



**R407C / R404A KASKAD SOĞUTMA
SİSTEMİNDE AŞIRI KIZDIRMA DEĞERLERİNİN
ODA SICAKLIĞINA OLAN ETKİSİNİN
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Talha AYDINLI

**2020
YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ**

**Tez Danışmanı
Dr. Öğr. Üyesi Şafak ATAŞ**

**R407C / R404A KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNDE AŞIRI KIZDIRMA
DEĞERLERİNİN ODA SICAKLIĞINA OLAN ETKİSİNİN DENEYSEL
OLARAK İNCELENMESİ**

Talha AYDINLI

T.C.

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında

Yüksek Lisans Tezi

Olarak Hazırlanmıştır

Tez Danışmanı

Dr. Öğr. Üyesi Şafak ATAŞ

KARABÜK

Temmuz 2020

Talha AYDINLI tarafından hazırlanan “R407C / R404A KASKAD SOĞUTMA SİSTEMİNDE AŞIRI KIZDIRMA DEĞERLERİNİN ODA SICAKLIĞINA OLAN ETKİSİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Dr. Öğr. Üyesi Şafak ATAŞ

.....

Tez Danışmanı, Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği /oy çokluğu ile Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.
06/08/2020

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK (KBÜ)

.....

Üye : Doç. Dr. Volkan KIRMACI (BÜ)

.....

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Şafak ATAŞ (KBÜ)

.....

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans 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.”

Talha AYDINLI

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

R407C / R404A Kaskad Soğutma Sisteminde Aşırı Kızdırma Değerlerinin Oda Sıcaklığına Olan Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi

Talha AYDINLI

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı

Tez Danışmanı:

Dr. Öğr. Üyesi Şafak ATAŞ

Temmuz 2020, 88 sayfa

Bu tez çalışmasında buhar sıkıştırımlı kaskad soğutma çevrimlerindeki superheat değerlerinin; oda sıcaklığına, enerji tüketimine, kompresör çıkış sıcaklıklarına, kaskad COP değerine, evaporasyon basınçlarına ve kondenser çıkış sıcaklıklarına etkisi analiz edilmiştir. Deneylein alınması için, R407C ve R404A soğutucu akışkan çiftini kullanan bir deney düzeneği tasarlanmış ve imal edilmiştir. Bu çalışmada 3 ila 12 °C superheat değerleri arasında 10 farklı deney yapılmıştır. Deney verilerinin alınmasında bilgisayar kontrollü elektronik genişleme valfleri, elektronik elektrik sayacı ve bilgisayar bağlantılı sıcaklık ölçüm ekipmanları kullanılmıştır.

Deneylelerde superheat değerlerine göre; soğuk oda sıcaklığının -29,03 °C ile -18,24 °C arasında değişiklik gösterdiği ve enerji tüketiminde % 18,3'e kadar tasarruf sağlayabildiği görülmüştür. Superheat değerlerine göre kompresör çıkış sıcaklıklarında 43 °C 'ye varan farklılıklar görülmüştür. Yapılan deneylelerde,

superheat değerlerindeki değişimlerin, kaskad COP'sinde % 21'e varan değişimler gösterebildiği tespit edilmiştir. R404A ve R407C akışkanlarında superheat değerlerinin evaporasyon basınçlarına farklı tepkiler verdiği görülmüştür.

Anahtar Sözcükler : Kaskad soğutma, ısı pompası, aşırı kızdırma, soğutucu akışkan.

Bilim Kodu : 92808

ABSTRACT

Master Thesis

Experimental Investigation Of The Effect Of Superheat Values On Room Temperature In R407C / R404A Cascade Cooling System

Talha AYDINLI

**Karabuk University
Institute of Graduate Programs
Department of Energy Systems Engineering**

Thesis Advisor:

Asst. Prof. Şafak ATAŞ

July 2020, 88 pages

In this thesis, the superheat values of the vapor compression cascade cooling cycles; The effect on room temperature, energy consumption, compressor outlet temperatures, cascade COP value, evaporation pressures and condenser outlet temperatures were analyzed. An experimental setup using the R407C and R404A refrigerant pairs was designed and manufactured to take the experiments. In this study, 10 different experiments were done between 3-12 ° C superheat values. Computer controlled electronic expansion valves, electronic electricity meter and computer connected temperature measurement equipment were used to collect the experiment data.

