Yapılan literatür araştırmasında termostatik genleşme valfi ve otomatik genleşme valfi kullanımına rastlanmamıştır.

Elektronik genleşme vanasında evaporatörün ıkısında bulunan basınç transmitteri ve sıcaklık sensöründen gelen dijital sinyal bir kontrol ünitesinde işlenerek vananın gövdesinde bulunan motora (genellikle step ya da servo motor) gönderilerek vananın açıklığı ayarlanır. Bu sayede yük değişimleri kontrol edilebilir ve istenilen kızgınlık



ayarı da yapılabilir. Elektronik genişleme vanaları genişleme elemanları içerisinde en gelişmiş olanlardır. Ancak diğerlerine göre daha karışık ve daha maliyetlidir. CO<sub>2</sub> soğutma çevrimlerinde kullanıma uygun elektronik genişleme valfi maalesef yurtiçi tedarikçilerde bulunamamıştır. Bu sebeple genişleme elemanı olarak kılcal kullanılması düşünülmüştür. Kılcal boru genişleme elemanı, sürtünme basınç kaybı prensibine göre çalışır. Basit yapıdadır, kolay arıza vermez, ekonomiktir. Fakat sabit soğutma yükleri için uygundur. Yük değişikliklerine tepki vermez ve kızgınlık ayarı yapılamaz. Ayrıca kullanılacak kılcal borunun çapı ve uzunluğunu tayin etmek zordur.

Tasarlanan deney düzeneğinde 1.6 mm çapında 316 paslanmaz çelik dikişsiz boru tipinde kılcal boru kullanılmıştır. Yüzey pürüzlülük değeri ( $\epsilon$ ) 0,002 mm'dir. Kılcal boru sistemde gaz soğutucu ile evaporatör arasında yer almaktadır. Yani gaz soğutucudaki yüksek basınç değerini buharlaşma basıncına sabit entalpide düşürmesi gerekmektedir. Çengel [71] dairesel borularda basınç kaybı ifadesini şu şekilde vermiştir.

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot V_{ort}^2}{2} \quad (5.11)$$

Bu ifadeden kılcal boyu tespit edilebilir. Ancak öncelikle Darcy Sürtünme Faktörü olarak bilinen  $f$  ifadesinin bulunması gerekir. Sistemin sınır şartlarına göre  $f$  ve  $L$  haricindeki tüm değerler bellidir. Colebrook, Darcy Sürtünme Faktörünü şu şekilde vermiştir:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \cdot \log\left(\frac{\epsilon}{3,7} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}}\right) \quad (5.12)$$

(5.12) nolu denklem (Colebrook denklemi) kapalı bir fonksiyon olduğu için denklemin sağ tarafındaki  $f$  ifadesine keyfi bir değer verilerek sol taraftaki  $f$  ifadesi bulunur. Bulunan bu değer tekrar sağ tarafta tekrar yerine yazılarak sol tarafta yeni bir  $f$  değeri bulunur. Yani  $f$  ifadesi sabit bir değer alıncaya kadar iterasyon işlemi yapılır. Böylece  $f$  değeri elde edilmiş olur. (5.12) nolu denklemdeki boyutsuz Reynold ( $Re$ ) ifadesi ise şu şekilde hesaplanır [71].

$$Re = \frac{\rho.V.D}{\mu} \quad (5.13)$$

#### **5.1.1.4. Alçak ve Yüksek Basınç Manometreleri**

Sistemdeki basınç değişimini ölçmek için bir kompresörün girişinde 0-60 bar ölçüm aralığına sahip alçak basınç manometresi diğeri kompresörün çıkışında 0-160 bar ölçüm aralığında yüksek basınç manometresi kullanılmıştır. Her iki manometre de gliserin dolgulu paslanmaz çelik gövde malzemesine sahip Aterma marka manometredir.

#### **5.1.1.5. Sıcaklık Sensörleri ve Sıcaklık Kayıt Cihazı (Datalogger)**

Sistemde soğutma çevriminde gaz dolaşan 4 nokta ve su dolaşan kısımlardaki 4 nokta için toplam 8 adet PT100 tipi sıcaklık sensörü kullanılmıştır. Sıcaklık ölçüm ve kayıt işlemi için Emko Channel8 marka ve modelinde 8 kanallı sıcaklık kayıt (datalogger) cihazı kullanılmıştır.

#### **5.1.1.6. Evaporatör ve Kondenser Su Debimetreleri**

Evaporatör ve kondenserde dolaşan suyun debisini ölçmek için rotametre tipi su debimetreleri kullanılmıştır. Evaporatör tarafında kullanılan su debimetresi 100-1000 lt/h ölçüm aralığına, gaz soğutucu tarafında kullanılan su debimetresi de 100-1000 lt/h ölçüm aralığına sahiptir. Gaz soğutucu ve evaporatörde dolaşacak suyun debisi sürgülü vana ile manuel olarak ayar edilmektedir.

#### **5.1.1.7. Şebeke Analizörü**

Sistemde kompresörün güç sarfiyatını ölçmek için DKE MPA-602 marka ve model şebeke analizörü kullanılmıştır. Bu cihaz sayesinde gerilim (V), akım (A), frekans (Hz), cosφ değeri ve güç tüketimi (W) anlık olarak okunabilmektedir.

### **5.1.1.8. Frekans Değiştirici (Inverter)**

Deneyley için gerekli olan şebeke suyu hattındaki debinin yetersiz olması sebebiyle kompresör kapasitesini frekans değiştirme yoluyla küçülebilmek adına ABB ACS355-01E-09A8-2 marka ve modelinde 3 faz 2,2 kW gücünde frekans değiştiricisi (inverter) kullanılmıştır.

### **5.1.1.9. Yardımcı Ekipmanlar**

Yukarıda bahsedilen temel sistem bileşenleri haricinde herhangi bir sebeple sistemde oluşacak ve tehlike arz edebilecek yüksek basınç durumu için güvenlik tedbiri olarak sisteme Fox Opera MI Type F4-M3 marka ve modelinde 100 bar'lık basınç şalteri ilave edilmiştir.

## **5.2. DENEYLERİN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ**

Tasarımı yapılarak oluşturulan, soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanı kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine göre çalışan sudan suya ısı pompası deney düzeneği ile yapılan deneyler Karabük Üniversitesi TOBB Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu bünyesinde bulunan laboratuvarında gerçekleştirilmiştir.

Sistem hem subkritik, hemde transkritik bölgede çalışmaya da uygun olarak oluşturulmuş olmasına rağmen laboratuvardaki şehir şebeke su hattının debisinin yetersiz olması nedeniyle transkritik bölgede değil frekans invertörü sayesinde subkritik bölgede çalıştırılarak deneyler yapılmıştır. Kullanılan frekans invertörü 0-50 Hz frekans aralığında 1 Hz'lik adımlarla frekans ayarı yapmaya imkan sağlamaktadır. Kullanılan kompresörün katalog verilerine göre 50 Hz frekans değerinde, devir sayısı 1450 d/d, hacimsel debisi 1,88 m<sup>3</sup>/h, basma basıncı 110 bar ve güç tüketimi 2,238 kW (3 HP) olarak verilmektedir. Benzeşim Kanunları'ndan yola çıkarak frekansa bağlı olarak devir, debi, basınç, güç değişimi izelge 5.2'de verilmektedir. Çizelgede 30 Hz 'e kadar değerler verilmiştir. Çünkü bu değerin altına inildiğinde kompresörlerde mekanik problemler meydana gelmektedir. Çizelgeye bakıldığında 30-40 Hz arası subkritik bölgeye, 41-50 Hz arası transkritik bölgeye

tekabül ettiği görülmektedir. Deneylerde frekans değeri olarak 36 Hz seçilmiştir. Çizelge 5.2'de kompresörün çalışma frekansına bağlı olarak devir sayısı (devir/dakika), hacimsel gaz debisi (m<sup>3</sup>/h), basma basıncı (bar) ve güç tüketimi (kW) gösterilmiştir.

Çizelge 5.2. Kompresörün frekansına bağlı olarak devir sayısı, hacimsel debi, basma basıncı ve güç tüketimi değişimi.

	Frekans (Hz)	Devir Sayısı (d/dk)	Hacimsel Debi (m <sup>3</sup> /h)	Basma Basıncı (bar)	Güç Tüketimi (kW)
Transkritik Bölge	50	1450	1,88	110	2,238
	49	1421	1,8424	105,644	2,106
	48	1392	1,8048	101,376	1,98
	47	1363	1,7672	97,196	1,859
	46	1334	1,7292	93,104	1,743
	45	1305	1,692	89,1	1,632
	44	1276	1,6544	85,184	1,525
	43	1247	1,6168	81,356	1,423
	42	1218	1,5792	77,616	1,326
	41	1189	1,5416	73,964	1,234
Subkritik Bölge	40	1160	1,504	70,4	1,146
	39	1131	1,4664	66,924	1,062
	38	1102	1,4288	63,536	0,982
	37	1073	1,3912	60,236	0,907
	36	1044	1,3536	57,024	0,835
	35	1015	1,316	53,9	0,768
	34	986	1,2784	50,864	0,704
	33	957	1,2408	47,916	0,643
	32	928	1,2032	45,056	0,587
	31	899	1,1656	42,284	0,533
30	870	1,128	39,6	0,483	

DeneySEL çalışma kapsamında 1. ve 2. grup olmak üzere iki farklı şartta deneyler gerçekleştirilmiştir. Kompresörün davranışını daha iyi belirlemek amacıyla deneylerin iki farklı şartta yapılmıştır. 1. grup deneylerde; kondenser su debisi sabit tutulup, evaporatör su debisi, evaporatöre ve kondensere giren suyun sıcaklığı değiştirilmiştir. 2. grup deneylerde ise bunun tersi olarak evaporatör su debisi sabit tutulmuş, kondenser su debisi, evaporatöre ve kondensere giren suyun sıcaklığı değiştirilmiştir.

1. grup deneylerde evaporatör su debisi 500 lt/h sabit tutulmuştur. Evaporatöre ve kondensere giren suyun sıcaklığı ise 11 °C, 13 °C ve 15 °C değerlerinde ve kondenser su debisi 600 lt/h, 700 lt/h, 800 lt/h değerlerinde kademeli olarak ayarlanarak toplam 9 farklı şartta deneyler gerçekleştirilmiştir. Çizelge 5.3'te 1. grup deneylerin gerçekleştirildiği şartlar verilmiştir.

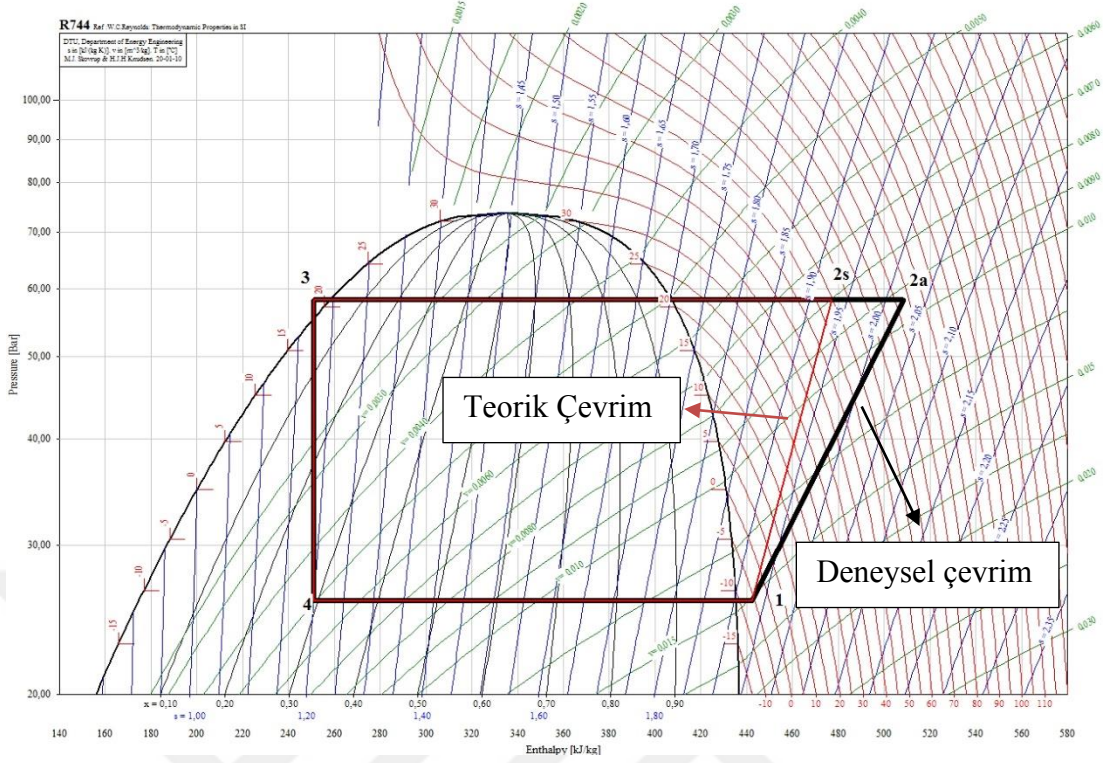
Çizelge 5.3. 1. grup deneylerin gerçekleştirildiği şartlar.

	Frekans (Hz)	Su sıcaklığı (°C)	Evaporatör su debisi (lt/h)	Kondenser su debisi (lt/h)
Deney 1	36	11	500	600
Deney 2	36	11	500	700
Deney 3	36	11	500	800
Deney 4	36	13	500	600
Deney 5	36	13	500	700
Deney 6	36	13	500	800
Deney 7	36	15	500	600
Deney 8	36	15	500	700
Deney 9	36	15	500	800

CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre çalışan sudan suya ısı pompası deney düzeneğinde yapılan 1. grup deneylerde gerçekleştirilen ölçümlerden elde edilen veriler Çizelge 5.4'te verilmiştir. Şekil 5.6'de 1. grup deneylerde Deney 1 şartlarında deneysel ve teorik çalışmaya ait P-h diyagramı görülmektedir.

Çizelge 5.4. CO<sub>2</sub> buhar sıkıştırımlı sudan suya ısı pompası 1. grup deneylerde alınan ölçüm verileri

CO <sub>2</sub> 'li buhar sıkıştırımlı sudan suya ısı pompası 1. grup deneylerde ölçüm verileri													
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	P1	P2	$\dot{W}_{comp.}$	$\dot{V}_{cond.}$	$\dot{V}_{evap.}$
	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	bar	bar	kW	lt/h	lt/h
Deney 1	-6	77,8	18,7	-11	11	17,2	11	5,4	25,74	58,24	1,245	600	500
Deney 2	-6,8	76,5	17,5	-11,8	11	16,3	11	5,5	25,15	56,62	1,212	700	500
Deney 3	-7,6	75,1	16,2	-12,6	11	15,6	11	5,6	24,58	54,91	1,176	800	500
Deney 4	-4,1	79	20,8	-9,1	13	19,4	13	7,3	27,17	61,16	1,309	600	500
Deney 5	-4,9	77	19,3	-9,9	13	18,4	13	7,2	25,56	59,06	1,263	700	500
Deney 6	-5,7	76,1	18,2	-10,7	13	17,8	13	7,3	25,96	57,56	1,234	800	500
Deney 7	-2,2	80,1	22,8	-7,2	15	21,6	15	9,2	33,8	73,7	1,372	600	500
Deney 8	-3	78,4	21,5	-8	15	20,6	15	9,1	28,03	62,16	1,332	700	500
Deney 9	-3,8	76,8	20,1	-8,8	15	19,9	15	9,1	37,4	60,17	1,287	800	500



Şekil 5.6. 1. grup deneylerde Deney 1 şartında teorik ve deneysel P-h diyagramı.

Birinci grup deneyler tamamlandıktan sonra 2. grup deneylere başlanılmıştır. 2. Grup deneylerde kondenser su debisi 500 lt/h sabit tutulmuştur. Evaporatöre ve kondensere giren suyun sıcaklığı ise 11 °C, 13 °C ve 15 °C değerlerinde ve evaporatör su debisi 600 lt/h, 700 lt/h, 800 lt/h değerlerinde kademeli olarak ayarlanarak toplam 9 farklı şartta deneyler gerçekleştirilmiştir. Çizelge 5.5’te, 2. grup deneylerin gerçekleştirildiği şartlar verilmiştir.

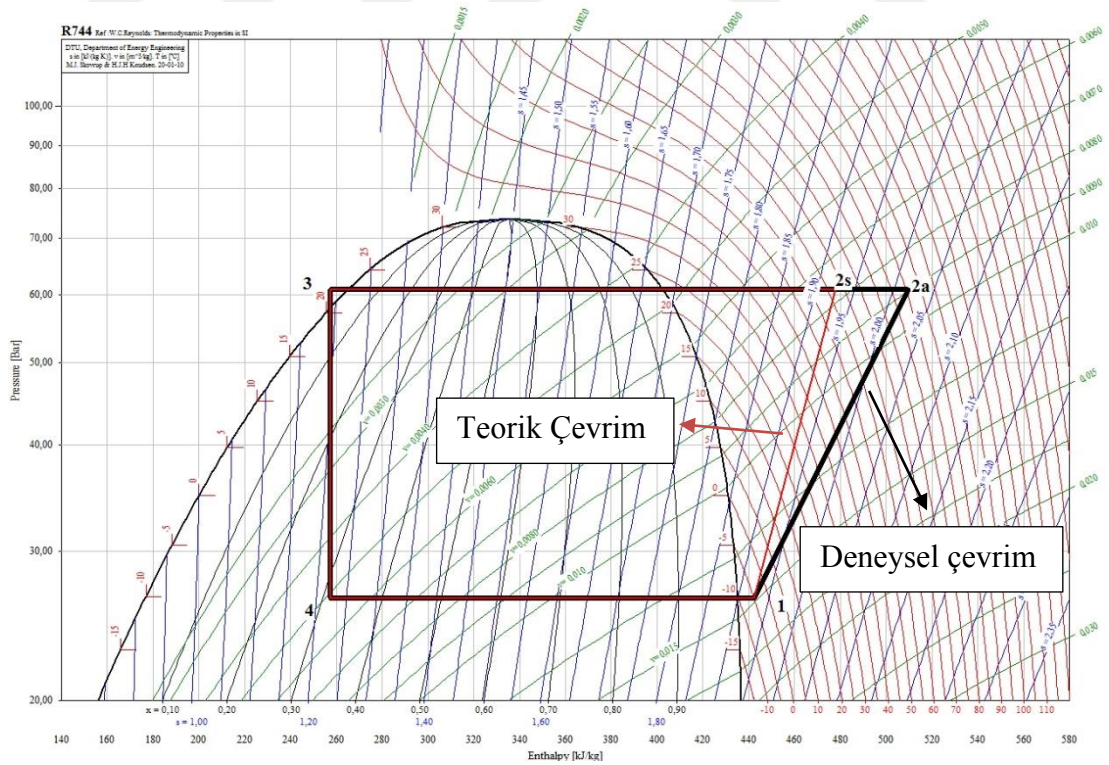
Çizelge 5.5. 2. grup deneylerin gerçekleştirildiği şartlar.

	Frekans (Hz)	Su sıcaklığı (°C)	Evaporatör su debisi (lt/h)	Kondenser su debisi (lt/h)
Deney 1	36	11	600	500
Deney 2	36	11	700	500
Deney 3	36	11	800	500
Deney 4	36	13	600	500
Deney 5	36	13	700	500
Deney 6	36	13	800	500
Deney 7	36	15	600	500
Deney 8	36	15	700	500
Deney 9	36	15	800	500

CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırma soğutma çevrimine göre çalışan sudan suya ısı pompası deney düzeneğinde yapılan 2. grup deneylerde elde edilen ölçümler Çizelge 5.6'de verilmiştir. Şekil 5. 7'de 2. grup deneylerde Deney 1 şartında deneysel ve teorik çalışmaya ait P-h diyagramı görülmektedir.

Çizelge 5.6. CO<sub>2</sub> buhar sıkıştırma sudan suya ısı pompası 2. grup deneylerde alınan ölçüm verileri

CO <sub>2</sub> 'li buhar sıkıştırma sudan suya ısı pompası 1. grup deneylerde ölçüm verileri													
	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	P1	P2	$\dot{W}_{comp.}$	$\dot{V}_{cond.}$	$\dot{V}_{evap.}$
	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	bar	bar	kW	lt/h	lt/h
Deney 1	-5,2	80,6	20,6	-10,2	11	18,5	11	6,4	26,33	60,87	1,298	500	600
Deney 2	-4,6	83,6	22,4	-9,6	11	18,5	11	7,1	26,79	63,46	1,348	500	700
Deney 3	-3,8	86,7	24,4	-8,8	11	18,4	11	7,7	27,4	66,44	1,407	500	800
Deney 4	-4,3	83,7	22,7	-9,3	13	20,5	13	8,5	27,02	63,9	1,356	500	600
Deney 5	-3,7	86,7	24,5	-8,7	13	20,5	13	9,2	27,48	66,59	1,410	500	700
Deney 6	-3	89,5	26,3	-8	13	20,5	13	9,8	28,03	69,39	1,465	500	800
Deney 7	-4,1	86,1	23,9	-9,1	15	22,5	15	10,5	27,17	65,69	1,390	500	600
Deney 8	-3,7	89	25,5	-8,7	15	24,4	15	11,3	27,48	68,14	1,437	500	700
Deney 9	-3,1	91,8	27,2	-8,1	15	22,4	15	11,9	27,95	70,83	1,489	500	800



Şekil 5.7. 2. grup deneylerde Deney 1 şartında teorik ve deneysel P-h diyagramı.

Deneilerin ölçümlerine göre termodinamik hesaplamalarda kullanılacak olan suya ve CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırılmalı ısı pompasına ait entropi (s), entalpi (h), yoğunluk ( $\rho$ ), özgül ısı ( $C_p$ ) gibi termodinamik özellikler sıcaklık ve basınca bağlı olarak bir paket programdan elde edilmiştir.

### 5.2.1. Belirsizlik Analizi

Deneilerde alınan ölçümler her zaman ölçülen fiziksel büyüklüğün gerçek değerini göstermez. Genellikle ölçülen değer ile gerçek değer arasında bir fark vardır. Bu farka hata adı verilir. Ölçümlerdeki hatalar, ölçümü yapan kişiden kaynaklanan, ölçme aletinden kaynaklanan ve ölçümü yapılan fiziksel büyüklükten kaynaklanan hatalar olmak üzere üç ana başlık altında toplanır. Yapılan deneylerin ne derece doğruyu gösterdiği diğer bir deyişle ne derece gerçek değere yakın sonuçlar verdiğinin anlaşılabilmesi için belirsizlik analizi yapılması gerekir.

CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırılmalı sudan suya ısı pompası deney düzeneğinde dört adet su döngüsünde ve dört adet gaz döngüsünde olmak üzere toplam sekiz adet sıcaklık ölçüm noktası mevcuttur. Bu sekiz noktada her deney şartı için sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Kompresörün giriş ve çıkışına konulan manometrelerle iki noktada her deney şartı için basınç ölçümü yapılmıştır. Kondenserde dolaştırılan suyun debisi ve kompresörün harcadığı güç ölçümü de her deney şartı için kayıt altına alınmıştır. Deneilerde kullanılan ölçüm aletleri ve hata oranları (hassasiyet) Çizelge 5.7’de verilmiştir.

Çizelge 5.7. Ölçü aletlerinin hassasiyetleri.

Ölçülen Fiziksel Özellik	Ölçüm cihazı ve özellikleri	Ölçüm Aralığı	Hata Payı
Sıcaklık	* EMKO Channel 8 sıcaklık kayıt cihazı	-200-650 °C	± 0,25 %
	* PT100 sıcaklık sensörü (8 adet)	-200-650 °C	± 0,50 %
Basınç	* AtermaF-400 serisi manometre	0-60 bar	± 1,6 %
	* Aterma F-400 serisi manometre	0-160 bar	± 1,6 %
Debi	* LZS 15 rotametre tipi su debimetresi	60-600 lt/h	± 5 %
	* LZS 15 rotametre tipi su debimetresi	100-1000 lt/h	± 5 %
Güç Sarfıyatı	*3 faz dijital şebeke analizörü	0-3000 W	± 1 %



Sistemde kullanılan ölçü aletlerinin standart sapmaları göz önüne alınarak ölçümlerin belirsizlikleri aşağıda verilen eşitlikler ile hesaplanmıştır.

$$X_m = \frac{1}{N} \sum X_i \quad (5.14)$$

$$V = \frac{1}{N-1} \sum (X_i^2 - X_m^2) \quad (5.15)$$

$$S = \sqrt{N} \quad (5.16)$$

$$a = \frac{1}{\sqrt{N}} \quad (5.17)$$

$$U = \sqrt{\sum_{i=1}^R a_i^2 \cdot S_i^2} \quad (5.18)$$

Eşitliklerde; “ $X_m$ ” ölçülen fiziksel büyüklüğün aritmetik ortalaması, “ $X_i$ ” fiziksel büyüklüğe ait ölçümler, “ $N$ ” ölçüm sayısı, “ $a$ ” hassasiyet, “ $S$ ” standart sapma, “ $V$ ” varyans, “ $U$ ” belirsizliktir [77]. Yapılan belirsizlik analizinden elde edilen sonuçlar Çizelge 5.8’de verilmiştir.

Çizelge 5.8. Deneyle ölçümü yapılan fiziksel büyüklüklere ait belirsizlikler.

Ölçülen Fiziksel Özellik	Birim	Belirsizlik
Sıcaklık	°C	± 0,577 ile ± 2,04
Basınç	Bar	± 0,544 ile ± 1,097
Debi	lt/h	± 28,868
Güç Sarfıyatı	kW	± 0,033

### 5.3. TERMODİNAMİK ANALİZ

CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırırmalı ısı pompası deney düzeneğinin performansını ve sistemde verimsiz çalışan ekipmanları belirleyebilmek için termodinamik analizlerin yapılması gereklidir. Bu analizler enerjinin korunumu yasası olarak bilinen termodinamiğin I. yasası ile başlar. Ancak bu yasa sadece nicelik yönünden fikir verir. Enerjinin nitelik yönünde de ele alınması gerekir. Yani

enerjinin ne kadar verimli kullanıldığının da anlaşılabilmesi için termodinamiğin II. yasasına göre ekserji analizinde yapılması gereklidir.

### 5.3.1. Enerji Analizi

Termodinamiğin I. yasasına göre enerji korunumu söz konusudur. Yani sisteme giren enerjilerin toplamı sistemden çıkan enerjilerin toplamına eşit olmalıdır.

$$\dot{E}_{giren} = \dot{E}_{çıkan} \quad (5.19)$$

Sisteme giren enerjiler, evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkanın sabit basınç vesicaklık altında sudan çekmiş olduğu ısı enerjisi ( $\dot{Q}_{evap.}$ ) ve kompresörün sabit entropide soğutucu akışkanı sıkıştırırken kullandığı elektrik enerjisi ( $\dot{W}_{komp.}$ ) dir. Sistemden çıkan enerjiler ise kondenserde yoğuşan soğutucu akışkanın sabit basınç ve sıcaklıkta suya attığı ısı enerjisi ( $\dot{Q}_{kond.}$ ) dir. Bu durumda denklem:

$$\dot{Q}_{evap.} + \dot{W}_{komp.} = \dot{Q}_{kond.} \quad (5.20)$$

Enerji analizi yapmak için sistemde iş yapan evaporatör, kompresör ve kondenserin enerji denklemlerini sırasıyla yazılırsa;

Evaporatörün sudan çekmiş olduğu ısı transfer hızı:

$$\dot{Q}_{evap.} = \dot{m}_r \cdot (h_1 - h_4) = \dot{V}_{evap.} \cdot \rho_w \cdot Cp_w \cdot (T7 - T8) \quad (5.21)$$

Kompresörün tüketmiş olduğu güç:

$$\dot{W}_{komp.} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) = V \cdot I \cdot \cos\phi \quad (5.22)$$

Kondenserden suya olan ısı transfer hızı:

$$\dot{Q}_{kond.} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3) = \dot{V}_{kond.} \cdot \rho_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_6 - T_5) \quad (5.23)$$

Ölçüm sonuçlarına göre yukarıdaki eşitlikler ile hesaplanan enerjilerden sonra ısı pompasının performans katsayısı aşağıdaki eşitlikten hesaplanmıştır.

$$COP_{HP} = \frac{\dot{Q}_{kond.}}{\dot{W}_{komp.}} \quad (5.24)$$

CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırımlı sudan suya ısı pompası deney düzeneğinde deneyler esnasında su debileri doğrudan debimetreler ile ölçülmüştür. Ancak soğutucu akışkan tarafındaki debi kompresör güç tüketimi ve kompresör giriş çıkış entalpi değerlerine bağlı olarak Eşitlik 5.22'den elde edilmiştir. Kompresör güç tüketimi ise enerji analizöründen doğrudan okunmaktadır.

Yapılan deneyler sonucu kompresörün isentropik verimi Eşitlik 5.6'dan hesaplanmıştır. Kompresörün hacimsel verimi ise Hubacher vd. [101], yapmış oldukları çalışmadaki Eşitlik 5.25 kullanılarak belirlenmiştir.

$$\eta_{vol.} = \frac{\dot{m}_r \cdot v_1}{\dot{V}_{tr}} \quad (5.25)$$

### 5.3.2. Ekserji Analizi

Birinci yasaya göre yapılan analizler, enerjinin korunumunu göstermektedir. Ancak sistemin performansını tam olarak anlamak açısından yeterli değildir. Çünkü tersinmezliklerden dolayı her ekipmanda enerjinin tamamının faydalı işe çevrilebilmesi durumu söz konusu değildir. Yani enerjinin bir kısmı yıkıma uğramaktadır. Bu sebeple sistemin ekserji analizini de yapmak gerekmektedir.

Genel ekserji eşitliği Eşitlik 5.26'da gösterildiği gibi ifade edilir.

$$\dot{E}x_{giren} - \dot{E}x_{çıkan} = \dot{E}x_{yıkım} \quad (5.26)$$

Toplam ekserji yıkımını belirleyebilmek için ısı pompası sistemindeki her elemanın ekserji yıkımını hesaplamak gerekmektedir. Her eleman için genel ekserji ifadesi:

$$\dot{E}x = \dot{m} \cdot ex \quad (5.27)$$

Bu eşitlikteki,  $ex$  her elemanın giriş ve çıkışındaki özgül ekserji değeridir. Özgül ekserji ise aşağıdaki eşitlikten hesaplanır.

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (5.28)$$

Evaporatördeki ekserji yıkımı:

$$\dot{E}x_{yıkım, evap.} = \dot{m}_r(ex_4 - ex_1) + \dot{m}_w(ex_7 - ex_8) \quad (5.29)$$

Kondenserdeki ekserji yıkımı:

$$\dot{E}x_{yıkım, kond.} = \dot{m}_r(ex_2 - ex_3) + \dot{m}_w(ex_5 - ex_6) \quad (5.30)$$

Kompresördeki ekserji yıkımı:

$$\dot{E}x_{yıkım, komp.} = \dot{m}_r(ex_2 - ex_1) + \dot{W}_{komp.} \quad (5.31)$$

Genleşme valfindeki ekserji yıkımı:

$$\dot{E}x_{yıkım, gv} = \dot{m}_r(ex_3 - ex_4) \quad (5.32)$$

Isı pompası sisteminin ve ekipmanlarının ekserji verimleri ise sırasıyla aşağıdaki eşitliklerden hesaplanmıştır.

Isı pompasının ekserji verimi:

$$\Psi_{HP} = \frac{\dot{E}x_{çıkan, kond.} - \dot{E}x_{giren, kond.}}{\dot{W}_{komp.}} \quad (5.33)$$

Kompresörün ekserji verimi:

$$\Psi_{komp.} = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{W_{komp.}} \quad (5.34)$$

Kondenserin ekserji verimi:

$$\Psi_{kond.} = \frac{\dot{E}x_6 - \dot{E}x_5}{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_3} \quad (5.35)$$

Evaporatörün ekserji verimi:

$$\Psi_{evap.} = \frac{\dot{E}x_1 - \dot{E}x_4}{\dot{E}x_5 - \dot{E}x_6} \quad (5.36)$$

Genleşme valfinin ekserji verimi:

$$\Psi_{gv} = \frac{\dot{E}x_4}{\dot{E}x_3} \quad (5.37)$$

Isı pompasının ekserji verimi:

$$\eta_{II} = \frac{COP_{HP}}{COP_{HP,tr}} \quad (5.38)$$

Eşitlik 5.38 in paydasında yer alan tersinir ısı pompası performans katsayısı;

$$COP_{HP,tr} = \frac{1}{1 - \frac{T_L}{T_H}} \quad (5.39)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır.

### 5.3.3. Termoekonomik Analiz

Isıl sistemlerin termodinamik ve ekonomik açıdan analizinin yapılması işlemine termoekonomik analiz adı verilir. Üretim girdilerinin en aza indirgenmesi

maksadıyla yapılan bir analizdir. Ekserji analiziyle sistemdeki tersinmezlikler ve kayıplar ve elde edilen faydalı iş belirlenir. Elde edilen bu faydalı enerji ile maliyetlerin arasındaki ilişkiyi ortaya koymak enerjinin verimli kullanılabilmesi açısından önemlidir. Termoeconomik analizle elde edilen faydalı iş ile maliyet arasında ilişki ortaya koyulmaktadır. Kısacası termoeconomik analiz, ekserji analizi ve ekonomik analizin birleşiminden oluşan bir analiz metodudur [72].

Literatürde bazı kaynaklarda eksergoekonomik analiz olarak da geçen termoeconomik analizde herbir elemanın ekserji analizi yapılır ve maliyet denklemleri yazılarak herbir elemana ait ekserji maliyetleri hesaplanır [72].

Literatürde çok sayıda termoeconomik yöntem vardır. Bu yöntemler arasında Modifiye Üretken Yapı Analizi (MOPSA) yöntemi kullanılmıştır. Çünkü bu yöntem entropi üretimi için birim maliyet hesaplamaya olanak sağlar ve termal sistemlerde ürünlerin birim maliyeti için doğru sonuçlar vermektedir.

İlk olarak Kim vd. [73] tarafından tanıtılan MOPSA metodu, herhangi bir akış akımı maliyet hesaplaması yapmadan ekserji maliyeti sağlar. MOPSA yönteminde, termomekanik ekserji bileşeni, termal ve mekanik ekserji maliyetleri olarak ayrı biçimde maliyetlendirilebilir. Bu nedenle, MOPSA metodu için genel ekserji denge denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{E}x^{kim.} + (\sum_{giren} \dot{E}x^T - \sum_{çıkan} \dot{E}x^T) + (\sum_{giren} \dot{E}x^P - \sum_{çıkan} \dot{E}x^P) + T_o(\sum_{giren} \dot{S} - \sum_{çıkan} \dot{S}) = \dot{E}x^W \quad (5.40)$$

#### 5.3.4. Ekonomik Analiz

Termoeconomik, termodinamik ve ekonomi analizini birleştiren bir mühendislik dalıdır. Bu nedenle, bir termal sistemin termoeconomik analizini gerçekleştirmek için ekonomik analiz yapılmalıdır. Bu çalışmada, Moran tarafından önerilen yıllıklaştırılmış (seviyelendirilmiş) maliyet yöntemi, bileşenlerin sermaye maliyetini tahmin etmek için kullanılmıştır.

Şimdiki değer faktörü (PWF) ve ilk yatırım geri kazanım faktörü (CRF) sırasıyla aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir.

$$PWF = \frac{1}{(1+i)^n} \quad (5.41)$$

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (5.42)$$

Eşitliklerdeki;  $i$  ve  $n$  terimleri sırasıyla faiz oranını ve sistemin yıl olarak ömrünü belirtmektedir.

Sistemin hurda değeri aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$SV = \mu TCI \quad (5.43)$$

Eşitlikte;  $\mu$  ve  $TCI$ , sırasıyla hurda değeri oranını ve sistemin toplam ilk yatırım değerini temsil eder. Şimdiki değer (PW) ve sistemin yıllık ilk yatırım değeri ( $\dot{A}\dot{C}$ ) sırasıyla aşağıda verilmiştir.

$$PW = TCI - SV \times PWF \quad (5.44)$$

$$\dot{A}\dot{C} = PW \times CRF \quad (5.45)$$

Sistemin toplam ilk yatırım değeri aşağıdaki eşitlikten hesaplanır.

$$\dot{Z}_{sistem} = \phi \frac{\dot{A}\dot{C}}{\tau} \quad (5.46)$$

Eşitlikte;  $\phi$  ve  $\tau$  bakım faktörü ve sistemin tam yük kapasitesinde toplam yıllık çalışma saatidir. Sistemin birinci bileşeninin sermaye yatırım maliyeti aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir.

$$\dot{Z}_k = \dot{Z}_{sistem} \frac{PEC_k}{TCI} \quad (5.47)$$

Eşitlikte; PEC, sistemdeki birinci bileşenin satın alınan ekipman maliyetini ifade eder. Çizelge 5.9'da her sistem bileşeni için PEC, Z değerleri ve TCI değerleri verilmiştir.

Çizelge 5.9. Her sistem bileşeni için PEC, Z ve TCI değerleri.

SistemBileşeni	PEC (\$)	Z(\$/h)
Kompresör	4040,96	0,45866
Kondenser	783,78	0,08896
Genleşme elemanı	45	0,00512
Evaporatör	814,62	0,09246
	<b>TCI=5684,36</b>	<b>Z<sub>T</sub>=0,64520</b>

Bu çalışmada ekonomik analiz için faiz oranı (i) ve sistemin (n) kullanım ömrü sırasıyla % 10 ve 5 yıl olarak kabul edilmiştir. Ek olarak; hurda değer oranı (μ), bakım faktörü (φ) ve sistemin tam yük kapasitesindeki (τ) yıllık toplam çalışma sayısı sırasıyla % 12 ve 1,06 ve 2880 saat olarak seçilmiştir.

### 5.3.5. Isı Pompası Sistemine MOPSA'nın Uygulanması

MOPSA esaslı ekserji balansı denklemi için genel maliyet balansı denklemi aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$\dot{E}x^{kim} \cdot C_0 + (\sum \dot{E}x_{giren}^T - \sum \dot{E}x_{çikan}^T)C_T + (\sum \dot{E}x_{giren}^P - \sum \dot{E}x_{çikan}^P)C_P + T_0(\sum \dot{S}_{giren} - \sum \dot{S}_{çikan})C_S + \dot{Z}_k = \dot{E}x^W C_W \quad (5.48)$$

Eşitlikteki; üst indis kim., T ve P, sırasıyla kimyasal, ısı ve mekanik ekserji bileşenlerini temsil eder.  $C_0$ ,  $C_S$  and  $C_W$  sırasıyla yakıt, entropi ve işin birim ekserji maliyetidir.

Ekserji balansı denklemleri, ısı pompası sisteminin her bir bileşenine balans denklemi uygulanarak elde edilir. Elde edilen eşitlikler herbir ekipman için aşağıda verilmiştir.



Kompresör için:

$$(\dot{E}x_1^T - \dot{E}x_2^T) + (\dot{E}x_1^P - \dot{E}x_2^P) + T_0(\dot{S}_1 - \dot{S}_2) = \dot{E}x^W \quad (5.49)$$

Kondenser için:

$$(\dot{E}x_2^T - \dot{E}x_3^T + \dot{E}x_5^T - \dot{E}x_6^T) + (\dot{E}x_2^P - \dot{E}x_3^P + \dot{E}x_5^P - \dot{E}x_6^P) + T_0(\dot{S}_2 - \dot{S}_3 + \dot{S}_5 - \dot{S}_6) = 0 \quad (5.50)$$

Genleşme Elemanı için:

$$(\dot{E}x_3^T - \dot{E}x_4^T) + (\dot{E}x_3^P - \dot{E}x_4^P) + T_0(\dot{S}_3 - \dot{S}_4) = 0 \quad (5.51)$$

Evaporatör için:

$$(\dot{E}x_4^T - \dot{E}x_1^T + \dot{E}x_7^T - \dot{E}x_8^T) + (\dot{E}x_4^P - \dot{E}x_1^P + \dot{E}x_7^P - \dot{E}x_8^P) + T_0(\dot{S}_4 - \dot{S}_1 + \dot{S}_7 - \dot{S}_8) = 0 \quad (5.52)$$

Maliyet balansı denklemleri her bir ekipman için sırasıyla aşağıda yazılmıştır.

Kompresör için:

$$(\dot{E}x_1^T - \dot{E}x_2^T)C_T + (\dot{E}x_1^P - \dot{E}x_2^P)C_P + [T_0(\dot{S}_1 - \dot{S}_2)]C_S + \dot{Z}_{komp} = \dot{E}x^W C_W \quad (5.53)$$

Kondenser için:

$$(\dot{E}x_2^T - \dot{E}x_3^T)C_T + (\dot{E}x_2^P - \dot{E}x_3^P)C_P - \dot{Q}_{ortam}C_H + [T_0(\dot{S}_2 - \dot{S}_3)]C_S + \dot{Z}_{kond} = 0 \quad (5.54)$$

Genleşme Elemanı için:

$$(\dot{E}x_3^T - \dot{E}x_4^T)C_T + (\dot{E}x_3^P - \dot{E}x_4^P)C_P + [T_0(\dot{S}_3 - \dot{S}_4)]C_S + \dot{Z}_{gv} = 0 \quad (5.55)$$

Evaporatör için:

$$(\dot{E}x_4^T - \dot{E}x_1^T)C_T + (\dot{E}x_4^P - \dot{E}x_1^P)C_P + (\dot{E}x_7 - \dot{E}x_8) \cdot 0 + [T_0(\dot{S}_4 - \dot{S}_1)]C_S + \dot{Z}_{evap} = 0 \quad (5.56)$$

Eşitlikte  $\dot{Q}_{ortam}$  terimi, kondenserden suya aktarılan ısı transfer hızını temsil eder ve aşağıdaki eşitlikten hesaplanır.

$$\dot{Q}_{ortam} = (\dot{E}x_6^T - \dot{E}x_5^T) + (\dot{E}x_6^P - \dot{E}x_5^P) + T_0(\dot{S}_6 - \dot{S}_5) \quad (5.57)$$

Eşitlikte  $C_W$  terimi ise 0,043173 \$/kWh olarak Başkent Elektrik A.Ş.'den alınmış güncel kWh'lik enerji tüketiminin dolar olarak karşılığıdır [75].

Toplam maliyet dengesi denklemi, Denklem (5.53)'den Denklem (5.56)'e kadar olan denklemlerin toplanmasıyla aşağıdaki gibi elde edilir.

$$-\dot{Q}_{ortam}C_H + \sum \dot{Z}_k = \dot{E}x^W C_W \quad (5.58)$$

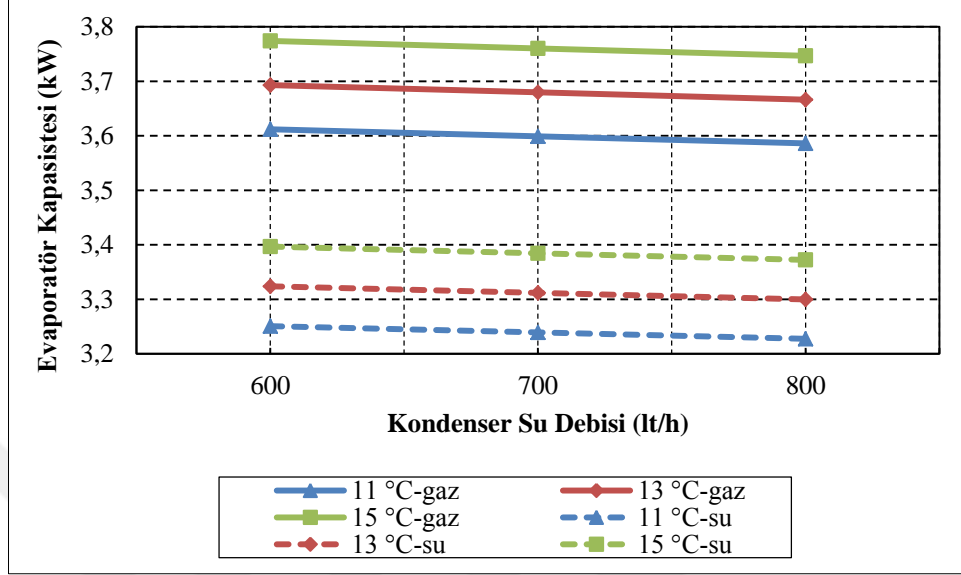
## BÖLÜM 6

### SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, farklı çalışma koşullarında CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı buhar sıkıştırmalı sudan suya bir ısı pompasının performansı deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Laboratuvar şartlarında kurulan deney düzeneğinde farklı kondenser ve evaporatör su giriş sıcaklıkları ile farklı kondenser ve evaporatör su debilerinde iki farklı durum için deneyler gerçekleştirilmiştir. Birinci grup deneylerde; evaporatör su debisi 500 lt/h değerinde sabit tutularak, kondenser ve evaporatör giriş suyu sıcaklıkları 11 °C, 13 °C ve 15 °C değerinde değiştirilerek, 600 lt/h, 700 lt/h ve 800 lt/h değerlerindeki farklı kondenser su debilerinin ısı pompası performansı üzerindeki etkileri gözlemlenmiştir. İkinci grup deneylerde ise; kondenser su debisi 500 l/h değerinde sabit tutularak, kondenser ve evaporatör giriş suyu sıcaklıkları 11 °C, 13 °C ve 15 °C değerlerinde değiştirilerek 600 lt/h, 700 lt/h ve 800 lt/h değerlerindeki farklı evaporatör su debilerinin ısı pompası performansına etkisi gözlemlenmiştir. Deneysel ölçümlerden elde edilen veriler kullanılarak sistemin enerji, ekserji ve termoekonomik analizleri yapılmıştır. Deneysel çalışmadan ve analizlerden elde edilen sonuçlar aşağıda grafikler halinde verilerek ulaşılan sonuçlar irdelenmiştir.