According to the superheat values in the experiments; It has been observed that the cold room temperature varies between -29.03 ° C and -18.24 ° C and can save up to 18.3% in energy consumption. According to the superheat values, differences in compressor outlet temperatures up to 43 ° C were observed. In experiments, it has been

determined that changes in superheat values can show up to 21% changes in cascade COP. It was seen that superheat values react differently to evaporation pressures in R404A and R407C fluids.

Key Word : Cascade cooling, heat pump, superheat , refrigerant.

Science Code : 92808

TEŞEKKÜR

Lisans ve Yüksek Lisans eğitimim boyunca beni yönlendiren, ilgisini ve desteğini esirgemeyen çok kıymetli hocalarım; Dr. Öğr. Üyesi Şafak ATAŞ ve Prof. Dr. Mehmet ÖZKAYMAK' a, maddi ve manevi destekleriyle her zaman yanımda olup beni bu günlere getirip yetiştiren sevgili Annem ile Babama teşekkürlerimi borç bilir, sonsuz saygı ve minnettarlığımı sunarım.

Ayrıca adlarını saymakla bitiremeyeceğim; bilgi, birikim ve dostluklarıyla desteklerini esirgemeyen kıymetli hocalarıma, dostlarıma, Karabük Üniversitesi Ailesine ve sevgili aile üyelerime teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	xv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
SOĞUTMANIN TARİHİ VE LİTERATÜR.....	3
2.1. GEÇMİŞTEN GÜNÜMÜZE SOĞUTMA UYGULAMALARI.....	3
2.2. LİTERATÜR ARAŞTIRMALARI.....	6
BÖLÜM 3	15
KURAMSAL TEMELLER	15
3.1. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ	15
3.1.1. Tek Kademeli Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimleri.....	16

Sayfa

3.1.1.1. İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi	17
3.1.1.2. Gerçek Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi	20
3.1.2. Kaskad Buhar Sıkıştırma Çevrimleri	22
3.1.2.1. Kaskad Buhar Sıkıştırma Çevrimlerin Çalışma Prensipleri.....	23
3.1.2.2. Kaskad Çevrim Teorik Hesaplamaları.....	24
3.2. AŞIRI KIZDIRMA (SUPERHEAT).....	25
3.3. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR	28
3.3.1. Soğutucu Akışkanların Çevresel Etkileri.....	29
3.3.2. Soğutucu Akışkanların Sınıflandırılması.....	31
3.3.3. Yaygın Olarak Kullanılan Soğutucu Akışkanlar	34
BÖLÜM 4	39
MATERYAL ve METOD.....	39
4.1. DENEY DÜZENİĞİ VE MATERYAL.....	39
4.1.1. Yüksek Sıcaklık Devresi Çevrim Elemanları.....	42
4.1.2. Kaskad Isı Değiştiricisi.....	46
4.1.3. Düşük Sıcaklık Devresi Çevrim Elemanları.....	48
4.2. DENEY ÇEVİRİMİNİN TEORİK HESAPLAMALARI	50
4.3. DENEY DÜZENİĞİNİN İMALATI	59
4.4. DENEY VERİLERİNİN ÖLÇÜLMESİ VE KAYIT ALTINA ALINMASI	60
4.4.1. Elektronik Genleşme Valfi ve Kontrol Ünitesi	61
4.4.2. Sıcaklık Ölçüm Ekipmanları.....	62
4.4.3. Ölçüm Kayıtlarının Alınması	63
4.5. DENEYİN UYGULANMASI.....	65

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 5	68
DENEY ÖLÇÜMLERİ ve DEĞERLENDİRME	68
5.1. SOĞUTMA DOLABI MAHAL SICAKLIKLARI.....	70
5.2. ENERJİ TÜKETİM DEĞERLERİ	71
5.3. KOMPRESÖR ÇIKIŞ SICAKLIKLARI	72
5.4. KASKAD COP DEĞERLERİ	76
5.5. EVAPORASYON BASINÇLARI	77
5.6. KONDENSER ÇIKIŞ SICAKLIKLARI	79
BÖLÜM 6	81
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	81
6.1. SONUÇLAR	81
6.2. ÖNERİLER	83
KAYNAKLAR	84
ÖZGEÇMİŞ	88

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Yaygın kullanılan soğutma yöntemleri	6
Şekil 3.1. Tek kademeli basit buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrim şeması.....	16
Şekil 3.2. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı	18
Şekil 3.3. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi P-h diyagramı	19
Şekil 3.4. Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi T-s diyagramı	21
Şekil 3.5. Kaskad buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrim şeması	22
Şekil 3.6. Kaskad soğutma çevrimi P-h ve T-s diyagramları	23
Şekil 3.7. Superheat uygulamasının p-h diyagramı üzerinde gösterilmesi	25
Şekil 3.8. Termostatik genişleme çalrı çalışma prensibi.....	26
Şekil 3.9. Otomatik Genleşme Valfi Çalışma Prensibi.....	27
Şekil 3.10. Elektronik Genleşme Valfi ve kesit görünümü.....	27
Şekil 3.11. Elektronik Genleşme Valfi Çalışma Şeması	28
Şekil 3.12. Klor moleküllerinin Ozon gazı ile tepkimeye girmesi.....	30
Şekil 3.13. Soğutucu akışkanların hiyerarşik sınıflandırılması.....	34
Şekil 4.1. Kaskad deney düzeneği çevrim şeması.....	39
Şekil 4.2. Deney düzeneğinin üstten görünüşü.....	40
Şekil 4.3. Deney düzeneğinin profilden görünüşü.....	41
Şekil 4.4. Yüksek Sıcaklık Devresi R407C Kompresörü.....	42
Şekil 4.5. Yüksek Sıcaklık Devresi Kondenseri.....	43
Şekil 4.6. Sıvı tankı.....	44
Şekil 4.7. Dryer filtre.....	44
Şekil 4.8. Gözetleme camı.....	45
Şekil 4.9. Alçak ve yüksek basınç manometreleri.....	46
Şekil 4.10. Kaskad deney düzeneği ısı değıştiricisi.....	47
Şekil 4.11. Düşük sıcaklık (R404A) devresi kompresörü	48
Şekil 4.12. Düşük sıcaklık devresi sıvı tutucusu (Akümülatör)	50
Şekil 4.13. Düşük sıcaklık devresi (R404A) çevrim verileri.....	52
Şekil 4.14. Düşük sıcaklık devresi R404A akışkanının P-h diyagramı değerleri	52