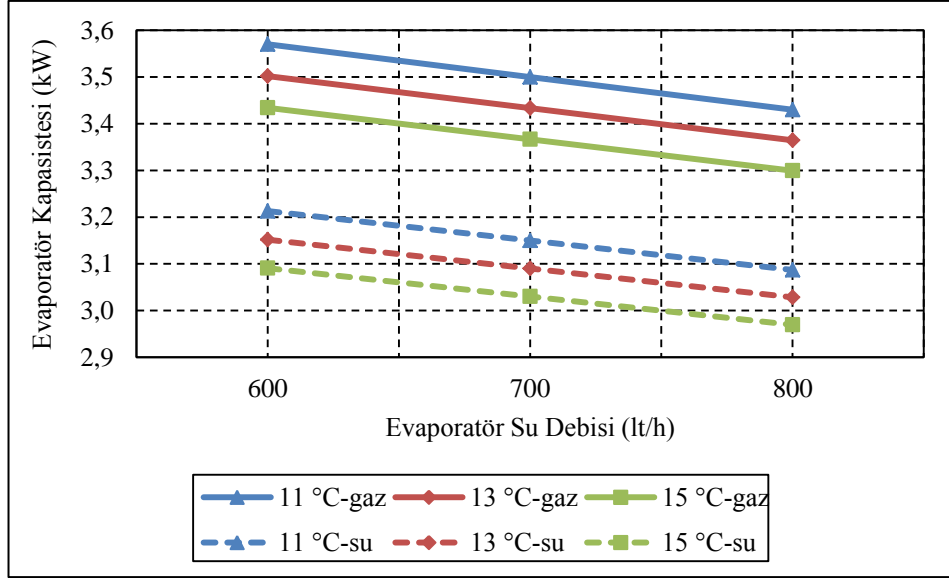
Şekil 6.1’de, 1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına bağlı evaporatör kapasitesinin değişimi verilmiştir. Evaporatör kapasitesinin gerek gaz tarafında, gerekse su tarafında kondenser su debisi artıkça, ters orantılı olarak azaldığı, ancak kayda değer bir değişim olmadığı görülmüştür. Evaporatöre giren suyun sıcaklığı 11 °C, kondenser su debisi 600 lt/h iken evaporatör kapasitesi 3,612 kW olurken, aynı giriş suyu sıcaklığında kondenser su debisi 800 lt/h çıkarıldığında evaporatör kapasitesi 3,586 kW düşmüştür. Kondensere giren suyun sıcaklığının ve debisinin sabit tutulmuş olmasından dolayı evaporatör kapasitesinde % 0,7’lik bir düşüş meydana gelmiştir. Ancak sisteme giren suyun sıcaklığı evaporatör kapasitesi

üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Kondensere giren suyun sıcaklığı artıkça, evaporatör kapasitesi artmaktadır.



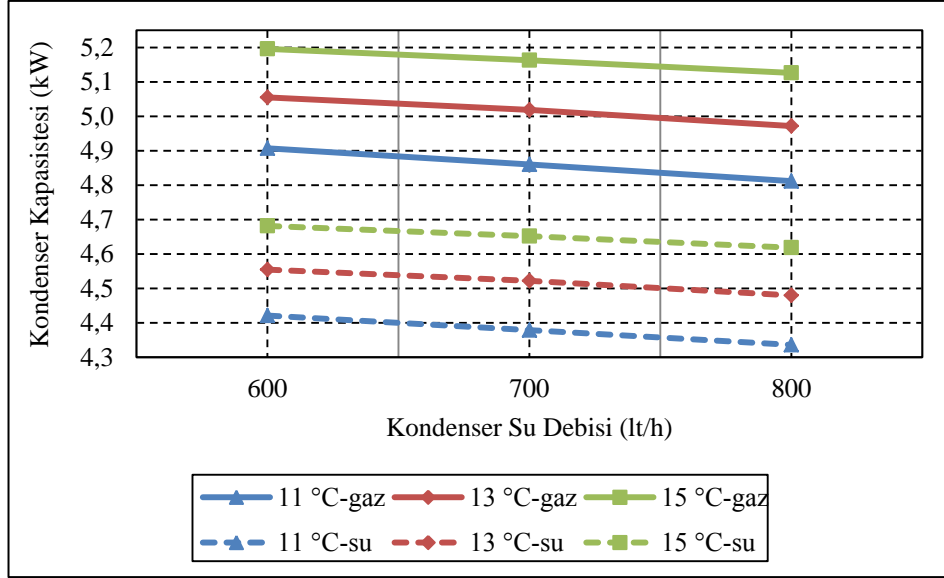
Şekil 6.1. 1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre evaporatör kapasitesinin değişimi.

Kondenser soğutma suyu sıcaklığı 11 °C, kondenser debisi 600 lt/h iken evaporatör kapasitesi 3,612 kW olurken, aynı kondenser su debisinde giriş suyu sıcaklığı 15 °C çıkarıldığında evaporatör kapasitesi 3,774 kW kadar artmış ve bu durumda evaporatör kapasitesinde % 4,48'lik bir artış meydana gelmiştir. Kondenser soğutma suyu sıcaklığındaki artış evaporatörün çekebileceği ısıyı arttıracığından dolayı evaporatör kapasitesi artmıştır. Su tarafında da aynı eğilim görülmüştür. Isı değiştiricinin etkinliğinden ve tersinmezliklerden dolayı su tarafındaki evaporatör kapasitesi gaz tarafındaki evaporatör kapasitesinden düşük olmaktadır.



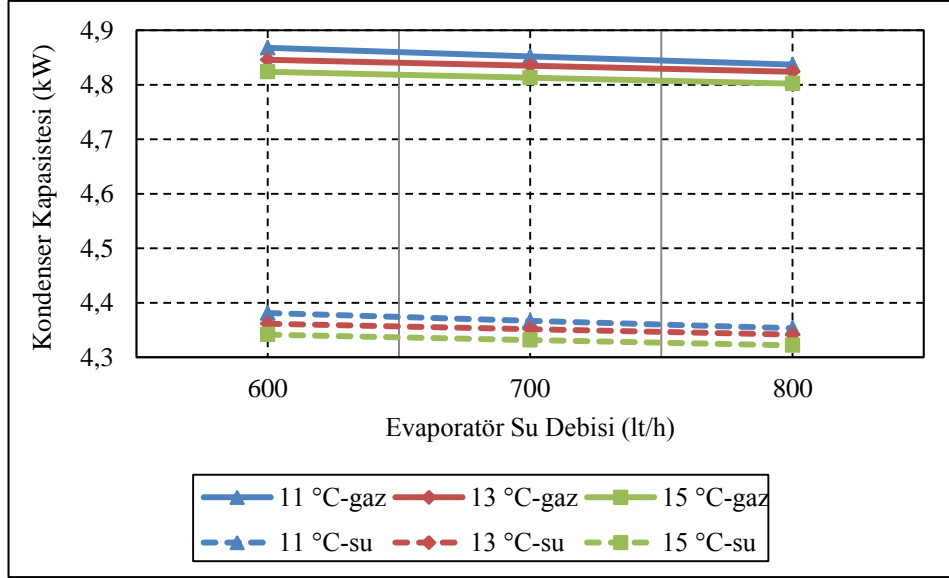
Şekil 6.2. 2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre evaporatör kapasitesinin değişimi.

Şekil 6.2’de, 2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre evaporatör kapasitesinin değişimi verilmiştir. Şekilden de görülebileceği gibi evaporatör su debisi ve giriş suyu sıcaklığı arttıkça evaporatör kapasitesi azalmaktadır. Kondenser soğutma suyu sıcaklığı 11 °C, evaporatör su debisi 600 lt/h olduğunda evaporatör kapasitesi 3,57 kW olurken, aynı giriş suyu sıcaklığında evaporatör su debisi 800 lt/h çıkarıldığında evaporatör kapasitesi 3,43 kW düşmüş ve evaporatör kapasitesinde % 3,92’lik bir azalma meydana gelmiştir. Bu azalmanın sebebi kondenser soğutma suyunun sıcaklığının ve debisinin sabit tutulmuş olmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca, kondenser soğutma suyunun sıcaklığı arttıkça evaporatör kapasitesi azalmaktadır. Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığının 11 °C, evaporatör debisinin 600 lt/h değerinde evaporatör kapasitesi 3,57 kW iken, aynı evaporatör su debisinde kondenser soğutma suyu sıcaklığı 15 °C çıkarıldığında evaporatör kapasitesi 3,434 kW düşmüş ve evaporatör kapasitesinde % 3,81’lik bir azalma meydana gelmiştir. Evaporatöre giren suyun sıcaklığındaki artış, evaporatör tarafından çekilen ısı miktarını artırmasına rağmen aynı kaynaktan beslendiği için kondenser soğutma suyu sıcaklığının evaporatöre giren su sıcaklığı ile aynı olması ve kondenser su debisinin sabit tutulmuş olmasından dolayı evaporatör kapasitesi azalmaktadır. Su tarafındaki değişimin eğilimi, 1. grup deneylerdekine benzerlik göstermektedir.



Şekil 6.3. 1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kondenser kapasitesinin değişimi.

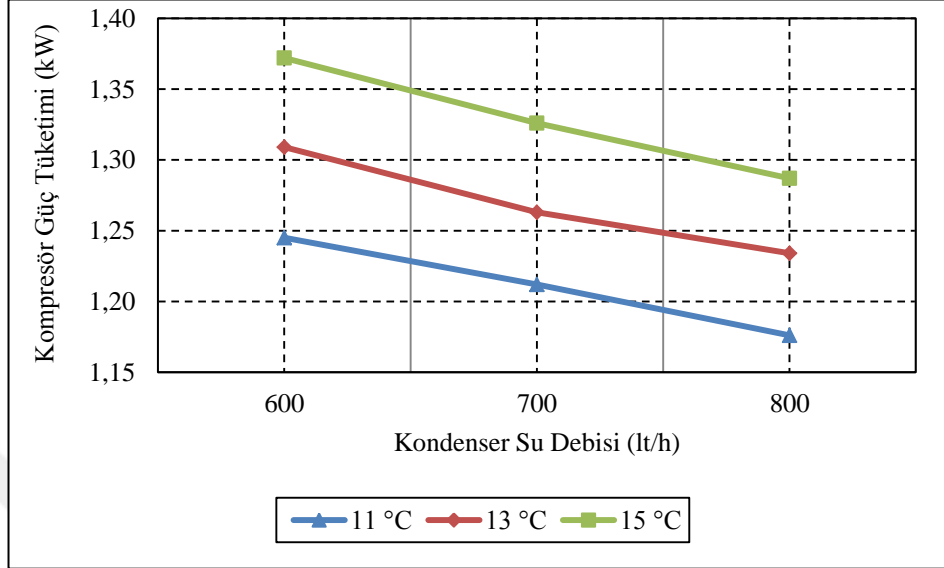
Şekil 6.3'te, 1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kondenser kapasitesinin değişimi görülmektedir. Kondenser su debisi arttıkça, kondenser kapasitesi azalmaktadır. Kondenser soğutma suyu sıcaklığı veya evaporatöre giren suyun sıcaklığı 11 °C, kondenser su debisinin 600 lt/h değerinde 4,868 kW olan kondenser kapasitesi, aynı giriş suyu sıcaklığında kondenser su debisi 800 lt/h çıkarıldığında 4,837 kW olmuş ve kondenser kapasitesinde % 3,1'lik bir düşüş meydana gelmiştir. Bu durum, evaporatöre giren suyun sıcaklığı ve debisinin sabit tutulmuş olmasından kaynaklanmaktadır. Bunun yanında, sisteme giren suyun sıcaklığı arttıkça, kondenser kapasitesi artmaktadır. Kondenser debisinin 600 lt/h değerinde, giriş suyu sıcaklığı 11 °C olduğunda kondenser kapasitesi 4,857 kW olurken, aynı kondenser su debisi değerinde giriş suyu sıcaklığı 15 °C çıkarıldığında kondenser kapasitesi 5,146 kW olmuş ve kondenser kapasitesinde % 5,95'lik bir artış meydana gelmiştir. Giriş suyu sıcaklığındaki artış, evaporatörden çekilecek ısı miktarının artmasına dolayısıyla kondenserdan atılacak ısının da artmasına neden olmaktadır. Bundan dolayı kondenser kapasitesi artmaktadır. Su tarafında da benzer eğilim gözlemlenmiştir.



Şekil 6.4. 2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kondenser kapasitesinin değişimi.

Şekil 6.4'te, 2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına bağlı kondenser kapasitesinin değişimi verilmiştir. Kondenser kapasitesinin gerek gaz tarafında, gerekse su tarafında evaporatör su debisi ve su giriş sıcaklığı artıçça ters orantılı olarak azaldığı gözlemlenmiştir. Ancak kayda değer bir değişim olmadığı, sabit bir seviyede olduğu görülmektedir. Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı veya evaporatöre giren suyun sıcaklığı 11 °C olduğunda, evaporatör su debisinin 600 lt/h değerinde kondenser kapasitesi 4,868 kW olurken, aynı kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığında, evaporatör su debisi 800 lt/h çıkarıldığında kondenser kapasitesi 4,837 kW olmuş ve bu durumda kondenser kapasitesinde % 0,63'lük bir düşüş meydana gelmiştir. Kondenser kapasitesindeki değişimin çok küçük olması, kondensere giren suyun sıcaklığı ve debisinin sabit tutulmuş olmasından kaynaklanmaktadır. Ayrıca, kondenser soğutma suyu sıcaklığı artıçça, kondenser kapasitesinin düştüğü gözlemlenmiştir. Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C ve evaporatör su debisinin 600 lt/h değerinde, 4,837 kW olan kondenser kapasitesi, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 15 °C çıkarıldığında aynı evaporatör su debisinde 4,824 kW düşmüştür. Bu durumda, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığının ve debisinin sabit tutulmuş olmasından dolayı kondenser kapasitesinde % 0,27'lik bir düşüş meydana gelmiştir. Su tarafında da benzer bir eğilim görülmüştür. Su tarafındaki kondenser kapasitesinin gaz tarafındaki kondenser

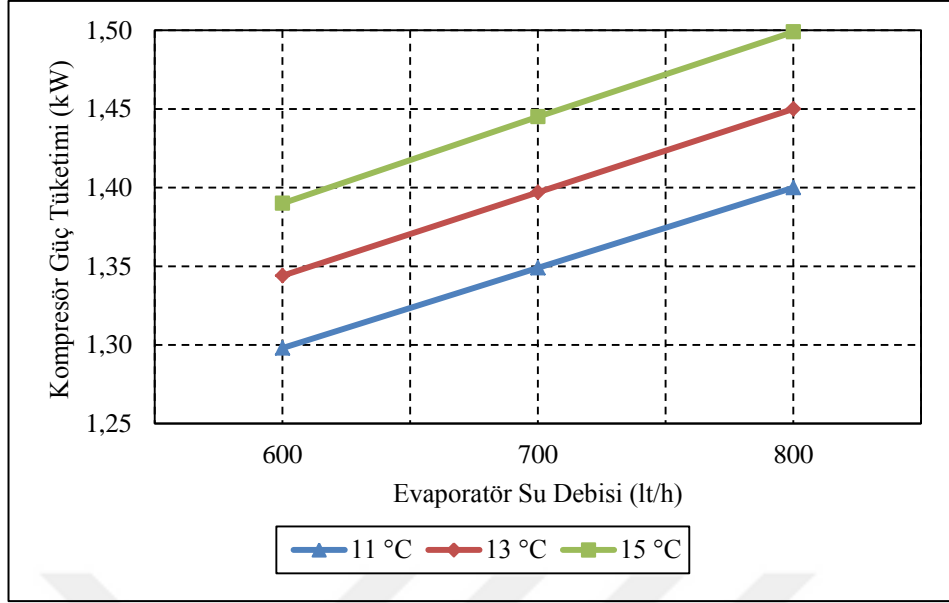
kapasitesinden düşük olmasının sebebi ise ısı değiştiricinin etkenliği ve tersinmezliklere bağlı olduğu dűřunlmektedir.



şekil 6.5. 1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kompresör güç tüketiminin değişimi.

şekil 6.5'te, 1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına bağlı olarak kompresör güç tüketimindeki değişim görűlmektedir. Kondenser su debisi arttıkça, kompresör kapasitesi azalmaktadır. Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C ve kondenser su debisi 600 lt/h olduğuda, kompresör güç tüketimi 1,245 kW iken aynı giriş suyu sıcaklığında kondenser su debisi 800 lt/h değerine çıkarıldığında kompresör güç tüketimi 1,176 kW olmuş ve kompresörün güç tüketiminde % 5,54 bir azalma meydana gelmiştir. Buna karşın giriş suyu sıcaklığı arttıkça kompresör güç tüketimi artmaktadır. Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C ve kondenser su debisi 600 lt/h olduğunda, kompresör güç tüketimi 1,245 kW iken aynı kondenser su debisinde giriş suyu sıcaklığı 15 °C çıkarıldığında kompresör güç tüketimi 1,372 kW değerine çıkmış ve kompresörün güç tüketiminde % 10,2 bir artış olmuştur. Evaporatöre giren suyun debisi sabitken, kondenser su debisinin artması, kondenserde ısının daha kolay atılmasını sağladığından kompresörün güç tüketimi azalmaktadır. Ancak sisteme giren suyun sıcaklığı arttığında kondenserden ısı atımı zorlaştığı için kompresörde zorlanma olmakta ve güç tüketimi artmaktadır.



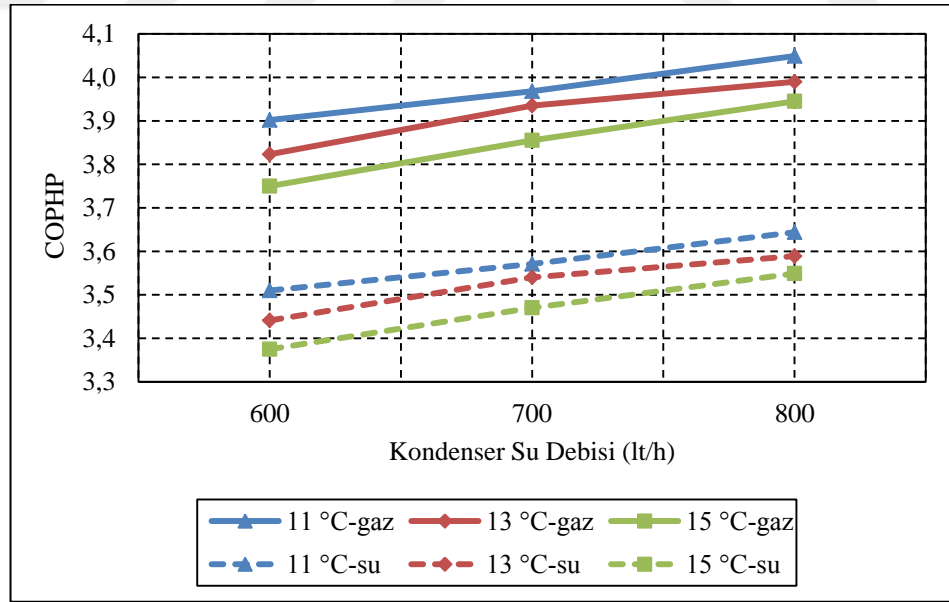


Şekil 6.6. 2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kompresör güç tüketiminin değişimi

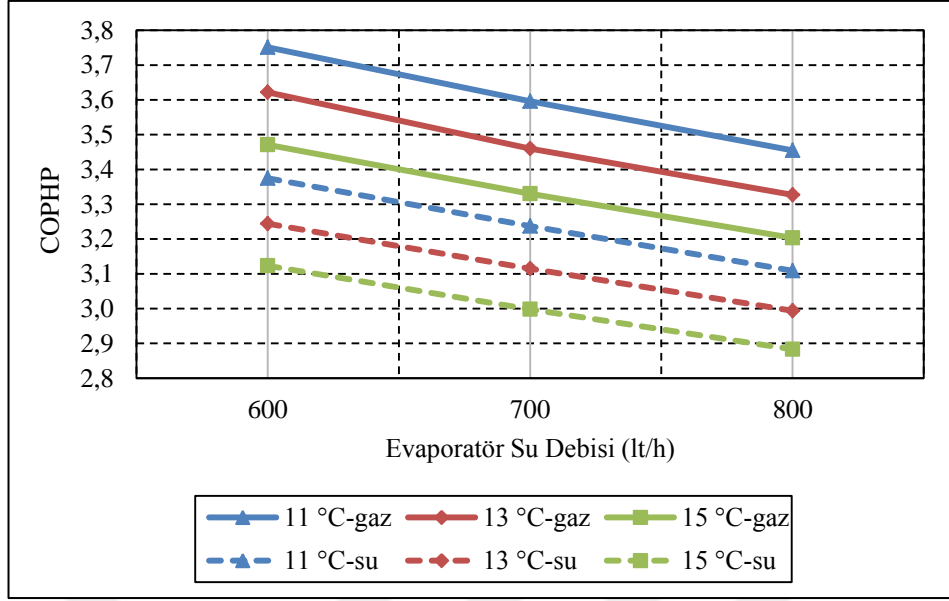
Şekil 6.6'da, 2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kompresör güç tüketiminin değişimi verilmiştir. Evaporatör su debisi arttıkça kompresör güç tüketimi artmaktadır. Örnek olarak giriş suyu sıcaklığı 11 °C ve evaporatör su debisi 600 lt/h olduğu durumda kompresör güç tüketimi 1,298 kW iken aynı giriş suyu sıcaklığında evaporatör su debisi 800 lt/h olduğunda kompresör güç tüketimi 1,344 kW değerine yükselmiştir. Kompresör güç tüketimi % 3,54 artmıştır. Benzer şekilde giriş suyu sıcaklığı arttıkça kompresör güç tüketimi artmaktadır. Örnek olarak giriş suyu sıcaklığı 11 °C ve evaporatör su debisi 600 lt/h olduğu durumda kompresör güç tüketimi 1,298 kW iken aynı evaporatör su debisinde giriş su sıcaklığı 15 °C olduğunda kompresör güç tüketimi 1,390 kW değerine çıkmıştır. Kompresörün güç tüketimi % 7 artmıştır. Bu durumda kondenserde su debisi sabit olduğu için giriş suyu sıcaklığındaki ve evaporatör su debisindeki artış kondenserde ısı atımını zorlaştırmış ve kompresördeki güç tüketimi artmıştır.

Şekil 6.7'de, 1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına bağlı ısı pompasının ısıtma tesir katsayısının ( $COP_{HP}$ ) değişimi görülmektedir. Şekilden de görülebileceği gibi kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı arttıkça, ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı azalmaktadır. Kondenser su debisi 600 lt/h iken kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C'den 15 °C'ye çıkarıldığında ısıtma tesir katsayısı

3,902'den 3,750'e düşmüştür. Bu durumda, ısıtma tesir katsayısında % 3,89'luk bir azalma meydana gelmiştir. Isıtma tesir katsayısındaki bu düşüş, kondenserin artan giriş suyu sıcaklığına bağlı olarak ısıyı atmakta zorlanmasıyla kompresörün güç tükemindeki artıştan kaynaklanmaktadır. Bunun yanında, kondenser su debisinin artışı performans katsayısını artırmaktadır. Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C iken, kondenser su debisi 600 lt/h'den 800 lt/h'e çıkarıldığında ısıtma tesir katsayısı 3,902'den 4,049 değerine yükselmiş ve ısıtma tesir katsayısında % 3,76'lık bir artış gerçekleşmiştir. Bunun sebebi kondenserin artan su debisine bağlı olarak ısı atımının artmasıyla kompresörün güç tükemindeki azalmadan kaynaklanmaktadır. Sisteme giren su sıcaklığının artmasıyla ısıtma tesir katsayısında azalması beklendik bir durum değildir. Bunun sebebinin, deney düzeneğinde kondenser ve evaporatörün aynı su kaynağından besleniyor olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Artan su sıcaklığı evaporatörde kapasite artışına neden olurken kondenserde ısı atımını zorlaştırmaktadır. Kondenser kapasitesinin soğutma çevrimi gereği evaporatörden kompresör kapasitesi kadar büyük olması gerektiğinden dolayı böyle bir sonuç ortaya çıkmaktadır.



Şekil 6.7. 1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre  $COP_{HP}$  değerlerinin değişimi.



Şekil 6.8. 2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre  $COP_{HP}$  değerleri değişimi.

Şekil 6.8’de, 2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre ısıtma tesir katsayısının değişimi verilmiş olup, evaporatör giriş suyu sıcaklığı arttıkça ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı azalmaktadır. 600 lt/h evaporatör su debisinde; giriş suyu sıcaklığı 11 °C’den 15 °C’ye yükseltildiğinde  $COP_{HP}$  değeri 3,751’den 3,471’e düşmüştür. Bu durumda  $COP_{HP}$  değerinde % 7,46’lık düşme meydana gelmiştir. Bu düşüş, kondenserde artan giriş suyu sıcaklığına bağlı olarak ısı atımının zorlaşmasıyla kompresörün güç tükemindeki artıştan kaynaklanmaktadır. Ayrıca, evaporatör su debisinin artışı da, ısı tesir katsayısının düşmesine sebep olmuştur. Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C iken, evaporatör su debisi 600 lt/h’den 800 lt/h’e çıkarıldığında ısıtma tesir katsayısı 3,751’den 3,589 değerine düşmüş, ısıtma tesir katsayısının değerinde % 4,31’lik azalma meydana gelmiştir. Evaporatöre giden su debisinin artmasıyla ısıtma tesir katsayısının azalması beklendik bir durum değildir. Bunun sebebinin deney düzeneğinde kondenser ve evaporatörün aynı su kaynağından besleniyor olmasından kaynaklanabileceği tahmin edilmektedir. Evaporatör giden suyun debisinin artmasıyla birlikte evaporatör kapasitesi artar, ancak kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığının ve kondenserdeki su debisinin sabit tutulmuş olmasından dolayı kondenserde ısı atımı zorlaştığından dolayı ısıtma tesir katsayısının azaldığı düşünülmektedir. Isı pompası çevrimi gereği,

kondenser kapasitesinin evaporatör kapasitesinden kompresör kapasitesi kadar büyük olması gerektiğinden dolayı böyle bir sonuç ortaya çıkmaktadır.

Yapılan 1. Grup deneyler neticesinde; evaporatörün sudan çektiği ısı, kondenserin suya attığı ısı, kompresörün harcamış olduğu enerji miktarları ve performans katsayılarının ısı pompası çevrimi üzerinden alınan ölçüm değerlerine göre yapılan enerji analizinde elde edilen sonuçlar Çizelge 6.1'de verilmiştir. Çizelge 6.2'de ise bu değerlerin su döngüsü üzerinden yapılan enerji analizi sonuçları verilmiştir.

Çizelge 6.1. 1. grup deneylerde ısı pompası çevrimine göre yapılan enerji analizinden elde edilen evaporatör, kondenser, kompresör kapasiteleri ve performans katsayıları.

	$\dot{Q}_{evap.}$ (kW)	$\dot{Q}_{kond.}$ (kW)	$\dot{W}_{komp.}$ (kW)	ITK (COP <sub>HP</sub> )	STK (COP <sub>C</sub> )
Deney 1	3,612	4,857	1,245	3,902	2,902
Deney 2	3,598	4,810	1,212	3,968	2,968
Deney 3	3,586	4,762	1,176	4,049	3,049
Deney 4	3,696	5,005	1,309	3,823	2,823
Deney 5	3,680	4,969	1,289	3,854	2,854
Deney 6	3,666	4,922	1,256	3,918	2,918
Deney 7	3,774	5,146	1,372	3,751	2,750
Deney 8	3,760	5,113	1,353	3,779	2,779
Deney 9	3,747	5,076	1,329	3,819	2,819

Çizelge 6.2. 1. grup deneylerde su döngüsü ölçümlerine göre yapılan enerji analizinden elde edilen evaporatör, kondenser, kompresör kapasiteleri ve performans katsayıları.

	$\dot{Q}_{evap.}$ (kW)	$\dot{Q}_{kond.}$ (kW)	$\dot{W}_{komp.}$ (kW)	ITK (COP <sub>HP</sub> )	STK (COP <sub>C</sub> )
Deney 1	3,251	4,371	1,245	3,511	2,611
Deney 2	3,238	4,329	1,212	3,572	2,672
Deney 3	3,227	4,286	1,176	3,644	2,744
Deney 4	3,326	4,505	1,309	3,441	2,541
Deney 5	3,335	4,472	1,289	3,541	2,641
Deney 6	3,319	4,430	1,256	3,590	2,690
Deney 7	3,397	4,631	1,372	3,376	2,476
Deney 8	3,403	4,602	1,353	3,470	2,566
Deney 9	3,410	4,568	1,329	3,550	2,650

Yapılan 2. Grup deneyler neticesinde; evaporatörün sudan çektiği ısı, kondenserin suya attığı ısı, kompresörün harcamış olduğu enerji miktarları ve performans katsayıları soğutma çevrimi üzerinden yapılan enerji analizine göre elde edilen sonuçlar Çizelge 6.3'te verilmiştir. Çizelge 6.4'te ise bu değerler su döngüsü üzerinden yapılan enerji analizi sonuçları verilmiştir.

Çizelge 6.3. 2. grup deneylerde ısı pompası çevrimine göre yapılan enerji analizinden elde edilen evaporatör, kondenser, kompresör kapasiteleri ve performans katsayıları.

	$\dot{Q}_{evap.}$ (kW)	$\dot{Q}_{kond.}$ (kW)	$\dot{W}_{komp.}$ (kW)	ITK (COP <sub>HP</sub> )	STK (COP <sub>C</sub> )
Deney 1	3,570	4,868	1,298	3,750	2,750
Deney 2	3,500	4,852	1,358	3,572	2,572
Deney 3	3,430	4,837	1,407	3,438	2,438
Deney 4	3,512	4,869	1,356	3,591	2,590
Deney 5	3,433	4,843	1,410	3,435	2,435
Deney 6	3,359	4,824	1,465	3,293	2,293
Deney 7	3,434	4,824	1,390	3,471	2,471
Deney 8	3,344	4,780	1,437	3,326	2,327
Deney 9	3,264	4,752	1,489	3,191	2,192

Çizelge 6.4. 2. grup deneylerde su döngüsü ölçümlerine göre yapılan enerji analizinden elde edilen evaporatör, kondenser, kompresör kapasiteleri ve performans katsayıları.

	$\dot{Q}_{evap.}$ (kW)	$\dot{Q}_{kond.}$ (kW)	$\dot{W}_{komp.}$ (kW)	ITK (COP <sub>HP</sub> )	STK (COP <sub>C</sub> )
Deney 1	3,213	4,381	1,298	3,375	2,475
Deney 2	3,151	4,363	1,348	3,237	2,337
Deney 3	3,087	4,353	1,407	3,094	2,194
Deney 4	3,161	4,382	1,356	3,232	2,331
Deney 5	3,090	4,359	1,410	3,091	2,191
Deney 6	3,023	4,342	1,465	2,964	2,064
Deney 7	3,091	4,342	1,390	3,123	2,223
Deney 8	3,010	4,302	1,437	2,994	2,094
Deney 9	2,938	4,277	1,489	2,872	1,973

Sistem performansını belirleyen temel unsur kompresörün değişkenler karşısında sergilediği davranıştır. Teorik hesaplarda kompresörün izentropik sıkıştırma yaptığı düşünülür. Ancak kompresör gerçekte izentropik sıkıştırmayı %100 verimle gerçekleştiremez. Dolayısıyla kompresör kapasitesi gerçekte teoride hesaplandan

daha yüksek çıkmaktadır. Çizelge 6.5 ve Çizelge 6.6'da 1. grup ve 2. grup deneylerdeki kompresörün izentropik verimleri verilmiştir. Çizelge 6.7 ve Çizelge 6.8'de ise 1. grup ve 2. grup deneylerdeki kompresörün volümetrik verimleri görülmektedir.

Çizelge 6.5. 1.grup deneylerde kompresörün izentropik verimleri.

	$\frac{P_2}{P_1}$	$h_1$ (kJ/kg)	$h_{2s}$ (kJ/kg)	$h_{2a}$ (kJ/kg)	$\eta_{izen.}$
Deney 1	2,263	442,52	477,45	508,87	0,526
Deney 2	2,251	442,64	477,39	508,66	0,525
Deney 3	2,235	442,74	477,19	508,44	0,524
Deney 4	2,251	442,20	476,71	507,83	0,525
Deney 5	2,224	442,34	476,30	507,13	0,524
Deney 6	2,217	442,47	476,39	507,33	0,523
Deney 7	2,235	441,81	475,76	506,69	0,524
Deney 8	2,218	441,98	475,64	506,17	0,523
Deney 9	2,196	442,14	475,53	505,88	0,522

Çizelge 6.6. 2.grup deneylerde kompresörün izentropik verimleri.

	$\frac{P_2}{P_1}$	$h_1$ (kJ/kg)	$h_{2s}$ (kJ/kg)	$h_{2a}$ (kJ/kg)	$\eta_{izen.}$
Deney 1	2,312	442,52	477,45	508,87	0,529
Deney 2	2,369	442,64	477,39	508,66	0,532
Deney 3	2,425	442,74	477,19	508,44	0,534
Deney 4	2,365	442,20	476,71	507,83	0,532
Deney 5	2,423	442,34	476,30	507,13	0,534
Deney 6	2,426	442,47	476,39	507,33	0,536
Deney 7	2,420	441,81	475,76	506,69	0,534
Deney 8	2,480	441,98	475,64	506,17	0,536
Deney 9	2,534	442,14	475,53	505,88	0,538

Çizelge 6.7. 1.grup deneylerde kompresörün volümetrik verimleri.

	$\frac{P_2}{P_1}$	$\dot{m}_r$ (g/s)	$\rho_1$ (kg/ m <sup>3</sup> )	$\dot{V}_{tr}$ (m <sup>3</sup> /h)	$\dot{V}_a$ (m <sup>3</sup> /h)	$\eta_{vol.}$
Deney 1	2,263	18,78	65,804	1,3536	1,0272	0,759
Deney 2	2,251	18,34	64,199	1,3536	1,0283	0,760
Deney 3	2,235	17,92	62,630	1,3536	1,0297	0,761
Deney 4	2,251	19,93	69,760	1,3536	1,0283	0,760
Deney 5	2,224	19,48	68,067	1,3536	1,0308	0,761
Deney 6	2,217	19,03	66,414	1,3536	1,0313	0,762
Deney 7	2,235	21,15	73,936	1,3536	1,0297	0,761
Deney 8	2,218	20,67	72,151	1,3536	1,0313	0,762
Deney 9	2,196	20,20	70,404	1,3536	1,0333	0,763

Çizelge 6.8. 2.grup deneylerde kompresörün volümetrik verimleri.

	$\frac{P_2}{P_1}$	$\dot{m}_r$ (g/s)	$\rho_1$ (kg/ m <sup>3</sup> )	$\dot{V}_{tr}$ (m <sup>3</sup> /h)	$\dot{V}_a$ (m <sup>3</sup> /h)	$\eta_{vol.}$
Deney 1	2,312	19,17	67,442	1,3536	1,0227	0,756
Deney 2	2,369	19,42	68,699	1,3536	1,0175	0,752
Deney 3	2,425	19,80	70,404	1,3536	1,0125	0,748
Deney 4	2,365	19,60	69,335	1,3536	1,0179	0,752
Deney 5	2,423	19,86	70,622	1,3536	1,0126	0,748
Deney 6	2,426	20,21	72,151	1,3536	1,0078	0,745
Deney 7	2,420	19,62	69,760	1,3536	1,0129	0,748
Deney 8	2,480	19,75	70,612	1,3536	1,0075	0,744
Deney 9	2,534	20,04	71,928	1,3536	1,0026	0,741

Gerek 1. grup deneylerde, gerekse 2. grup deneylerde su döngüsü üzerindeki ölçümlere göre hesaplanan evaporatör ve kondenser kapasiteleri ısı pompası çevrimi döngüsü üzerindeki ölçümlere göre hesaplanan evaporatör ve kondenser kapasitelerinden düşük çıkmıştır. Isı pompası çevrimi enerji analizine göre enerjinin korumu yasaının işlerliği açık ve net bir şekilde görülmektedir. Ancak su döngüsü üzerinde aynı durumdan bahsetmek pek mümkün görünmemektedir. Bunun sebebi ısı değiştiricilerin etkenliklerine ve tersinmezliklere bağlı meydana gelen kayıplardır. Yani enerjinin niceliğinden çok niteliği diğer bir ifadeyle ne kadarının faydalı işe çevrildiği ne kadarının yıkıma uğradığı önemlidir. Bu sebeple ekserji analizine ihtiyaç vardır.

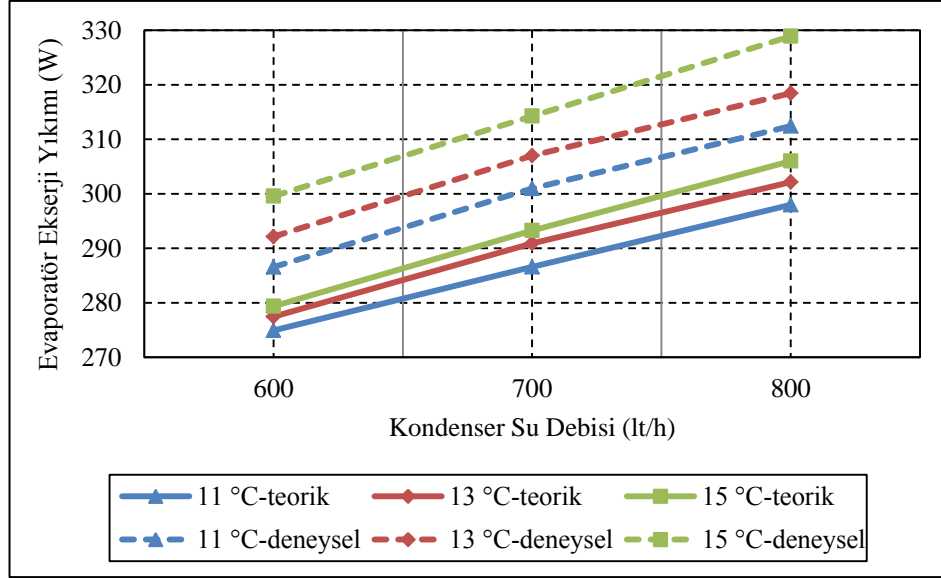
Gerek 1. grup deneylerde, gerekse 2. grup deneylerde sistem bileşenlerinin ekserji yıkımları ve ekserji verimleri hesaplanırken teorik ve deneysel olarak iki alt bölümde incelenmiştir. Teorik ekserji analizi yapılırken şu kabuller yapılmıştır [71].

1. Tüm işlemler sabit halde ve sabit akışta, kinetik ve potansiyel enerji etkileri önemsiz ve kimyasal reaksiyon yoktur.
2. Sisteme olan ısı transferi ve sistemden elde edilen iş pozitifdir.
3. Su sabit özgül ısılı ideal akışkan gibi davranır.
4. Uzunlukları kısa ise borulardaki ısı transferi ve soğutucu akışkan basınç düşümü ihmal edilebilecek boyuttadır.
5. Kompresörün mekanik ve elektriksel verimleri 0,85'dir. Bu veriler kompresör için katalog değerlerdir.
6. Kompresördeki sıkıştırma işlemi izentropiktir.
7. Evaporatör ve kondenserde ısı transferi adyabatiktir.

Teorik çevrimdeki bu kabuller gerçek sistemde söz konusu olmadığı için ekserji analizinin deneysel ve teorik olarak iki alt bölümde incelenmesi uygun görülmüştür. Gerçek çevrime göre yapılan ekserji analizinde deneyler esnasında ölçülen gerçek değerler kullanılmıştır.

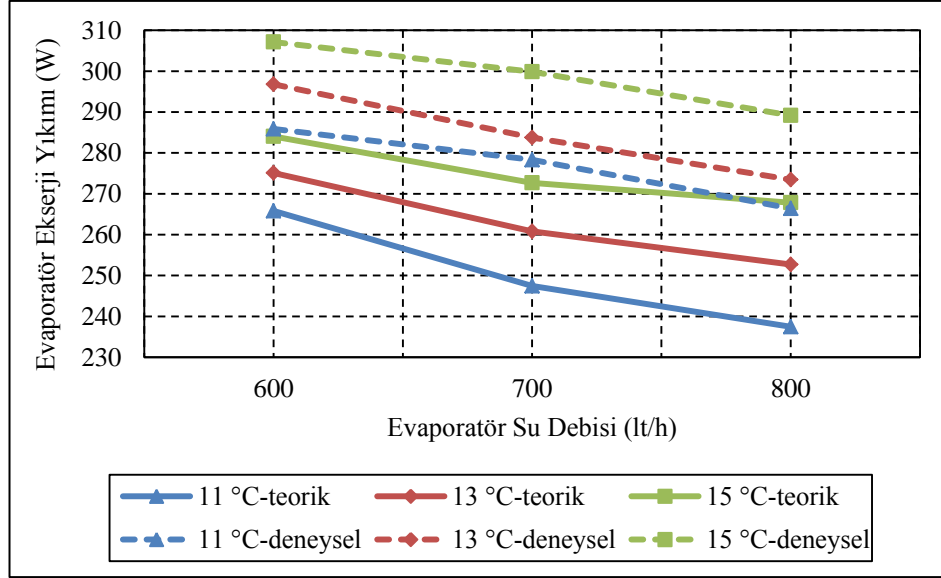
1.grup deneylerde alınan ölçümlere göre sistemdeki her eleman için ekserji yıkımları ve ekserji verimleri hesaplanmış, çizelge ve grafikler halinde sunulmuştur. Şekil 6.9'da, su sıcaklığına ve kondenser su debisine bağlı olarak evaporatörün ekserji yıkımı verilmiştir.





Şekil 6.9. 1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre evaporatör ekserji yıkımının değişimi.

1. grup deneylerde evaporatördeki ekserji yıkımı, kondenser su debisi arttıkça artmaktadır. Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C iken, 600 lt/h kondenser su debisinde evaporatördeki ekserji yıkımı 286,564 W olurken, aynı sıcaklıkta kondenser su debisi 800 lt/h değerine çıkarıldığında evaporatördeki ekserji yıkımı 312,416 W değerine çıkmıştır. Bu durumda evaporatördeki ekserji yıkım değerinde % 9,02'lik artış meydana gelmiştir. Ayrıca, kondenser soğutma suyu sıcaklığı arttığında da evaporatör ekserji yıkımı artmaktadır. Kondenser su debisinin 600 lt/h değerinde ve 11 °C kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığında, evaporatördeki ekserji yıkımı 286,564 W iken, aynı su debisinde giriş suyu sıcaklığı 15 °C'ye çıkarıldığında evaporatördeki ekserji yıkımı 299,577 W olmuştur. Bu durumda ise evaporatördeki ekserji yıkım değerinde % 4,54'lük bir artış meydana gelmiştir. Teorik analizde de evaporatördeki ekserji yıkımı aynı eğilimi göstermektedir. Sadece teorik analizde yapılan kabullerden dolayı daha düşük seviyelerdedir.



Şekil 6.10. 2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre evaporatör ekserji yıkımının değişimi.