Sayfa

Şekil 4.15. Düşük sıcaklık devresi R404A akışkanı P-h diyagramı.....	53
Şekil 4.16. Yüksek sıcaklık devresi (R407C) çevrim verileri.....	54
Şekil 4.17. Yüksek sıcaklık devresi R407C akışkanının P-h diyagramı değerleri... ..	54
Şekil 4.18. Yüksek sıcaklık devresi R407C akışkanı P-h diyagramı.....	55
Şekil 4.19. Coolpack programı Kaskad soğutma çevrimi giriş değerleri.....	56
Şekil 4.20. Kaskad deney düzeneğinin Coolpack analiz diyagramı.....	57
Şekil 4.21. Kaskad deney düzeneğinin Coolpack analizi çevrim değerleri... ..	57
Şekil 4.22. Deney düzeneği	59
Şekil 4.23. Deney düzeneğine vakum testi ve gaz şarjının yapılması	60
Şekil 4.24. Elektronik genişleme valfi	61
Şekil 4.25. Emerson soğuk oda kontrol cihazı	62
Şekil 4.26. Data Logger modülü ve RS485-USB dönüştürücü	63
Şekil 4.27. Makel M310.2218, tek fazlı elektronik elektrik sayacı	64
Şekil 4.28. Deney düzeneği ve ölçümlerin alınması.....	65
Şekil 4.29. Soğutma dolabı iç mahal görünümü.....	66
Şekil 5.1. Deney düzeneğindeki ölçüm noktaları ve bağlantı şeması.....	69
Şekil 5.2. Superheat set değerlerinin, soğuk oda mahalinde oluşturduğu “Sıcaklık/Zaman” grafiği.	70
Şekil 5.3. Deneyle 120 dakikalık enerji tüketimleri (kW).....	71
Şekil 5.4. R404A soğutucu akışkanı “Kompresör Çıkış Sıcaklığı/ Zaman” grafiği.....	72
Şekil 5.5. R404A akışkanı kompresör çıkışı ortalama sıcaklıkları.....	73
Şekil 5.6. R407C soğutucu akışkanı “Kompresör Çıkış Sıcaklığı/ Zaman” grafiği.....	74
Şekil 5.7. R407C akışkanı kompresör çıkışı ortalama sıcaklıkları	74
Şekil 5.8. SH 12-12 deneyinde R407C elektronik genişleme valfi açıklıklarının kompresör çıkış sıcaklıklarına etkisi	75
Şekil 5.9. Deneyle göre kaskad deney düzeneği COP değerleri	76
Şekil 5.10. R404A akışkanı “Evaporasyon Basıncı / Zaman” grafiği.....	77
Şekil 5.11. R407C akışkanı “Evaporasyon Basıncı / Zaman” grafiği.....	78
Şekil 5.12. R404A akışkanı “Kondenser Çıkış Sıcaklığı / Zaman” grafiği.....	79
Şekil 5.13. R407C akışkanı “Kondenser Çıkış Sıcaklığı / Zaman” grafiği.....	80

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1. Bazı soğutucu akışkanların temel özellikleri	36
Çizelge 4.1. Deney düzeneği kontrol ve müdahale ekipmanları	41
Çizelge 4.2. Deney düzeneğinde kullanılan çevrim elemanları	42
Çizelge 4.3. Yüksek sıcaklık devresi kompresörü teknik özellikleri	43
Çizelge 4.4. Yüksek sıcaklık devresi kondenseri teknik özellikleri	44
Çizelge 4.5. Sıvı tankı teknik özellikleri	45
Çizelge 4.6. Dryer filtre teknik özellikleri	46
Çizelge 4.7. Gözetleme camı teknik özellikleri	46
Çizelge 4.8. Alçak ve yüksek basınç manometre özellikleri	47
Çizelge 4.9. Deneyde kullanılan plakalı ısı değiştiricisi teknik özellikleri	58
Çizelge 4.10. Düşük sıcaklık devresi kompresörü teknik özellikleri	50
Çizelge 4.11. Kaskad deney düzeneği soğutma dolabı teknik özellikleri	50
Çizelge 4.12. Düşük sıcaklık devresi sıvı tutucusu (akümülatör) teknik özellikleri.....	51
Çizelge 4.13. Hesaplamalar için Coolpack programına girilen değerler.....	52
Çizelge 4.14. Kullanılan elektronik genleşme valfinin özellikleri.....	62

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

$^{\circ}\text{C}$: santigrat derece
$^{\circ}\text{K}$: kelvin derece
kW	: kilowatt
kWh	: kilowatt saat
QH	: yoğuşturucu (kondenser) gücü (W)
QL	: buharlaştırıcı (evaporatör) gücü (W)
W	: güç
W _g	: giren iş gücü
\dot{m}	: kütleli debi
\dot{V}	: hacimsel debi
kj	: kilo joule
kg	: kilogram
m^3/h	: saatlik metre küp miktarı
bar	: basınç
kPa	: kilo pascal
MPa	: mega pascal
η_{vol}	: volumetrik verim
η_{carnot}	: karnot verimi
η_{is}	: izantropik verim
CO ₂	: karbon di oksit
NH ₃	: amonyak
H ₂ O	: su
O ₂	: oksijen
O ₃	: ozon
C	: karbon
H	: hidrojen