Şekil 6.10'da, 2. grup deneylerde evaporatöre giren suyun giriş sıcaklığına ve evaporatör su debisine bağlı olarak evaporatörün ekserji yıkımı verilmiştir. Evaporatördeki ekserji yıkımı, evaporatör su debisi arttıkça azalmaktadır. Evaporatöre giren suyun giriş sıcaklığı 11 °C iken, evaporatör su debisinin 600 lt/h değerinde evaporatördeki ekserji yıkımı 265,83 W olurken, aynı sıcaklıkta evaporatör su debisi 800 lt/h değerine çıkarıldığında evaporatördeki ekserji yıkımı 237,459 W değerine düşmüş ve evaporatördeki ekserji yıkım değerinde %10,67'lik bir azalma meydana gelmiştir. Bunun yanında, evaporatöre giren suyun sıcaklığı arttığında ise evaporatör ekserji yıkımı artmaktadır. Evaporatör su debisi 600 lt/h iken, evaporatöre giren suyun giriş sıcaklığı 11 °C olduğunda evaporatördeki ekserji yıkımı 265,83 W olurken, aynı su debisinde giriş suyu sıcaklığı 15 °C'ye çıkarıldığında evaporatördeki ekserji yıkımı 284,030 W değerine çıkmış ve bu durumda ise evaporatördeki ekserji yıkım değerinde %6,84'lük bir artış meydana gelmiştir. Teorik analizde de evaporatördeki ekserji yıkımı benzer eğilimde olup, yapılan kabullerden dolayı daha düşük değerlerde gerçekleşmiştir.

Çizelge 6.9. 1. grup deneylerde teorik analize göre evaporatörün ekserji veriminin değişimi

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,442	0,431	0,420
T5=T7= 13 °C	0,414	0,404	0,393
T5=T7= 15 °C	0,383	0,372	0,363

Çizelge 6.10. 1. grup deneylerde deneysel analize göre evaporatörün ekserji veriminin değişimi

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,392	0,376	0,360
T5=T7= 13 °C	0,368	0,354	0,340
T5=T7= 15 °C	0,345	0,333	0,321

Çizelge 6.9.'da ve Çizelge 6.10.'da, 1. grup deneylerde evaporatörün teorik ve deneysel ekserji verimleri görülmektedir. Çizelgelerden de görüldüğü üzere, gerek teorik analizde, gerekse deney sonuçlarına göre yapılan ekserji analizinde evaporatördeki ekserji verimlerinin kondenser su debisine ve evaporatöre giren su sıcaklığına bağlı olarak azaldığı görülmektedir. Evaporatördeki ekserji yıkımı artıkça ekserji verimi düşmektedir.

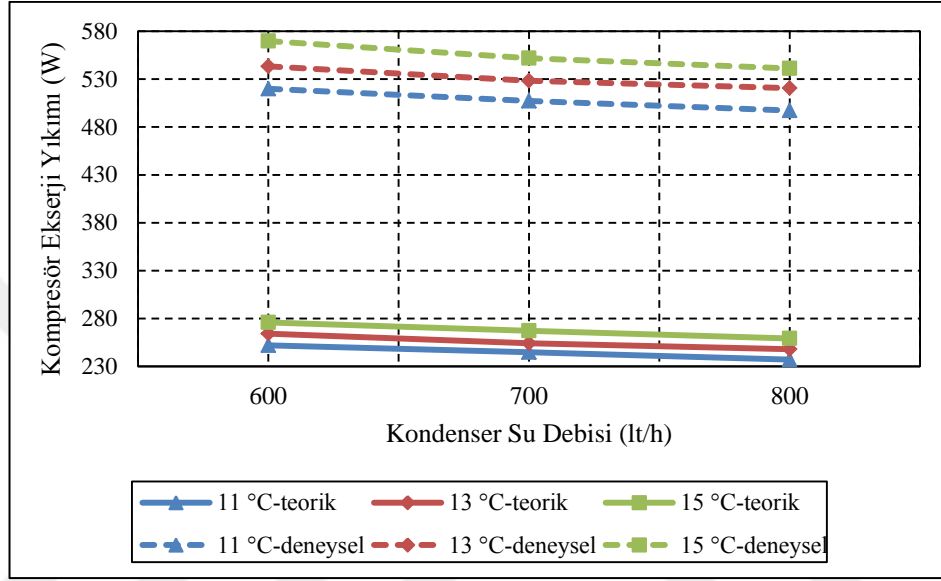
Çizelge 6.11.'de ve Çizelge 6.12.'de ise, 2. grup deneylerde evaporatörün teorik ve deneysel ekserji verimleri verilmiştir. Çizelgelerden de görülebileceği gibi, 1. grup deney sonuçlarıyla kıyaslandığında 2. Grup deneyler için hesaplanan teorik ve deneysel ekserji verimleri benzer bir eğilim göstermektedir.

Çizelge 6.11. 2. grup deneylerde teorik analize göre evaporatörün ekserji veriminin değişimi

	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,439	0,436	0,438
T5=T7= 13 °C	0,393	0,389	0,390
T5=T7= 15 °C	0,336	0,329	0,327

Çizelge 6.12. 2. grup deneylerde deneysel analize göre evaporatörün ekserji veriminin değişimi

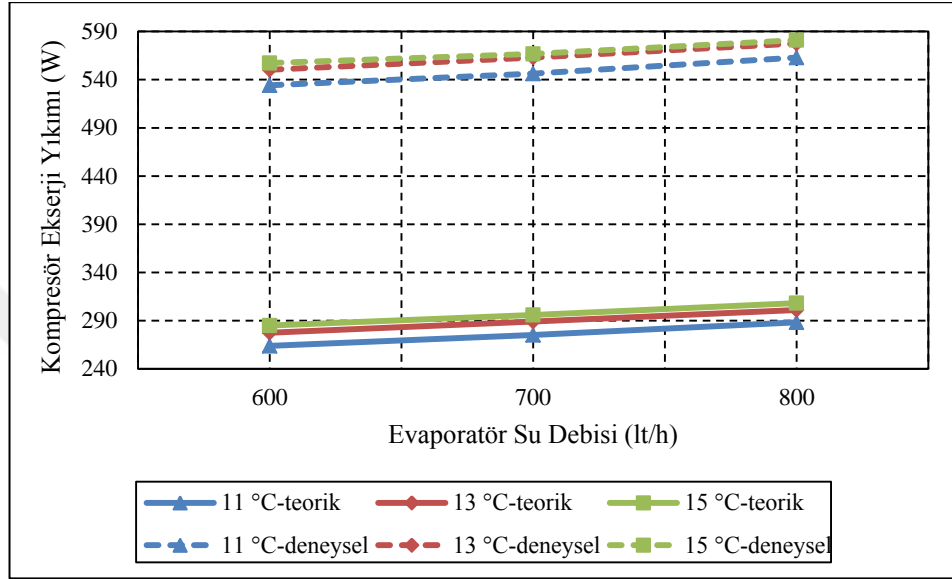
	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,393	0,390	0,387
T5=T7= 13 °C	0,345	0,343	0,340
T5=T7= 15 °C	0,302	0,291	0,284



Şekil 6.11. 1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kompresör ekserji yıkımının değişimi.

Şekil 6.11’de, 1.grup deneylerde kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığına ve kondenser su debisine bağlı olarak kompresörün ekserji yıkımı verilmiştir. Şekilden de görülebileceği gibi kompresördeki ekserji yıkımı, kondenser su debisi arttıkça azalmaktadır. Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C, kondenser su debisi 600 lt/h olduğunda kondenser ekserji yıkımı 519,909 W olurken, aynı giriş suyu sıcaklığında kondenser su debisi 800 lt/h çıkarıldığında kondenser ekserji yıkımı 497,169 W çıkmıştır. Bu durumda, kompresördeki ekserji yıkım değerinde % 4,37’lik bir azalma meydana gelmektedir. Bunun yanında, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı arttığında kompresördeki ekserji yıkımı artmaktadır. 600 lt/h kondenser su debisinde ve 11 °C soğutma suyu sıcaklığında kompresördeki ekserji yıkımı 519,909 W olurken, aynı su debisinde soğutma suyu giriş sıcaklığı 15 °C’ye çıkarıldığında kompresördeki ekserji yıkımı 569,764 W değerine çıkmaktadır. Bu durumda ise kompresördeki ekserji yıkım değerinde % 9,58’lik bir artış meydana

gelmektedir. Teorik analizde de kompresördeki ekserji yıkımı, aynı eğilimi göstermektedir. Sadece yukarıdaki kabullerden dolayı daha düşük seviyelerdedir. Teorik analiz ile deneysel sonuçlara göre yapılan analizde kompresörün ekserji yıkımı arasında oldukça büyük ölçüde fark olması kompresörün izentropik verimiyle ilgili olduğu düşünülmektedir.



Şekil 6.12. 2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kompresör ekserji yıkımının değişimi.

Şekil 6.12’de 2.grup deneylerde su sıcaklığına ve kondenser su debisine bağlı olarak kompresörün ekserji yıkımı görülmektedir. Kompresördeki ekserji yıkımı evaporatör su debisi arttıkça artmaktadır. Kompresör soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C, evaporatör su debisinin 600 lt/h değerinde kompresör ekserji yıkımı 534,134 W iken, aynı giriş suyu sıcaklığında evaporatör su debisi 800 lt/h değerine çıkarıldığında kompresör ekserji yıkımı 562,898 W çıkmıştır. Bu durumda kompresördeki ekserji yıkım değerinde %9,22 ’lik bir artış meydana gelmektedir. Ayrıca, kompresör soğutma suyu giriş sıcaklığı artmasıyla birlikte kompresördeki ekserji yıkımında artmaktadır. 600 lt/h kondenser su debisinde ve 11 °C kompresör soğutma suyu giriş sıcaklığında kompresördeki ekserji yıkımı 534,134 W olurken, aynı su debisinde giriş suyu sıcaklığı 15 °C’ye çıkarıldığında kompresördeki ekserji yıkımı 557,196 W değerine çıkmakta ve kompresördeki ekserji yıkım değerinde % 4,31’lik bir artış

meydana gelmektedir. Teorik analizde de kompresördeki ekserji yıkımı, 1. grup deneylerdekine benzer bir eğilim göstermiştir.

Çizelge 6.13. 1. grup deneylerde teorik analize göre kompresörün ekserji veriminin değişimi.

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,723	0,723	0,723
T5=T7= 13 °C	0,723	0,723	0,723
T5=T7= 15 °C	0,723	0,723	0,723

Çizelge 6.14. 1. grup deneylerde deneysel analize göre kompresörün ekserji veriminin değişimi.

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,583	0,581	0,578
T5=T7= 13 °C	0,585	0,582	0,579
T5=T7= 15 °C	0,587	0,584	0,581

Çizelge 6.13 ve 6.14’de 1. grup deneylerde elde edilen sonuçlara göre hesaplanan kompresör ekserji verimleri görülmektedir. Çizelgelerden de görülebileceği gibi teorik analiz kompresör ekserji verimleri sabit bir değer almıştır. Teorik analizde kompresörün izentropik sıkıştırma yaptığı yani izentropik veriminin %100 kabul edilmesinden, elektriksel ve mekanik verimlerin firma katalog bilgilerine göre 0,85 olarak alınmasından dolayı böyle bir sonuç elde edildiği düşünülmektedir. Çizelge 6.14.’de ise deneysel sonuçlara göre hesaplanan kompresördeki ekserji veriminin kondenser su debisi arttıkça bir miktar azaldığı, kompresör soğutma suyu giriş sıcaklığı arttıkça ise arttığı görülmektedir.

Çizelge 6.15. 2. grup deneylerde teorik analize göre kompresörün ekserji veriminin değişimi.

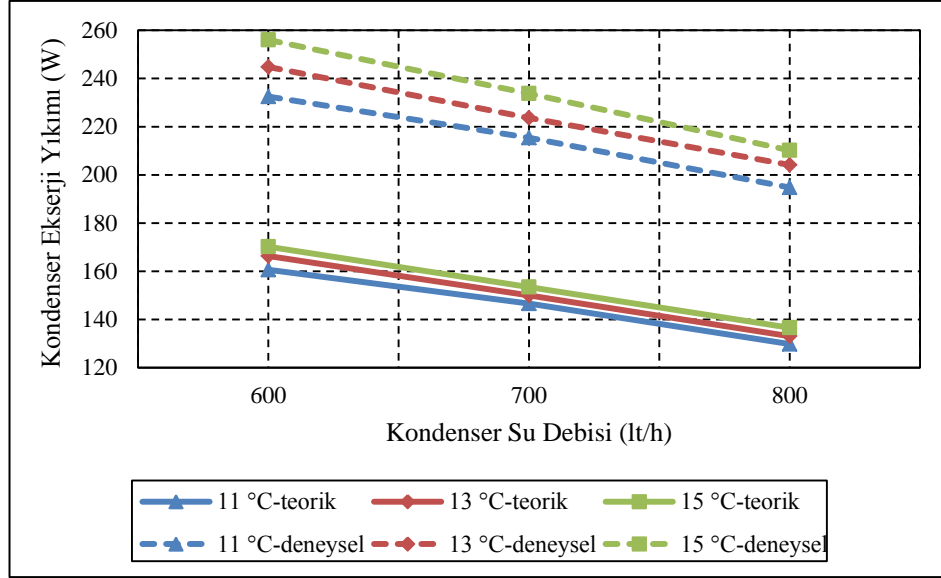
	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,723	0,723	0,723
T5=T7= 13 °C	0,723	0,723	0,723
T5=T7= 15 °C	0,723	0,723	0,723

Çizelge 6.16. 2. grup deneylerde deneysel analize göre kompresörün ekserji veriminin değişimi.

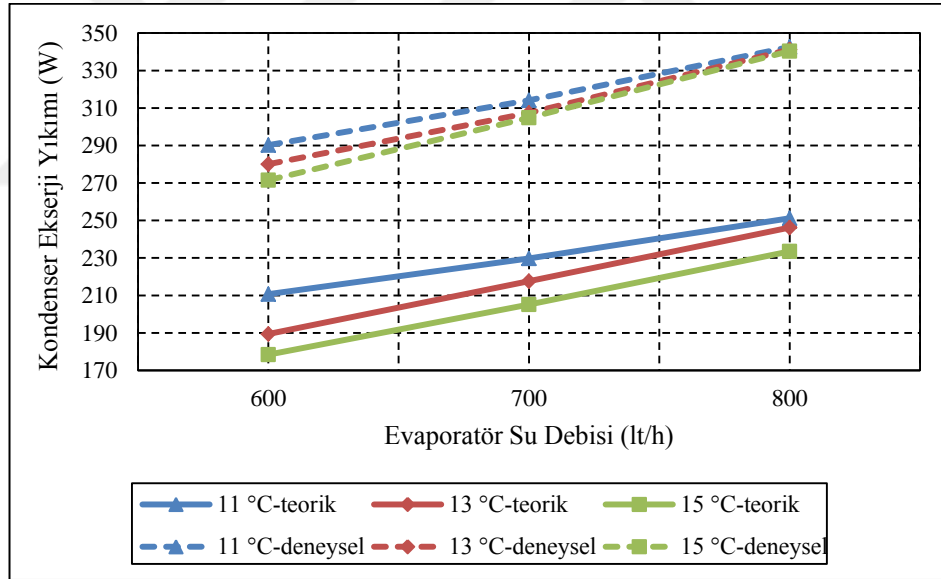
	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,589	0,595	0,600
T5=T7= 13 °C	0,595	0,601	0,605
T5=T7= 15 °C	0,599	0,605	0,609

Çizelge 6.15 ve 6.16’da 2. grup deneylerde elde edilen sonuçlara göre hesaplanan kompresör ekserji verimleri verilmiştir. Çizelgeler incelendiğinde kompresör ekserji verimindeki değişimin 1. grup deneylerdekine benzer bir eğilim gösterdiği görülmektedir.

Şekil 6.13’te, 1. grup deneylerde kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığına ve kondenser su debisine bağlı olarak kondenserin ekserji yıkımı verilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi kondenserdeki ekserji yıkımı, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı ve debisi arttıkça azalmaktadır. Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C, kondenser su debisi 600 lt/h olduğunda, kondenser ekserji yıkımı 232,474 W olurken, aynı giriş suyu sıcaklığında kondenser su debisi 800 lt/h çıkarıldığında kondenser ekserji yıkımı 194,731 W olarak gerçekleşmiştir. Bu durumda kondenserdeki ekserji yıkım değerinde %16,95 ’lik azalma meydana gelmiştir. Bunun yanında, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı arttığında, kondenserdeki ekserji yıkımı artmaktadır. 600 lt/h kondenser su debisinde ve 11 °C giriş suyu sıcaklığında, kompresördeki ekserji yıkımı 232,474 W iken, aynı su debisinde giriş suyu sıcaklığı 15 °C’ye çıkarıldığında kondenserdeki ekserji yıkımı 256,018 W değerine çıkmaktadır. Bu durumda ise kondenserdeki ekserji yıkım değerinde %10,12’lik bir artış meydana gelmektedir. Teorik analizde de kondenserdeki ekserji yıkımı benzer eğilimi göstermekte, ancak teorik analizde yapılan kabullerden dolayı daha düşük seviyelerde değer almıştır.



Şekil 6.13. 1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kondenser ekserji yıkımının değişimi.



Şekil 6.14. 2. grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre kondenser ekserji yıkımının değişimi.

Şekil 6.14'te, 2.grup deneylerde evaporatör su debisine ve giriş suyu sıcaklığına bağlı olarak kondenserin ekserji yıkımı verilmiştir. Şekilden de görülebileceği gibi, evaporatör su debisi arttıkça kondenserdeki ekserji yıkımı artmaktadır. Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C ve evaporatör su debisinin 600 lt/h değerinde kondenser ekserji yıkımı 290,205 W iken, aynı giriş suyu sıcaklığında evaporatör su



debisi 800 lt/h değerine çıkarıldığında kondenser ekserji yıkımı 342,591 W değerine kadar artmıştır. Bu durumda kondenserdeki ekserji yıkım değerinde %18,05 'lik bir artış meydana gelmektedir. Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığının artmasıyla birlikte kondenserdeki ekserji yıkımı azalmaktadır. Evaporatör su debisi 600 lt/h, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C olduğunda kondenserdeki ekserji yıkımı 290,205 W olurken, aynı su debisinde giriş suyu sıcaklığı 15 °C'ye çıkarıldığında kondenserdeki ekserji yıkımı 271,537 W değerine düşmüştür. Bu durumda ise kondenserdeki ekserji yıkım değerinde % 6,43'lük bir azalma meydana gelmektedir. Teorik analizde de kondenserdeki ekserji yıkımı benzer eğilimi göstermekte, ancak teorik analizde yapılan kabullerden dolayı daha düşük seviyelerde değer almıştır.

Çizelge 6.17. 1. grup deneylerde teorik analize göre kondenserin ekserji veriminin değişimi

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,962	0,965	0,968
T5=T7= 13 °C	0,963	0,966	0,969
T5=T7= 15 °C	0,964	0,967	0,970

Çizelge 6.18. 1. grup deneylerde deneysel analize göre kondenserin ekserji veriminin değişimi

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,945	0,948	0,951
T5=T7= 13 °C	0,946	0,949	0,952
T5=T7= 15 °C	0,947	0,950	0,953

Çizelge 6.17 ve 6.18'e 1. grup deneylerden elde edilen sonuçlara göre hesaplanmış deneysel ve teorik kondenser ekserji verimleri verilmiştir. Çizelgelerden de görülebileceği gibi kondenser su debisi ve kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığının artmasıyla birlikte kondenser ekserji veriminde bir miktar artmıştır. Çizelge 6.19 ve 6.20'de ise 2. grup deneylerden elde edilen sonuçlara göre hesaplanmış deneysel ve teorik kondenser ekserji verimleri verilmiştir. Çizelgelerden de görülebileceği gibi 1. grup deneylerden elde edile kondenser ekserji verimindeki değişimden farklı bir durum gerçekleşmiştir. 2. grup deneylerde, kondenser su debisinin artmasıyla ekserji verimi azalırken, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığının artmasıyla birlikte kondenser ekserji verimi bir miktar artmıştır.

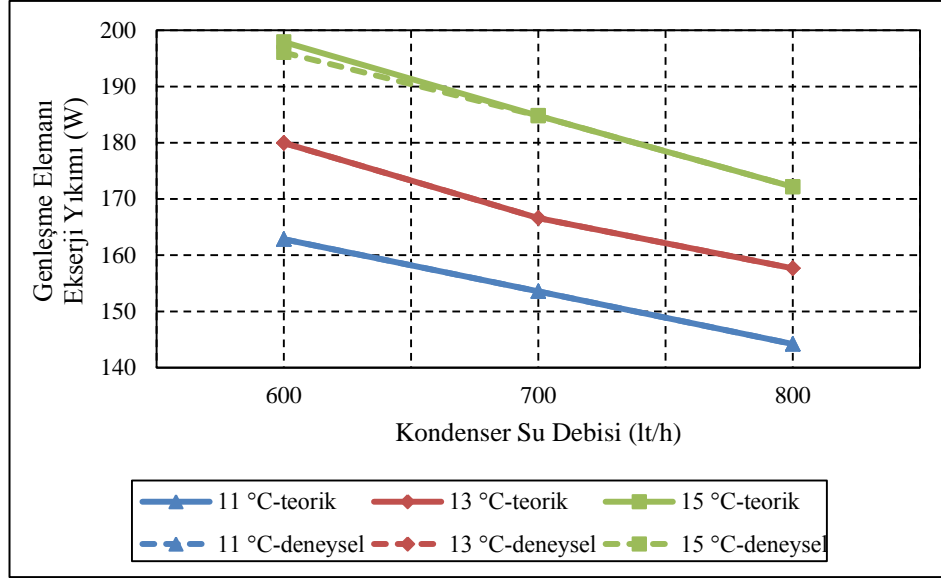
Çizelge 6.19. 2. grup deneylerde teorik analize göre kondenserin ekserji veriminin değişimi

	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,954	0,950	0,946
T5=T7= 13 °C	0,957	0,952	0,947
T5=T7= 15 °C	0,959	0,954	0,949

Çizelge 6.20. 2. grup deneylerde deneysel analize göre kondenserin ekserji veriminin değişimi.

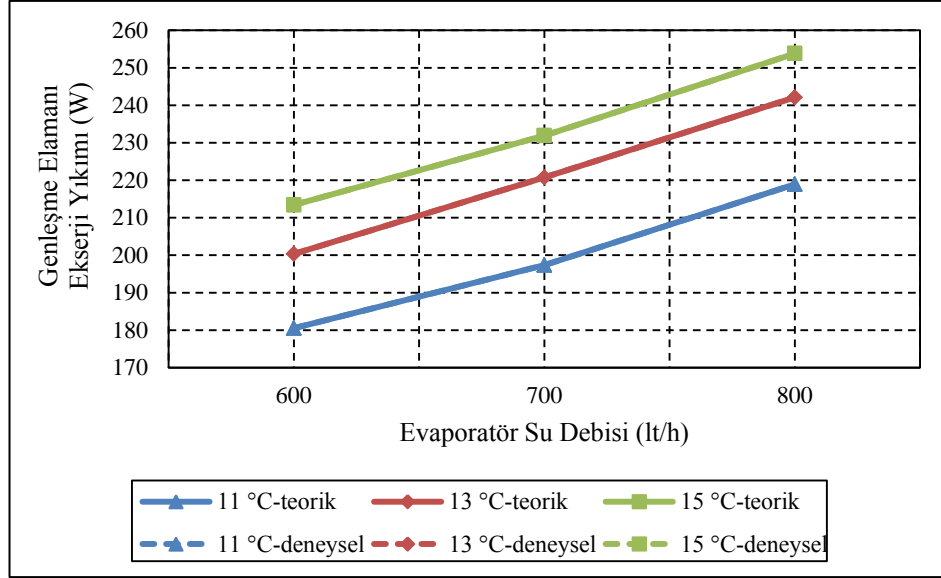
	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,936	0,931	0,926
T5=T7= 13 °C	0,938	0,932	0,927
T5=T7= 15 °C	0,940	0,933	0,928

Şekil 6.15'te, 1.grup deneylerde su sıcaklığına ve kondenser su debisine bağlı olarak genişleme elemanın ekserji yıkımı verilmiştir. Genleşme elemanındaki ekserji yıkımı, kondenser su debisi arttıkça azalmaktadır. Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C olduğunda, 600 lt/h kondenser su debisinde 162,856 W iken aynı giriş suyu sıcaklığında kondenser su debisi 800 lt/h olduğunda 144,184 W olarak hesaplanmıştır. Bu durumda genişleme elemanındaki ekserji yıkım değerinde %11,46'lık azalma meydana gelmektedir. Sisteme giriş suyunun sıcaklığı arttığında ise genişleme elemanındaki ekserji yıkımı artmaktadır. Kondenser soğutma suyu debisinin 600 lt/h değerinde, soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C iken genişleme elemanındaki ekserji yıkımı 162,856 W olurken, aynı su debisinde giriş suyu sıcaklığı 15 °C'ye çıkarıldığında genişleme elemanındaki ekserji yıkımı 196,031 W değerine çıkmaktadır. Bu durumda ise genişleme elemanındaki ekserji yıkım değerinde % 20,37'lik artış meydana gelmiştir. Teorik analizde de benzer bir durum oluşmuştur. Genleşme elemanında deneysel analiz ile teorik analiz sonuçları arasında nicelik ve nitelik bakımından iyi bir uyum olduğu görülmüştür.



Şekil 6.15. 1. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre genleşme elemanı ekserji yıkımının değişimi.

Şekil 6.16'da, 2. grup deneylerde su sıcaklığına ve kondenser su debisine bağlı olarak genleşme elemanın ekserji yıkımı görülmektedir. Şekilde de görülebileceği gibi genleşme elemanındaki ekserji yıkımı evaporatör su debisi arttıkça artmaktadır. Kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C, evaporatöre giren suyun debisi ise 600 lt/h olduğunda ekserji yıkımı 180,520 W olurken, aynı giriş suyu sıcaklığında evaporatör su debisi 800 lt/h çıkarıldığında ekserji yıkımı 218,905 W çıkmış ve genleşme elemanındaki ekserji yıkım değerinde % 21,26'lık bir artış meydana gelmiştir. Ayrıca, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı arttığında da genleşme elemanındaki ekserji yıkımı artmaktadır. Evaporatöre giren suyun debisi 600 lt/h, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı 11 °C iken genleşme elemanındaki ekserji yıkımı 180,520 W, aynı su debisinde giriş suyu sıcaklığı 15 °C çıkarıldığında genleşme elemanındaki ekserji yıkımı 213,407 W değerine çıkmaktadır. Bu durumda ise genleşme elemanındaki ekserji yıkım değerinde % 18,21'lik bir artış meydana gelmiştir. 2. Grup deneylerde de 1. Grup deneylerdekine benzer şekilde deneysel ve teorik analizi sonuçları nitelik ve nicelik olarak birbiriyle uyum içerisindedir.



Şekil 6.16. 2. grup deneylerde kondenser su debisine ve giriş suyu sıcaklığına göre genleşme elemanı ekserji yıkımının değişimi.

Çizelge 6.21. 1. grup deneylerde teorik analize göre genleşme elemanı ekserji veriminin değişimi

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,959	0,960	0,962
T5=T7= 13 °C	0,957	0,959	0,961
T5=T7= 15 °C	0,956	0,958	0,960

Çizelge 6.22. 1. grup deneylerde deneysel analize göre genleşme elemanı ekserji veriminin değişimi

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,959	0,960	0,962
T5=T7= 13 °C	0,957	0,959	0,961
T5=T7= 15 °C	0,956	0,958	0,960

Deneysel ve teorik analize göre enleşme elamanındaki ekserji verimlerinin değişimi Çizelge 6.21 ve 6.22’de görülmektedir. Çizelgeden de görülebileceği gibi gerek teorik analizde gerekse deneysel analizde genleşme elemanı ekserji veriminin kondenser su debisine bağlı olarak artmış, sisteme giren suyun sıcaklığına bağlı olarak azalmıştır. Çizelge 6.23 ve Çizelge 6.24’de ise, 2. grup deneylerde genleşme elamanındaki ekserji verimlerinin değişimi verilmiştir. Çizelgelerden de görüldüğü gibi, burada 1. grup deneylerdekinden farklı bir durum ortaya çıkmıştır. Evaporatör

su debisinin ve sisteme giren suyun sıcaklığının artmasıyla birlikte genişleme elemanı ekserji verimleri azalmıştır.

Çizelge 6.23. 2. grup deneylerde teorik analize göre genişleme elemanı ekserji veriminin değişimi.

	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,956	0,952	0,948
T5=T7= 13 °C	0,952	0,948	0,944
T5=T7= 15 °C	0,949	0,945	0,941

Çizelge 6.24. 2. grup deneylerde deneysel analize göre genişleme elemanı ekserji veriminin değişimi.

	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,956	0,952	0,948
T5=T7= 13 °C	0,952	0,948	0,944
T5=T7= 15 °C	0,949	0,945	0,941

Çizelge 6.25. 1. grup deneylerde teorik analize göre sistemin ekserji veriminin değişimi.

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,703	0,712	0,721
T5=T7= 13 °C	0,687	0,699	0,708
T5=T7= 15 °C	0,671	0,682	0,694

Çizelge 6.26. 1. grup deneylerde deneysel analize göre sistemin ekserji veriminin değişimi.

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,421	0,424	0,428
T5=T7= 13 °C	0,412	0,417	0,420
T5=T7= 15 °C	0,403	0,408	0,413

Çizelge 6.25 ve 6.26’da, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı ve debisine göre ısı pompasının ekserji verimlerinin değişimleri görülmektedir. Çizelgelerden de görülebileceği gibi ısı pompası ekserji veriminin kondenser su debisine bağlı olarak arttığı, sisteme giren suyun sıcaklığına bağlı olarak azaldığı görülmektedir. Teorik analize göre hesaplanan ekserji veriminin daha yüksek çıkmasının sebebi, sistemin

sınır şartlarının aynı olmasına rağmen teorik analizdeki kabullerden dolayı ısı pompası COP değerinin deneysel analize göre hesaplanandan daha yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. Çizelge 6.27 ve 6.28’de ise evaporatöre giren suyun sıcaklığı ve debisine bağlı olarak ısı pompası ekserji verimlerinin değişimi verilmiştir. Burada 1. 1rup deneylerdeki ekserji değişiminden farklı olarak ısı pompası ekserji veriminin evaporatöre giren suyun debisi ve sıcaklığının artmasıyla birlikte azaldığı görülmüştür.

Çizelge 6.27. 2. grup deneylerde teorik analize göre sistemin ekserji veriminin değişimi.

	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,688	0,672	0,654
T5=T7= 13 °C	0,670	0,653	0,636
T5=T7= 15 °C	0,659	0,643	0,626

Çizelge 6.28. 2. grup deneylerde deneysel analize göre sistemin ekserji veriminin değişimi.

	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,416	0,411	0,404
T5=T7= 13 °C	0,410	0,403	0,397
T5=T7= 15 °C	0,406	0,401	0,394

MOPSA yaklaşımına göre yapılan ısı pompası sistemi termoeconomik analiz sonuçlarından 1. grup deneyler için kondenser su debisine ve su sıcaklığına bağlı olarak elde edilen termal ekserji birim maliyeti ( $C_T$ ) değerlerinin değişimi Çizelge 6.29 ve 6.30’da verilmiştir. Çizelgeler incelendiğinde 1. grup deneylerde gerek teorik, gerekse deneysel verilere göre yapılan termoeconomik analizde ısı pompası sisteminde termal ekserjinin birim maliyetinin kondenser su debisi arttıkça azaldığı, giriş suyunun sıcaklığı arttıkça attığı görülmektedir. Teorik analizde termal ekserjinin birim maliyetinin daha yüksek çıkmasının sebebi kompresörde isentropik sıkıştırma olduğu kabulünden dolayı kompresör çıkışındaki gaz sıcaklığının daha düşük olmasından kaynaklanmaktadır.

Çizelge 6.29. 1. grup deneylerde teorik analize göre  $C_T$  (\$/kW) değerlerinin değişimi.

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,952	0,926	0,905
T5=T7= 13 °C	0,970	0,950	0,921
T5=T7= 15 °C	0,991	0,963	0,937

Çizelge 6.30. 1. grup deneylerde deneysel analize göre  $C_T$  (\$/kW) değerlerinin değişimi.

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,778	0,756	0,737
T5=T7= 13 °C	0,794	0,776	0,752
T5=T7= 15 °C	0,811	0,788	0,769

Çizelge 6.31 ve 6.32’de ise, 2. grup deneyler için evaporatör su debisine ve giren su sıcaklığına bağlı olarak hesaplanan termal ekserjinin birim maliyet ( $C_T$ ) değerlerinin değişimi görülmektedir. Çizelgelerden de görüldüğü üzere, gerek teorik gerekse deneysel verilere göre yapılan termoekonomik analiz sonuçlarına göre ısı pompasında termal ekserjinin birim maliyetinin evaporatör su debisi ve giren suyun sıcaklığı ile ters orantılı artıp azaldığı görülmüştür. Teorik analizde termal ekserjinin birim maliyetinin daha yüksek çıkmasının sebebi 1. grup deneylere benzer şekilde kompresörde isentropik sıkıştırma olduğu kabulünden dolayı kompresör çıkışındaki gaz sıcaklığının daha düşük olmasından kaynaklanmaktadır.

Çizelge 6.31. 2. grup deneylerde teorik analize göre  $C_T$  (\$/kW) değerlerinin değişimi.

	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,927	0,899	0,887
T5=T7= 13 °C	0,904	0,850	0,870
T5=T7= 15 °C	0,881	0,865	0,853

Çizelge 6.32. 2. grup deneylerde deneysel analize göre  $C_T$  (\$/kW) değerlerinin değişimi

	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,754	0,729	0,714
T5=T7= 13 °C	0,730	0,708	0,696
T5=T7= 15 °C	0,708	0,690	0,680

Isı pompasının teorik ve deneysel termoeconomik analizinden elde edilen sonuçlara göre 1. grup deneyler için kondenser su debisine ve sisteme giren su sıcaklığına bağlı olarak mekanik ekserji birim maliyetinin ( $C_P$ ) değişimi Çizelge 6.33 ve 6.34'te verilmiştir. Çizelgeler incelendiğinde; gerek teorik, gerekse deneysel verilere göre yapılan termoeconomik analiz sonuçlarına göre, ısı pompası sisteminde mekanik ekserjinin birim maliyetinin kondenser su debisi ile ters orantılı artıp azaldığı, suyun giriş sıcaklığı ile doğru orantılı artıp azaldığı görülmektedir. Teorik analizde mekanik ekserjinin birim maliyetinin daha yüksek çıkmasının sebebi teorik analizde yapılan mekanik verim kabulleriyle gerçekteki mekanik verimlerin farklı olmasından kaynaklanmaktadır. Çizelge 6.35 ve 6.36'da ise, 2. grup deneylerde gerek teorik gerekse deneysel verilere göre yapılan termoeconomik analizden elde edilen sonuçlara göre ısı pompası mekanik ekserji birim maliyeti değerlerinin değişimi görülmektedir. 2. grup deneylerde, 1. grup deneylerden farklı olarak ısı pompası mekanik ekserji birim maliyetinin evaporatör su debisi ve giren suyun sıcaklığı artıkça azaldığı görülmüştür. Teorik analizde mekanik ekserjinin birim maliyetinin daha yüksek çıkmasının sebebi 1. grup deneylere benzer şekilde teorik analizde yapılan mekanik verim kabulleriyle, gerçek mekanik verimlerin farklı olmasından kaynaklanmaktadır.

Çizelge 6.33. 1. grup deneylerde teorik analize göre  $C_P$  (\$/kW) değerlerinin değişimi.

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,740	0,704	0,671
T5=T7= 13 °C	0,763	0,734	0,695
T5=T7= 15 °C	0,785	0,753	0,718

Çizelge 6.34. 1. grup deneylerde deneysel analize göre  $C_P$  (\$/kW) değerlerinin değişimi.

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,604	0,574	0,546
T5=T7= 13 °C	0,624	0,599	0,567
T5=T7= 15 °C	0,642	0,616	0,589



Çizelge 6.35. 2. grup deneylerde teorik analize göre  $C_P$  (\$/kW) değerlerinin değişimi.

	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,705	0,674	0,644
T5=T7= 13 °C	0,674	0,609	0,612
T5=T7= 15 °C	0,634	0,597	0,577

Çizelge 6.36. 2. grup deneylerde deneysel analize göre  $C_P$  (\$/kW) değerlerinin değişimi.

	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,573	0,542	0,518
T5=T7= 13 °C	0,544	0,507	0,490
T5=T7= 15 °C	0,510	0,476	0,460

Çizelge 6.37. 1. grup deneylerde teorik analize göre  $C_S$  (\$/kW) değerlerinin değişimi.

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,136	0,127	0,118
T5=T7= 13 °C	0,141	0,132	0,123
T5=T7= 15 °C	0,146	0,136	0,127

Çizelge 6.38. 1. grup deneylerde deneysel analize göre  $C_S$  (\$/kW) değerlerinin değişimi.

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,115	0,108	0,100
T5=T7= 13 °C	0,120	0,112	0,104
T5=T7= 15 °C	0,124	0,115	0,108

Termoekonomik analizden elde edilen sonuçlara göre 1. grup deneyler için kondenser soğutma suyu debisi ve sıcaklığına bağlı olarak ısı pompası sisteminin entropi birim maliyetinin ( $C_S$ ) değişimi, Çizelge 6.37 ve 6.38'de verilmiştir. Çizelgelerden de görülebileceği gibi gerek teorik gerekse deneysel verilere göre yapılan hesaplamalardan ısı pompası sisteminin entropi birim maliyetinin kondenser soğutma suyu debisi ile ters orantılı, suyun giriş sıcaklığı ile doğru orantılı olarak artıp azaltıldığı görülmektedir. Çizelge 6.39 ve 6.40'ta ise 2. grup deneyler için evaporatör su debisine ve giren suyun sıcaklığına bağlı olarak ısı pompası sisteminin entropi birim maliyetinin ( $C_S$ ) değişimi verilmiştir. 2. grup deneylerde, 1. Grup

deneylerden farklı bir sonuç ortaya çıkmıştır. Isı pompası sistemi entropi birim maliyetinin, evaporatör su debisi ve su sıcaklığı ile ters orantılı olarak artıp azaldığı görülmektedir.

Çizelge 6.39. 2. grup deneylerde teorik analize göre  $C_s$  (\$/kW) değerlerinin değişimi.

	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,131	0,126	0,124
T5=T7= 13 °C	0,127	0,124	0,122
T5=T7= 15 °C	0,123	0,121	0,119

Çizelge 6.40. 2. grup deneylerde deneysel analize göre  $C_s$  (\$/kW) değerlerinin değişimi.

	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,111	0,106	0,105
T5=T7= 13 °C	0,107	0,103	0,102
T5=T7= 15 °C	0,103	0,101	0,100

Kondenser su debisine ve sisteme giren su sıcaklığına bağlı olarak kondenserde suya aktarılan birim kW ısı enerjisi başına mali değerler ( $C_H$ ), 1. grup deneyler için Çizelge 6.41 ve 6.42’de verilmiştir. Çizelgeler incelendiğinde; gerek teorik, gerekse deneysel verilere göre yapılan termoekonomik analizde, ısı pompasının kondenserinden soğutma suyuna aktarılan birim kW ısı enerjisi başına mali değer ( $C_H$ ), kondenser su debisi arttıkça azaldığı, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı arttıkça arttığı görülmektedir. Deneysel analizde kondenserde suya aktarılan birim kW ısı enerjisi başına mali değer ( $C_H$ ) daha yüksek çıkmasının sebebi ısı değiştirilerde meydana gelen kayıplar olarak düşünülmektedir.

Çizelge 6.41. 1. grup deneylerde teorik analize göre  $C_H$  (\$/kW) değerlerinin değişimi.

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,158	0,153	0,149
T5=T7= 13 °C	0,159	0,154	0,150
T5=T7= 15 °C	0,160	0,155	0,151

Çizelge 6.42. 1. grup deneylerde deneysel analize göre  $C_H$  (\$/kW) değerlerinin değişimi.

	$\dot{V}_{kond.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{kond.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,161	0,157	0,153
T5=T7= 13 °C	0,162	0,158	0,154
T5=T7= 15 °C	0,163	0,159	0,155

Çizelge 6.43. 2. grup deneylerde teorik analize göre  $C_H$  (\$/kW) değerlerinin değişimi.

	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,158	0,160	0,162
T5=T7= 13 °C	0,160	0,162	0,163
T5=T7= 15 °C	0,162	0,164	0,167

Çizelge 6.44. 2. grup deneylerde deneysel analize göre  $C_H$  (\$/kW) değerlerinin değişimi.

	$\dot{V}_{evap.}=600$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=700$ lt/h	$\dot{V}_{evap.}=800$ lt/h
T5=T7= 11 °C	0,160	0,161	0,162
T5=T7= 13 °C	0,161	0,162	0,164
T5=T7= 15 °C	0,163	0,164	0,165

Evaporatör su debisine ve giren suyun sıcaklığına bağlı olarak kondenserde suya aktarılan birim kW ısı enerjisi başına mali değerler ( $C_H$ ), 2. grup deneyler için Çizelge 6.43 ve 6.44'de görülmektedir. 2. grup deneylerde, 1. grup deneylerden farklı olarak ısı pompasının kondenslerinden soğutma suyuna aktarılan birim kW ısı enerjisi başına mali değer ( $C_H$ ), evaporatör su debisi ve sıcaklığı ile doğru orantılı artıp azaldı gözlemlenmiştir. Deneysel verilere göre yapılan termoekonomik

analizinden kondenserde suya aktarılan birim kW ısı enerjisi başına mali değerin ( $C_H$ ) daha yüksek çıkmasının sebebi ısı değıştiricilerde meydana gelen kayıplar olduğu düşünölmektedir.



## BÖLÜM 7

### SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, soğutucu akışkan olarak CO<sub>2</sub> kullanılan buhar sıkıştırmalı sudan suya bir ısı pompasının performansı subkritik bölgede teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel analiz için transkritik bölgede de çalışabilecek bir sistem tasarlanarak imal edilmiştir. Güvenlik ve fiziki şartlar gereği kompresör frekansı, frekans değiştirici (inverter) vasıtasıyla 36 Hz frekans değerinde sabitlenip subkritik bölgede çalıştırılarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneyler, 1. grup deneyler ve 2. grup deneyler olmak üzere iki grup halinde gerçekleştirilmiştir. Her iki deney grubunda frekans aynı değerde sabit tutulmuştur. Birinci grup deneylerde evaporatör su debisi 500 lt/h değerinde sabit tutularak kondenser soğutma suyu ve evaporatöre giren suyun sıcaklığı 11 °C, 13 °C ve 15 °C değerlerinde kademeli olarak artırılmış, her bir sıcaklık değerinde kondenser su debileri sırasıyla 600 lt/h, 700 lt/h ve 800 lt/h olacak şekilde manuel olarak değiştirilerek, 9 farklı çalışma koşullarında deneyler yapılmıştır. İkinci grup deneylerde ise, kondenser su debisi 500 l/h değerinde sabit tutularak, kondenser soğutma suyu ve evaporatöre giren suyun sıcaklığı 11 °C, 13 °C ve 15 °C değerlerinde kademeli olarak artırılmış, her bir sıcaklık değerinde evaporatör su debisi sırasıyla 600 lt/h, 700 lt/h ve 800 lt/h olacak şekilde manuel olarak değiştirilerek, 9 farklı çalışma koşullarında deneyler yapılmıştır. Deneylerde; sistem üzerinde basınç, sıcaklık, debi ve güç gibi parametreler ölçülmüştür. Yapılan ölçümlerden elde edilen veriler kullanılarak ısı pompasının enerji, ekserji ve termoekonomik analizleri gerçekleştirilmiştir.

Enerji analizine göre; birinci grup deneylerde ısı pompasının ısıtma tesir katsayısı (COP<sub>HP</sub>) değerlerinin 3,750 ile 4,049 arasında değiştiği görülmüştür. En yüksek COP<sub>HP</sub> değeri, 11°C giriş suyu sıcaklığında ve 800 lt/h kondenser su debisinde 4,049 olarak elde edilmiştir. En düşük COP<sub>HP</sub> değeri ise, 15 °C giriş suyu sıcaklığında 600

lt/h kondenser su debisinde 3,750 olarak elde edilmiştir. Yani kondensere gönderilen suyun debisi artıkça  $COP_{HP}$  değerinin de arttığı, sisteme gönderilen suyun sıcaklığı artıkça  $COP_{HP}$  değerinin azaldığı gözlenmiştir. Buna göre, ısı pompasının  $COP_{HP}$  değeri, kondenser su debisi ile doğru orantılı, su sıcaklığı ile ters orantılı artıp azalmıştır. İkinci grup deneylerde ise  $COP_{HP}$  değerleri 3,192 ile 3,751 arasında değişmiştir. En yüksek  $COP_{HP}$  değeri, 600 lt/h evaporatör su debisinde ve 11 °C giriş suyu sıcaklığında 3,751, en düşük  $COP_{HP}$  değeri ise 800 lt/h evaporatör su debisinde ve 15 °C giriş suyu sıcaklığında 3,182 olarak elde edilmiştir. Bu sonuçlara göre, ısı pompasının  $COP_{HP}$  değerinin evaporatör su debisi ile ters orantılı, su sıcaklığı ile doğru orantılı artıp azaldığı görülmüştür. Bu değerler soğutma çevrimi üzerinden yapılan ölçümlere göre hesaplanmıştır. Su döngüsü üzerinden yapılan ölçümlerde de sistemin performans eğilimi benzerdir. Sadece ısı değiştiricilerin etkenliği ve tersinmezliklerden dolayı daha düşük seviyelerde olduğu görülmüştür.