F	: flor
Br	: brom
Cl	: klor
SO ₂	: kükürt di oksit
hp	: beygir gücü
lt	: litre
cc	: santimetreküp
mm	: milimetre
cm	: santimetre
m ²	: metrekare
AC	: alternatif akım
SH	: superheat (aşırı kızdırma)
SC	: subcooling (aşırı soğutma)
A	: amper
V	: volt

KISALTMALAR

COP	: Soğutma Performans Katsayısı
EGV	: Elektronik Genleşme Valfi
vd.	: ve diğerleri
YSD	: Yüksek Sıcaklık Devresi
DSD	: Düşük Sıcaklık Devresi
SM	: Soğutma Makinesi
TGV	: Termostatik Genleşme Valfi
CFC	: Kloroflorokarbon
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
HFC	: Hidroflorokarbon

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Soğutma ve soğutma sistemleri hayatımızın önemli bir parçasıdır. Gerek ev tipi kullanımlarda gerek ticari ve endüstriyel tip kullanımlarda çok önemli bir rol oynamaktadır. Soğutma sistemleri; mahallerde, gıdaların muhafaza edilmesinde, çeşitli büyüklükteki üretim alanlarında, depolamada, ticari işyerlerinde, kimya ve ilaç endüstrisinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bundan dolayı soğutma sistemlerinin geliştirilmesi, verimlerinin artırılması, insan sağlığına uygun olması ve çevresel açıdan zararsız olmaları çok önemlidir.

Günümüzde bir çok soğutma uygulaması kullanılmaktadır. Fakat ısı pompalı soğutma sistemleri günümüzde en yaygın kullanılan soğutma çeşididir. Buzdolabı ve klima gibi günlük hayatımızda sıklıkla kullandığımız cihazlar, ısı pompalı sistemlerine verilebilecek en yaygın örneklerdir.

İlaç-kimya endüstrisi, sağlık ve laboratuvar uygulamaları gibi bazı alanlarda çok düşük sıcaklıklarda soğutma ihtiyacı olabilmektedir. Tek kademeli ısı pompaları (buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimleri) düşük sıcaklık soğutmalarında yeterli verimi karşılamakta güçlük çekmelerinin yanı sıra maliyetleri ve enerji sarfiyatları yüksek kalmaktadır. Literatürde de açıkça görüldüğü gibi kaskad soğutma çevrimleri, tek kademeli ısı pompalarına göre düşük sıcaklıkta soğutma yapmak için daha verimli sistemlerdir. Çok düşük sıcaklıktaki soğutma alanlarında kullanılan, kaskad (iki kademeli) soğutma sistemlerinde harcanan enerji ve kompresör çıkış sıcaklığı tek kademeli sistemleri göre daha düşüktür. Absorbsiyonlu soğutma uygulamaları da, kademeli olarak kullanıldıklarında çok düşük sıcaklıkta soğutma yapabilmektedir. Fakat günümüzde kullanılan bu tip soğutma çevrimleri büyük ölçekli ve daha karmaşık sistemler oldukları için her alanda kullanıma uygun değildir.

Soğutma sistemlerindeki superheat değerleri, çevrimin verimi ve soğutma kapasitesi için önemli bir faktördür [1]. Bu çalışma; bir kaskad buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemindeki superheat değerlerinin etkilerini deneysel olarak inceleyerek, en uygun superheat değerlerini elde etmek ve optimum sistem verimine ulaşmayı amaçlamaktadır. Bu kapsamda R407C ve R404A akışkanlarını kullanan bir buhar sıkıştırırmalı kaskad soğutma çevrim deney düzeneği tasarlanıp üretilmiştir. Deney düzeneğinde, deneysel verileri ölçmek ve kayıt altına alabilmek için bilgisayar bağlantılı sıcaklık ve basınç ölçüm cihazları ile elektronik genişleme valfleri kullanılmıştır.