Ekserji analizine göre; birinci grup deneylerde ısı pompası ekserji verimi 0,403 ile 0,428 arasında değişmiştir. En yüksek ekserji verimi, 800 lt/h kondenser soğutma suyu debisinde ve 11°C soğutma suyu giriş sıcaklığında 0,428 olarak elde edilirken, en düşük ekserji verimi ise 600 lt/h kondenser soğutma suyu debisinde ve 15°C soğutma suyu giriş sıcaklığında 0,403 olarak elde edilmiştir. Bu sonuçlara göre; ısı pompası ekserji veriminin kondenser soğutma suyu ile doğru orantılı, kondenser soğutma suyu sıcaklığı ile ters orantılı değiştiği görülmüştür. İkinci grup deneylerde ise ekserji verimi 0,394 ile 0,416 arasında değişmiştir. En yüksek ekserji veriminin 600 lt/h evaporatör su debisinde ve 11 °C giriş suyu sıcaklığı şartlarında 0,416 olduğu, en düşük ekserji veriminin ise 800 lt/h evaporatör su debisinde ve 15 °C giriş suyu sıcaklığı şartlarında 0,394 olduğu tespit edilmiştir. Bu değerlere göre; ekserji veriminin evaporatöre gönderilen suyun debisi ve sıcaklığı ile ters orantılı olarak değiştiği görülmüştür.

Termoekonomik analizden elde edilen sonuçlara göre; birinci grup deneylerde birim ısıtma yükü başına harcanan mali değer ( $C_H$ ) 0,153 ile 0,163 \$/kW aralığında değişmiştir. En yüksek  $C_H$  değeri, 600 lt/h kondenser soğutma suyu debisinde ve 15°C soğutma suyu giriş sıcaklığında 0,163 \$/kW olarak, en düşük  $C_H$  değeri ise 800 lt/h kondenser soğutma suyu debisinde ve 11°C soğutma suyu giriş sıcaklığı

şartlarında 0,153 \$/kW olarak elde edilmiştir. Bu sonuçlara göre;  $C_H$  değeri kondenser soğutma suyu debisi artıkça azalırken, kondenser soğutma suyu sıcaklığı artıkça arttığı görülmüştür. İkinci grup deneylerde birim ısıtma yükü başına harcanan mali değer ( $C_H$ ) 0,160 \$/kW ile 0,165 \$/kW aralığında değişmiştir. En yüksek  $C_H$  değeri, 800 lt/h evaporatör su debisi ve 15°C giriş suyu sıcaklığı şartlarında 0,165 \$/kW olarak elde edilirken, en düşük  $C_H$  değeri ise 600 lt/h evaporatör su debisi ve 11 °C giriş suyu sıcaklığı şartlarında 0,160 \$/kW olarak belirlenmiştir. Bu değerlere göre,  $C_H$  değerinin, evaporatör su debisi ve su sıcaklığı ile doğru orantılı olarak artıp azaldığı görülmüştür.

Isı pompasında termal ekserjinin birim maliyetinin ( $C_T$ ); kondenser soğutma suyu debisi artıkça azaldığı, kondenser soğutma suyu giriş sıcaklığı artıkça arttığı görülürken, evaporatör su debisi ve evaporatöre giren suyun sıcaklığı ile ters orantılı olarak artıp azaldığı görülmüştür. Mekanik ekserjinin birim maliyeti ( $C_P$ ); kondenser su debisi ile ters orantılı değişirken, su giriş sıcaklığı ile doğru orantılı değişmiştir. Entropi birim maliyeti ise ( $C_S$ ) kondenser soğutma suyu debisi ile ters orantılı, suyun giriş sıcaklığı ile doğru orantılı olarak artmış, evaporatör su debisi ve su sıcaklığı ile ise ters orantılı bir değişim göstermiştir.

Termoekonomik analiz sonuçlarına göre CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompası ile CFC ve türevi soğutucu akışkanlı ısı pompası birim ısıtma yükü başına harcanan maliyet ( $C_H$ ) değerleri karşılaştırıldığında CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompasının  $C_H$  değerinin daha yüksek seviyelerde olduğu görülür. Bu durum, CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompalarında kullanılan ekipmanların yüksek basınçtan dolayı özel imalat gerektirdiği için maliyetlerinin yüksek olmasından kaynaklanmaktadır. CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompası sistemleri, çevresel etkiler nedeniyle sahip olduğu üstünlüklerden dolayı kullanımı yaygınlaştıkça bu değerlerin daha düşük seviyelere geleceği düşünülmektedir.

Subkritik CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompası çevrimi ile soğutmada düşük sıcaklık değerlerine ulaşmak mümkündür. Ancak kondenserde ısı atımı biraz güçtür. Çünkü subkritik bölgede kondenserde CO<sub>2</sub>'nin termofiziksel özellikleri gereği basınç yüksek, ancak sıcaklık düşük seviyelerdedir. Bu sebeple ısının rahat atılabileceği ısı

çukuru bulmada zorluklar mevcuttur. Bu durumda sistemi kaskad olarak tasarlamak daha doğru bir tercih olacaktır.

Transkritik CO<sub>2</sub> soğutucu akışkanlı ısı pompası çevriminde maksimum performans, optimum yüksek çalışma basıncında mümkündür. Optimum yüksek basınç ise gaz soğutucu çıkış sıcaklığı ve buharlaşma sıcaklığına bağlıdır. Sisteme ilave edilecek iki adet sıcaklık transmitteri ve bunlardan alınacak dijital sinyale göre frekans değiştiricide frekansı değiştirmek suretiyle optimum yüksek basıncı anlık olarak yüke göre otomatik olarak değiştirmek mümkündür. Bu değişiklikler yapılarak sistem performansında artış sağlanabilir.

Deney düzeneğinde kurulan ısı pompası çevriminde genleşme elemanı olarak kılcal boru kullanılmıştır. Bunun yerine otomatik genleşme vanası kullanılabilir. Bu sayede yük değişimleri kontrol edilebilir, istenilen kızgınlık ayarı da yapılabilir ve sistem performansı daha yüksek seviyelere çıkarılabilir. Ayrıca, deney düzeneği ısı pompası çevriminde evaporatör ve kondenser olarak kullanılan plakalı ısı değiştiricilerde çevreye de ısı kaybı gerçekleşmektedir. İyi bir izolasyon ile bu kayıplar düşürülerek sistem performansı arttırılabilir.



## KAYNAKLAR

1. Koç, E., Şenel, M.C., “Dünyada ve Türkiye’de enerji durumu-genel değerlendirme”, *Mühendis ve Makina*, 54 (639): 32-44 (2013).
2. Arslan, A.E., “Toprak kaynaklı ısı pompası ile doğalgazlı kombi birleşik sistemin enerji verimliliği yönünden araştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, *Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Edirne (2014).
3. Akdağ, A. E., “CO<sub>2</sub> soğutkanlı soğutma sistemlerinin termodinamik ve termoeconomik analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta (2010).
4. Çerkezoğlu, B., “CO<sub>2</sub> kullanılan kaskad soğutma sisteminin analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2010).
5. Bayrakçı, H. C., Özgür A. E., Alan, A., “Çift kademeli transkritik R744 soğutma sistemlerinde genleşme türbini kullanımının termodinamik analizi”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 34 (2) : 91-97 (2014).
6. Bulut, H., Akgül, M. A., “Dört kademeli pistonlu tip bir CO<sub>2</sub> kompresör sisteminde enerji ve ekserji analizi”, *11. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 1179-1193 (2013).
7. Özdemir, S., “Karbondioksit kullanan soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan tarafının modellenmesi ve performans parametrelerinin belirlenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2011).
8. Özgür A. E., Tosun, C., “Thermodynamic analysis of two-stage transcritical CO<sub>2</sub> cycle using flash gas by-pass”, *Internatinal Journal of Exergy*, 16 (2): 127-138 (2015).
9. Selimefendigil, F., Güney, A., “R744/R134A kaskad soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi”, *Termodinamik Dergisi*, 261 (1) (2014).
10. Kutlu, Ç., Ünal, Ş., Erdinç, M., T., Cihan, E., “Energy and exergy analysis of bus refrigeration system using two-phase ejector with natural refrigerant R744”, *Internatinal Journal of Exergy*, 22 (4): 331-351 (2017).
11. Özyurt, A., Erdönmez, N., Yılmaz, B., Yılmaz, D., Sevindir, M. K., Mançuhan, E., “CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> kaskat soğutma sisteminin termodinamik analizi ve performans değerlendirmesi”, *12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 1101-1110 (2015).

12. Argalıoğlu. G., “CO<sub>2</sub> kullanılan ısı pompalı kurutucularda performans artırılması”, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2015).
13. Yüce, M., Özgür, A. E., “İç ısı değiştiricili iki kademeli ara soğutmalı bir transkritik soğutma çevriminin termodinamik analizi”, *International Journal of Technological Science*, 9 (1): 33-46 (2017).
14. Kurtuluş, O., “Soğutucu akışkan olarak karbondioksit kullanılan transkritik çevrimlerin sayısal ve deneysel incelenmesi”, Doktora Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul (2011).
15. Hubacher, B., Groll, E. A., Hoffinger, C., “Performance measurements of a semi-hermetic carbondioxide compressor”, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, West Lafayette, 477-486 (2002).
16. Kayfeci, M., Gedik, E., Sağıroğlu, S., Kurt, H., “Taşıt iklimlendirmesinde alternatif klima sistemlerinin kullanımının araştırılması”, *5. Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu*, Karabük, 1882-1886 (2009).
17. Bayrakçı, H. C., Özgür, A. E., Akdağ A. E., “Aynı soğutma yükü için CO<sub>2</sub> li ısı pompalarının enerji sarfiyatlarının karşılaştırılması”, *IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 33-38 (2009).
18. Kasap, F., Acül, H., Canbaz, H., Erbil, S., “R744 (CO<sub>2</sub>) soğutucu akışkanlı soğutma sistemleri, kanatlı borulu R744 (CO<sub>2</sub>) evaporatör ve gaz soğutucu tasarım esasları”, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 391-410 (2011).
19. Kurtuluş, O., Olgun, B., Oğuz, E., Heperkan, H., “CO<sub>2</sub> ile çalışan transkritik soğutma çevriminin deneysel incelenmesi”, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 423-430 (2011).
20. Fröschle, M., “Kompresörlerdeki son gelişmeler ve R744 (CO<sub>2</sub>) soğutucu gaz kullanılan soğutma sistemleri”, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 1069-1076 (2011).
21. Özgür, A. E., “Değişik gaz soğutucu çıkış sıcaklıkları ve basınçları için bir CO<sub>2</sub> soğutkanlı mobil klimanın performansının incelenmesi”, *Gazi Üniversitesi Mimarlık Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 23 (1): 181-185 (2007).
22. Özgür, A. E., Bayrakçı, H. C., Akdağ, A. E., “Kritiknokta üstü çevrimli CO<sub>2</sub> soğutma sistemlerinde optimum gaz soğutucu basıncı: yeni bir korelasyon”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 29 (2):23-28 (2009).
23. Akdemir, Ö., Güngör, A., “CO<sub>2</sub> soğutma çevrimlerinin maksimum performans analizi”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 30 (2):37-43 (2010).

24. Özgür, A. E., Bayrakçı, H. C., “CO<sub>2</sub>soğutucu akışkanlı ısı pompalarında soğutucu akışkan çıkış sıcaklığının ekserji verimine etkisi”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 30 (1):73-78 (2010).
25. Bayrakçı, H. C., Özgür, A. E., “Toprak kaynaklı ısı pompalarında CO<sub>2</sub> kullanımı”, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 130 (1): 68-72 (2012).
26. Kauf, F., “Determination of the optimum high pressure for transcritical CO<sub>2</sub>-refrigeration cycles”, *International Journal of Thermal Science*, 38 (4):325-330 (1999).
27. Fartaj, A., et al. “Second law analysis of the transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle”, *Energy Conversion and Management*, 45: 2269-2281 (2004).
28. Pearson, A., “Carbon dioxide-new uses for an old refrigerant”, *International Journal of Refrigeration*, 28: 1140-1148 (2005).
29. Chen, Y., Gu, J., “The optimum high pressure for CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration systems with internal heat exchanger”, *International Journal of Refrigeration*, 28: 1238-1249 (2005).
30. Sarkar, J. “Transcritical CO<sub>2</sub> heat pump simulation model and validation for simultaneous cooling and heating”, *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 43:249-254 (2008).
31. Agrawal, N., Bhattacharyya, S., “Optimized transcritical CO<sub>2</sub> heat pumps: Performance comparison of capillary tubes against expansion valves”, *International Journal of Refrigeration*, 31: 388-395 (2008).
32. Agrawal, N., Bhattacharyya, S., “Homogeneous versus separated two phase flow models: Adiabatic capillary tube flow in transcritical CO<sub>2</sub> heat pump”, *International Journal of Thermal Science*, 37:1555-1562 (2008).
33. Silva, et al., “A study of transcritical carbondioxide flow through adiabatic capillary tubes”, *International Journal of Refrigeration*, 32: 978-987 (2009).
34. Xei, Y. et al., “The exergy analysis of gas cooler In CO<sub>2</sub> heat pump system”, *Procedia Environmental Sciences*, 11: 1555-1560 (2011).
35. Kwak, H., et al., “Thermoeconomic analysis of ground-source heat pump systems”, *International Journal of Energy Research*, 38: 259-269 (2014).
36. Maina, P., Huan, Z., “Effects of various parameters on the efficiency of a CO<sub>2</sub> heat pump: a statistical approach”, *Journal of Thermal Engineering*, 1 (4): 263-278 (2015).
37. Cho, H., “Comparative study on the performance and exergy efficiency of solar hybrid heat pump using R22 and R744”, *Energy*, 93: 1267-1276 (2015).

38. Ge, Y. T., et al, “Modelling of plate heat exchangers and their associated CO<sub>2</sub> transcritical power generation system”, *Energy Procedia*, 105: 1821-1826 (2017).
39. Song, Y., et al, “Experimental investigation on a capillary tube based transcritical CO<sub>2</sub> heat pump system”, *Applied Thermal Engineering*, 112: 184-189 (2017).
40. Jadhav, P., Agrawal, N., Patil, O., “Flow characteristics of helical capillary tube for transcritical CO<sub>2</sub> refrigerant flow”, *Energy Procedia*, 109: 431-438 (2017).
41. Yu, B., Wang, D., Liu, C., Jiang, F., Shi, J., Chen, J., “Performance improvements evaluation of an automobile air conditioning system using CO<sub>2</sub> - propane mixture as a refrigerant”, *International Journal of Refrigeration*, 88: 626-636 (2018).
42. Wang, D., Lu, Y., Tao, L., “Optimal combination of capillary tube geometry and refrigerant charge on a small CO<sub>2</sub> water-source heat pump water heater”, *International Journal of Refrigeration*, 88: 172-181 (2018).
43. Pitarch, M., Peris, E. N., Maciá, J. G., Corberán, J. M., “Experimental study of a heat pump with high subcooling in the condenser for sanitary hot water production”, *Science and Technology for the Built Environment*, 24: 105-114 (2018).
44. Brodal, E., Jackson, S., Eiksund, O., “Transient model of an RSW system with CO<sub>2</sub> refrigeration-Astudy of overall performance”, *International Journal of Refrigeration*, 86: 344-355 (2018).
45. Zhu, Y., et al, “Experimental investigation on the performance of transcritical CO<sub>2</sub> ejector-expansion heat pump water heater system”, *Energy Conversion and Management*, 167 (1): 147-155 (2018).
46. Badache, M., et al, “Experimental study of a carbon dioxide direct-expansion ground source heat pump (CO<sub>2</sub>-DX-GSHP)”, *Applied Thermal Engineering*, 130: 1480-1488 (2018).
47. Blasco, E. H., Peris, E. N., Ruescas, F. B., Corberán, J. M., “Improved water to water heat pump design for low-temperature waste heat recovery based on subcooling control”, *International Journal of Refrigeration*, 106: 374-383 (2019).
48. Paulino, T. F., et al, “Modeling and experimental analysis of the solar radiation in a CO<sub>2</sub> direct expansion solar-assisted heat pump”, *Applied Thermal Engineering*, 148: 160-172 (2019).

49. Diaby, A. T., Byrne, P., Mare, T., "Simulation of heat pumps for simultaneous heating nad cooling using CO<sub>2</sub>", *International Journal of Refrigeration*, 106: 616-627 (2019).
50. Chen, Y., "Optimal heat rejection pressure of CO<sub>2</sub> heat pump water heaters based on pinch point analysis", *International Journal of Refrigeration*, 106: 592-603 (2019).
51. Yang, J., Yu, B., Chen, J., "Improved genetic algorithm-based prediction of a CO<sub>2</sub> micro-channel gas-cooler against the experimental data in automobile air conditioning system", *International Journal of Refrigeration*, 106: 517-525 (2019).
52. Sian, R. A., Wang, C., "Comparative study for CO<sub>2</sub> and R134a heat pump tumble dryer-A rational approach", *International Journal of Refrigeration*, 106: 474-491 (2019).
53. Yu, B., et al, "Experimental energetic analysis of CO<sub>2</sub>/R41 blends in automobile air conditioning and heat pumps systems", *Applied Energy*, 239: 1142-1153 (2019).
54. Nguyen, A., et al, "Influence of an internal heat exchanger on the operation of a CO<sub>2</sub> direct expansion ground source heat pump", *Energy & Buildings*, 202: 1-10 (2019).
55. Rampazzo, M, et al, "Energy-efficient operation of transcritical and subcritical CO<sub>2</sub> inverse cycles via Extremum Seeking Control", *Journal of Process Control*, 81: 87-97 (2019).
56. Wang, Z., et al, "Study on performance evaluation of CO<sub>2</sub> heat pump system integrated with thermal enegy storage for space heating", *Energy Procedia*, 158: 1380-1387 (2019).
57. Purjam, M., Goudarzi, K., "High efficiency sub-critical carbon dioxide supplementary heat pump for low temperature climates (energy and exergy analysis)", *Renewable Energy*, 133: 166-176 (2019).
58. Yamankaradeniz, R., vd., "Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları Genişletilmiş 2. Baskı", *Dora Yayın Dağıtım Ltd. Şti.*, Bursa, 295-329 (2009)
59. İnternet: Sakarya Üniversitesi Bilgi Sistemi, "BÖLÜM-5 SOĞUTUCU AKIŞKANLAR", <http://content.lms.sabis.sakarya.edu.tr/Uploads/78792/43553/s0%C4%9Futma-5.pdf> (2019)
60. Onat. A., İmal, M., İnan, T., "Soğutucu akışkanların ozon tabakası üzerine etkilerinin araştırılması ve alternatif soğutucu akışkanlar", *Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 7 (1): 32-38 (2004).

61. Karaöz, A. T., "CO<sub>2</sub>-R404A kaskad sistem tasarımı, imalatı ve testi", Yüksek Lisans Tezi, **Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü**, Gebze (2010).
62. Özkol, N., "Uygulamalı Soğutma Tekniği Güncellenmiş 8. Baskı", **TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları**, Ankara, 59-107 (2010).
63. Savaş, S., "Soğutma Tekniğinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar" **TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları**, Ankara (1974).
64. Çengel, Y. A., Boles, M. A., "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik Ekonomik Baskı", **McGrawHill -Literatür Yayıncılık**, İstanbul, 218-248 (2007).
65. Anwar, Z., "Experimental investigation of heat recovery from R744 based refrigeration system", Master of Science Thesis, KTH School of Industrial Engineering and Management, Stockholm (2011).
66. Öcal, P., Pıhtılı, K., "Kademeli soğutma sistemlerinde belirli soğutucu akışkanlar için ikinci kanun analizi", **2. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi**, Balıkesir, 69-82 (2014).
67. Bilir N., "Çift fazlı sabit alanlı ejektör kullanarak buhar sıkıştırımlı soğutma çevrim etkinliğinin iyileştirilmesi", Yüksek Lisans Tezi, **Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Konya (2009).
68. Kutlu, Ç., Ünal, Ş., Cihan, E., Erdinç, M. T., "Ejektörlü transkritik CO<sub>2</sub> soğutma sisteminin enerji ve ekserji analizi", **20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi**, Balıkesir, 1089:1096 (2015).
69. Liao, S. M., Zhao, T. S., Jacobsen, A., "A correlation of heat rejection pressures in transcritical carbondioxide cycles", **Applied Thermal Engineering**, 20: 831-841 (2000).
70. Robinson, D. M., Groll, E. A., "Efficiencies of transcritical CO<sub>2</sub> cycles with and without an expansion turbine", **International Journal of Refrigeration**, 21: 577-589 (1998).
71. Çengel, Y. A., Cimbala, J. M., "Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları Üçüncü Baskıdan Çeviri", **Palme Yayıncılık**, Ankara (2015).
72. Ergün, A., Özkaymak, M., Koç, G. A., Özkan S., Kaya, D., "Exergoeconomic analysis of a geothermal organic rankine cycle power plant using the SPECO method", **Environmental Progress Sustainable Energy**, 36 (3): 936-942 (2017).
73. Kim, S. M., Oh, S. D., Kwon, Y. H., Kwak, H. Y., "Exergoeconomic analysis of thermal systems", **Energy**, 23: 393-406 (1998).
74. Moran, M., "Availability analysis: A guide to efficient energy usage", **Prentice Hall**, Englewood Cliffs (1982).

75. İnternet: "Enerjisa Ankara - Başkent Elektrik Birim Fiyat ve Tarifeleri", <https://gazelektrik.com/tedarikciler/enerjisa-ankara/birim-fiyat> (2018).
76. Uysal, C., Kurt, H., Kwak, H. Y., "Exergetic and thermoeconomic analyses of a coal-fired power plant", *International Journal of Thermal Sciences*, 117: 106-120 (2017).
77. Gürel, A. E., Ceylan, İ., Yılmaz, S., "Isı pompalı ve parabolik oluklu güneş kolektörlü akışkan yataklı kurutucuların deneysel analizi", *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 35 (1):107-115 (2015).
78. Waheed, M. A., Oni, A. O., Adejuyigbe, S. B., Adewumi, B. A., Fadare, D. A., "Performance enhancement of vapor recompression heat pump", *Applied Energy*, 114: 69-79 (2014).
79. Qureshi, B. A., Zubair, S. M., "Cost optimization of heat exchanger inventory for mechanical subcooling refrigeration cycles", *International Journal of Refrigeration*, 36 (4):1243-1253 (2013).
80. Kodal, A., Sahin, B., Ekmekci, I., Yılmaz, T., "Thermoeconomic optimization for irreversible absorption refrigerators and heat pumps", *Energy Conversion and Management*, 44 (1): 109-123 (2003).
81. Kodal, A., Sahin, B., Yılmaz, T., "Effects of internal irreversibility and heat leakage on the finite time thermoeconomic performance of refrigerators and heat pumps", *Energy Conversion and Management*, 41(6): 607- 619 (2000).
82. Teyber, R., Trevizoli, P. V., Christiaanse, T. V., Govindappa, P., Niknia, I., Rowe, A., "Permanent magnet design for magnetic heat pumps using total cost minimization", *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 442: 87-96 (2017).
83. Esfahani, I. J., Yoo, C., "A highly efficient combined multi-effect evaporation-absorption heat pump and vapor-compression refrigeration part 2: Thermoeconomic and flexibility analysis", *Energy*, 75: 327-337 (2014).
84. Verda, V., Caccin, M., Kona, A., "Thermoeconomic cost assessment in future district heating networks", *Energy*, 117: 485-491 (2016).
85. Arat, H., Arslan, O., "Exergoeconomic analysis of district heating system boosted by the geothermal heat pump", *Energy*, 119: 1159-1170 (2017).
86. Erbay, Z., Hepbasli, A., "Assessment of cost sources and improvement potentials of a ground-source heat pump food drying system through advanced exergoeconomic analysis method", *Energy*, 127: 502-515 (2017).
87. Sayyadi, H., Nejatolahi, M., "Thermodynamic and thermoeconomic optimization of a cooling tower-assisted ground source heat pump", *Geothermics*, 40 (3): 221-232 (2011).

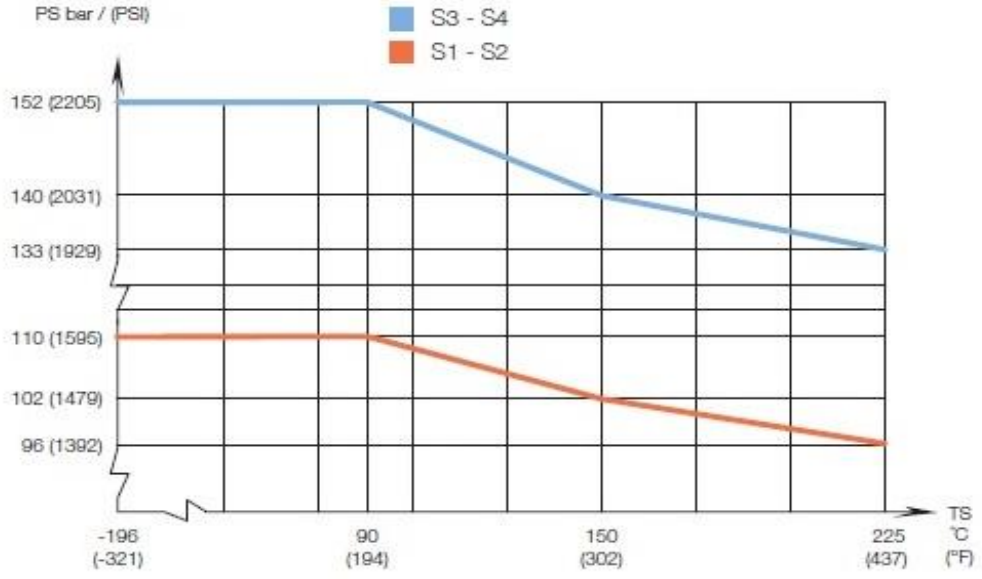
88. Erbay, Z., Hepbasli, A., "Exergoeconomic evaluation of a ground-source heat pump food dryer at varying dead state temperatures", *Journal of Cleaner Production*, 142: 1425-1435 (2017).
89. Mastrullo, R., Renno, C., "A thermoeconomic model of a photovoltaic heat pump", *Applied Thermal Engineering*, 30 (14-15): 1959-1966 (2010).
90. Akbulut, U., Utlu, Z., Kincay, O., "Exergoenvironmental and exergoeconomic analyses of a vertical type ground source heat pump integrated wall cooling system", *Applied Thermal Engineering*, 102: 904-921 (2016).
91. Qin, N., Hao, P. Z., "The operation characteristics of sewage source heat pump system and the analysis of its thermal economic benefits", *Applied Thermal Engineering*, 124: 1083-1089 (2017).
92. Erbay Z., Hepbaşlı A., "Advanced exergoeconomic evaluation of a heat pump food dryer", *Biosystems Engineering*, 124: 29-39 (2017).
93. Von Spakovsky M. R., Evans R. B., "Engineering functional analysis-part I", *ASME J Energy Resour Technol*, 155: 86-92 (1993).
94. Rosen, M. A., Dincer, I., "Exergy–cost–energy–mass analysis of thermal systems and processes", *Energy Conversion and Management*, 44(10): 1633-1651 (2003).
95. Tsatsaronis G., Lin L., Pisa J., "Exergy costing in exergoeconomics", *ASME J. Energy Resour Technol*, 155: 9-16 (1993).
96. Tsatsaronis, G., Moran, M. J., "Exergy-aided cost minimization", *Energy Conversion and Management*, 38 (15-17): 1535-1542 (1997).
97. Tsatsaronis, G., Park, M. H., "On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems", *Energy Conversion and Management*, 43 (9-12): 1259-1270 (2002).
98. Erlach, B., Serra, L., Valero, A., "Structural theory as standard for thermoeconomics", *Energy Conversion and Management*, 40 (15-16): 1627-1649 (1999).
99. Lozano, M. A., Valero, A., "Theory of the exergetic cost", *Energy*, 18 (9): 939-960 (1993).
100. Frangopoulos, C. A., "Thermo-economic functional analysis and optimization", *Energy*, 12 (7): 563-571 (1987).
101. Hubacher, B., Groll, E. A., Hoffinger, C., "Performance measurements of a semi-hermetic carbon dioxide compressor", *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, West Lafayette 477-486 (2002).



**EK AÇIKLAMALAR A.**

**KONDENSER OLARAK KULLANILAN PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİ**

## AXP14 - PED approval pressure/temperature graph\*



### Standard data

Min. working temperature	-196° C
Max. working temperature	225° C
Min. working pressure	Vacuum
Max. working pressure	see graph
Volume per channel, litres**	0.01
Max particle size, mm	0.4
Max flowrate* m <sup>3</sup> /h	2.8
Channel port size	14
Min no of plates	10
Max no of plates	150

\* Water at 5 m/s (16.4 ft/s) (connection velocity)

\*\* CE mark not applicable according to directive 97/23/EC article 3.3

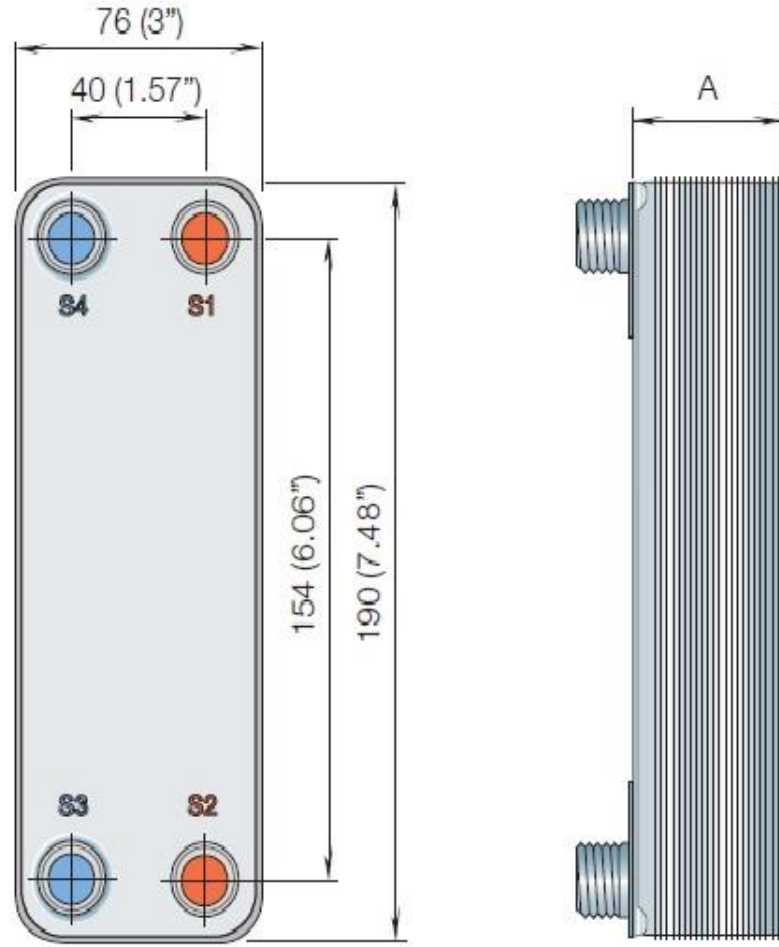
### Standard materials

Cover plates	Stainless steel
Connections	Stainless steel
Plates	Stainless steel
Brazing material	Copper

Şekil Ek A.1. Kondenser olarak kullanılan plakalı ısı değıştiricinin özellikleri.

### Standard dimensions

mm (inch)



### Standard dimension and weight\*

$$A \text{ measure mm} = 8 + (n \times 1.1) \pm 1\%$$

$$A \text{ measure inch} = 0.31 + (n \times 0.043) \pm 1\%$$

$$\text{Weight kg}^{**} = 0.323 + (n \times 0.04)$$

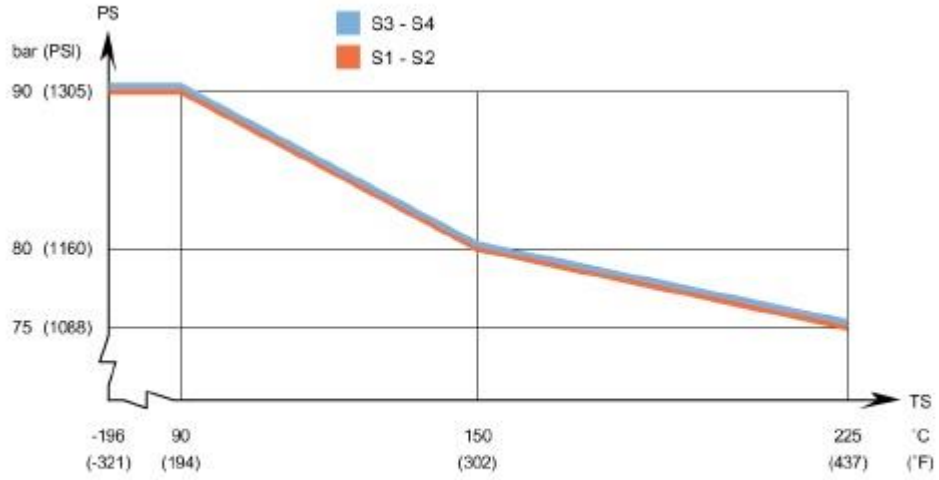
$$\text{Weight lb}^{**} = 0.712 + (n \times 0.088)$$

Şekil Ek A.2. Kondenser olarak kullanılan plakalı ısı değıştircinin ölçüleri.

**EK AÇIKLAMALAR B.**

**EVAPORATÖR OLARAK KULLANILAN PLAKALI ISI DEĞİŞTİRİCİ**

## CBXP27 - PED approval pressure/temperature graph



### Standard data

Min. working temperature	see graph
Max. working temperature	see graph
Min. working pressure	vacuum
Max. working pressure	see graph
Volume per channel, litres (ga)	0.05 (0.013)
Max. particle size mm (inch)	1.2 (0.05)
Max. flowrate* m <sup>3</sup> /h (gpm)	14 (61.6)
Min. nbr of plates	6
Max. nbr of plates	150

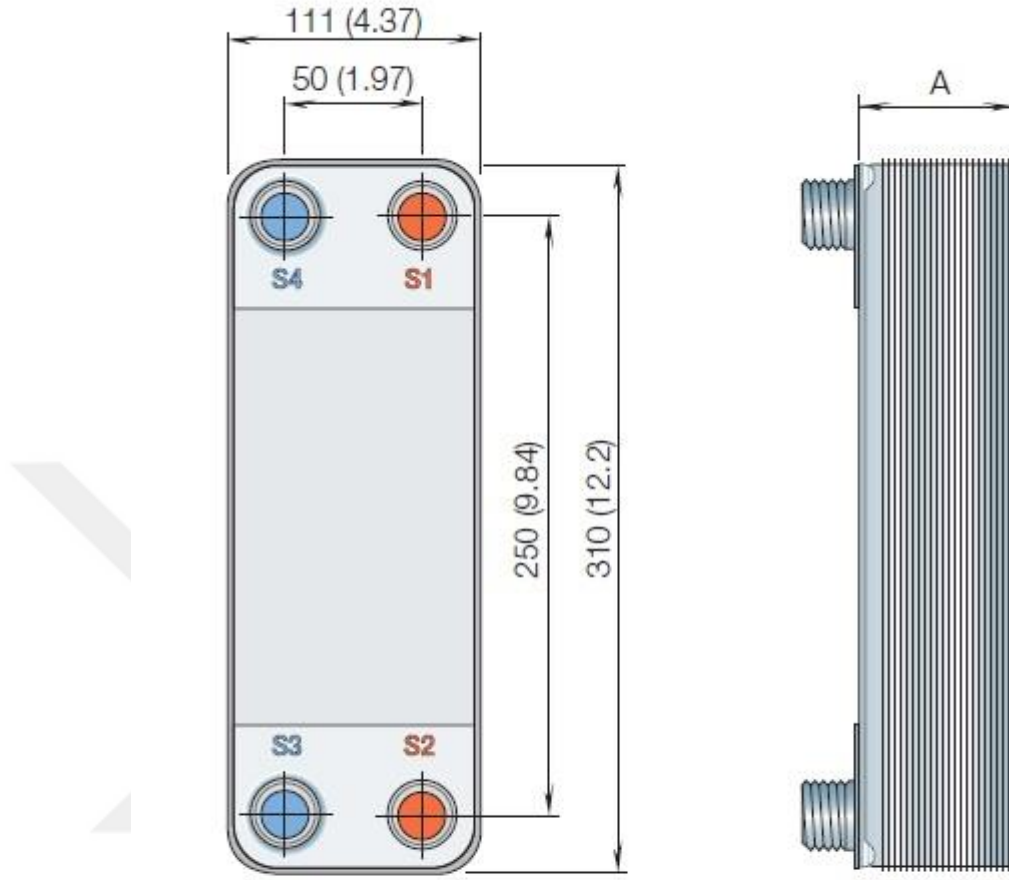
\* Water at 5 m/s (16.4 ft/s) (connection velocity)

### Standard materials

Cover plates	Stainless steel
Connections	Stainless steel
Plates	Stainless steel
Brazing filler	Copper

Şekil Ek B.1. Evaporatör olarak kullanılan plakalı ısı değıştiricinin özellikleri.

**Standard dimensions**  
mm (inch)



**Standard dimensions and weight\***

$$\begin{aligned} \text{A measure mm} &= 13 + (2.4 * n) \pm 3 \text{ mm} \\ \text{A measure inch} &= 0.51 + (0.09 * n) \pm 0.12 \text{ inch} \\ \text{Weight* kg} &= 2 + (0.13 * n) \\ \text{Weight* lb} &= 4.41 + (0.29 * n) \end{aligned}$$

(n = number of plates)

Şekil Ek B.2. Evaporatör olarak kullanılan plakalı ısı değıştiricinin ölçüleri.

**EK AÇIKLAMALAR C.**

**TEORİK ANALİZLERDE KULLANILAN PAKET PROGRAMLAMA DİLİ  
KODLARI**

//Değişkenler

R\$='CarbonDioxide'

F\$='water'

T[1]=-6 "buharlaşma sıcaklığı"

T[3]=20,7 "yoğuşma sıcaklığı"

//kompresör isentropik verimi

eff\_comp\_ideal=0,85\*0,85

"ideal"

m\_dot\_ref=0,01877 "kg/s"

//Ölü Durum //soğutucu için

h[0]=505,84

s[0]=2,7368

//su için

hsu[0]=104,97

ssu[0]=0,3672

//Kompresör

//1.Durum

P[1]=25,74 "bar"

h[1]=enthalpy(R\$;T=T[1];P=P[1])

s[1]=entropy(R\$;T=T[1];P=P[1])

ex[1]=h[1]-h[0]-298\*(s[1]-s[0])

EX\_1=ex[1]\*m\_dot\_ref

//2.Durum

T[2]=54,4

P[2]=58,24

P[3]=P[2]

w\_comp=(h[2]-h[1])/eff\_comp\_ideal

W\_dot\_comp=w\_comp\*m\_dot\_ref

h[2]=enthalpy(R\$;T=T[2];P=P[2])

s[2]=entropy(R\$;T=T[2];P=P[2])

ex[2]=h[2]-h[0]-298\*(s[2]-s[0])

EX\_2=ex[2]\*m\_dot\_ref

Ex\_dest\_comp=m\_dot\_ref\*(ex[1]-ex[2])+(W\_dot\_comp)

//3.Durum

x[3]=0 "3.durumdaki kuruluk oranı"

T[33]=T[3]-2

h[3]=enthalpy(R\$;T=T[33];P=P[3])

s[3]=entropy(R\$;T=T[33];P=P[3])

ex[3]=h[3]-h[0]-298\*(s[3]-s[0])

EX\_3=ex[3]\*m\_dot\_ref

q\_cond\_ref=h[2]-h[3]

Q\_dot\_cond\_ref=q\_cond\_ref\*m\_dot\_ref



### //Genleşme Valfi

```
h[4]=h[3]
P[4]=P[1]
x[4]=quality(R$,h=h[4];P=P[4])
s[4]=entropy(R$,h=h[4];P=P[4])
T[4]=temperature(R$,h=h[4];P=P[4])
```

```
ex[4]=h[4]-h[0]-298*(s[4]-s[0])
EX_4=ex[4]*m_dot_ref
```

```
Ex_dest_GV=m_dot_ref*(ex[3]-ex[4])
```

### //Evaporatör

```
q_evap_ref=h[1]-h[4]
Q_dot_evap_ref=q_evap_ref*m_dot_ref
```

```
P[7]=P[5]
eff_evap=1
m_dot_evap_su=500/3600
h[7]=Enthalpy(F$,T=T[7];P=P[7])
s[7]=entropy(F$,T=T[7];P=P[7])
```

```
ex[7]=h[7]-hsu[0]-298*(s[7]-ssu[0])
EX_7=ex[7]*0,13889
```

```
Q_dot_evap_ref*eff_evap=Q_dot_evap_su
q_evap_su=Q_dot_evap_ref/m_dot_evap_su
h[8]=h[7]-q_evap_su
T[7]=T[5]
P[8]=P[7]
T[8]=Temperature(F$,P=P[8];h=h[8])
s[8]=entropy(F$,T=T[8];P=P[8])
```

```
ex[8]=h[8]-hsu[0]-298*(s[8]-ssu[0])
EX_8=ex[8]*0,13889
```

```
Ex_dest_evap=m_dot_ref*(ex[4]-ex[1])+m_dot_evap_su*(ex[7]-ex[8])
```

### //Kondenser

#### //Kondenser su girişi

```
T[5]=11
P[5]=4
eff_cond=1
m_dot_cond_su=0,16667
h[5]=Enthalpy(F$,T=T[5];P=P[5])
s[5]=entropy(F$,T=T[5];P=P[5])
```

```
ex[5]=h[5]-hsu[0]-298*(s[5]-ssu[0])
EX_5=ex[5]*m_dot_cond_su
```

```
Q_dot_cond_ref*eff_cond=Q_dot_cond_su
q_cond_su=Q_dot_cond_ref/m_dot_cond_su
h[6]=h[5]+q_cond_su
```

```
P[6]=P[5]
T[6]=Temperature(F$,P=P[6];h=h[6])
s[6]=entropy(F$,T=T[6];P=P[6])
```

```
ex[6]=h[6]-hsu[0]-298*(s[6]-ssu[0])
EX_6=ex[6]*m_dot_cond_su
```

```
Ex_dest_cond=m_dot_ref*(ex[3]-ex[2])+m_dot_cond_su*(ex[5]-ex[6])
```

```
//Verimler
```

```
//Kompresör ekserji verimi
```

```
psi_comp=(EX_2-EX_1)/W_dot_comp
```

```
//kondenser ekserji verimi
```

```
psi_cond=(EX_6+EX_3)/(EX_2+EX_5)
```

```
//evaporatör ekserji verimi
```

```
psi_evap=(EX_7-EX_8)/(EX_1-EX_4)
```

```
//GV ekserji verimi
```

```
psi_GV=EX_4/EX_3
```

```
//Isı pompası ekserji verimi
```

```
psi_IP=((EX_5-EX_6)-(EX_3-EX_2))/W_dot_comp
```

## **ÖZGEÇMİŞ**

Bahri AKSU 1982 yılında İnegöl'de doğdu; ilk ve orta öğrenimini Balıkesir'de tamamladı. 100. YIL Anadolu Meslek Lisesi Elektronik Bölümü'nden mezun oldu. 2001 yılında Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Tesisat Öğretmenliği Programı'nda öğrenime başlayıp 2005 yılında iyi derece ile mezun oldu. 2005-2006 yıl arasında Canbolat Makine San.Tic.Ltd.Şti'de çalıştı. 2006-2009 yılları arası Balıkesir Üniversitesi Gönen Meslek Yüksekokulu'nda dışarıdan ders ücretli öğretim görevlisi olarak çalıştı. 2008'de Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı'nda başlamış olduğu yüksek lisans programını 2010 yılında tamamladı.2010 yılında şuan ki adı Karabük Üniversitesi TOBB Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu olan Karabük Üniversitesi Meslek Yüksekokulu Elektrik ve Enerji Bölümünde öğretim görevlisi olarak çalışmaya başladı. 2015-2016 yılları arasında Karabük Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği'nde mühendislik tamamlama eğitiminden iyi derece ile mezun oldu. Halen Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliğinde doktora eğitimine devam etmektedir. Evli ve bir erkek çocuk babası olan Bahri AKSU halen aynı kurumda görevine devam etmektedir.

### **ADRES BİLGİLERİ**

Adres : Karabük Üniversitesi  
Demir Çelik Yerleşkesi  
TOBB Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu  
Balıklarkayası Mevkii / KARABÜK  
Tel : (507) 198 30 18  
E-posta : baksu@karabuk.edu.tr