BÖLÜM 2

SOĞUTMANIN TARİHİ VE LİTERATÜR

2.1. GEÇMİŞTEN GÜNÜMÜZE SOĞUTMA UYGULAMALARI

İnsanlık tarihinin başından itibaren çeşitli soğutma uygulamalarına ihtiyaç duyulmuştur. Tarihte çeşitli örneklerini gördüğümüz soğutma ihtiyaçları temel olarak; gıdaların bozulmadan uzun süre muhafaza etmek ve mahal sıcaklıklarını düşürmek için kullanılmıştır.

Yapılan ilk soğutma uygulamalarında kesin tarihlere ulaşamamakla beraber Antik uygarlıklarda çeşitli örneklerini görmekteyiz. Örnek olarak Mezopotamya coğrafyasından, Türkiye-Burdur’da bulunan İnsuyu mağarasını gösterilebilir. Yöre halkı arasında çeşitli efsanelere konu olan mağara, Pisidia antik şehri olan Sagalassos’da gıdaların soğuk bir şekilde depolanması için kullanılmıştır. Arkeolojik çalışmalarda şehrin M.Ö. 333 yılında “Büyük İskender” tarafından fethedildiği tespit edilmekle beraber ilk yerleşim tarihi bilinmemektedir. Deniz seviyesinden 900 mt yükseklikte olan mağara, irili ufaklı bölmelere sahip ve 597 mt uzunluğunda olup yılın her mevsiminde 13 °C sıcaklığındadır. Yöre halkından alınan bilgiler ve tarihi araştırmalar ışığında, mağaranın yüzyıllar boyunca gıda depolama amaçlı kullanıldığını ve halen kullanılmakta olduğunu görmekteyiz [2].

Karabük Bulak-Mencilis Mağarası, Gaziantep Kaleoğlu Mağarası, Elazığ Buzluk Mağarası gibi daha birçok örnek, medeniyetler beşiği olan Anadolu’da, binlerce yıldır gıdaları soğutma amacıyla doğal yöntemler kullanıldığını bizlere göstermektedir. Gıda depolama amaçlı kullanılan mağaraların ortak özellikleri ise karstik yapıda (suyun kayaçları ve tuzları eritmesiyle meydana gelen doğal oluşumlar) olmalarının verdiği etkiyle yılın her mevsiminde aynı sıcaklıkta olmalarıdır [3].

Osmanlı tarihinde, kar ve buz ticaretinin yapıldığını görmekteyiz. Başta saray mutfak ihtiyaçlarını karşılamak üzere ortaya çıkan Karcı Esnafı daha sonra yerel halk tarafından rağbet görüp yaygınlaşmıştır. Kışın son dönemlerinde karlar toplanır, kalıplarla sıkıştırılır ve derin kuyulara gömülüp depolanırdı. Depolama sırasında saman ve toprağın düşük ısı iletim katsayısından faydalanarak ısı yalıtımı sağlanmış olurdu. Yaz mevsiminde ihtiyaç halinde kuyulardan çıkartılan buz kütleleri, başta gıdalarda olmak üzere soğutma amaçlı kullanılırdı. Sıcak mevsimlerde soğutma ihtiyacını karşılamak üzere kullanılan bu metoda, Anadolu'nun dört bir yanından örnekler gösterilebilir. Dağlık alanlarda ise kuyu yerine Mağara kullanımı daha yaygındır [4].

16. yüzyıla gelindiğinde ise kimyasal yollarla soğutma yöntemlerinin ilk örneklerini görülmektedir. Sodyum nitrat ve potasyum nitrat gibi kimyasalların su ile karıştırıldığında, su sıcaklığının düştüğü bulunmuştur. Avrupa'da bu metod ile, şarapların soğutulmasında kullanılan örnekler mevcuttur [5].

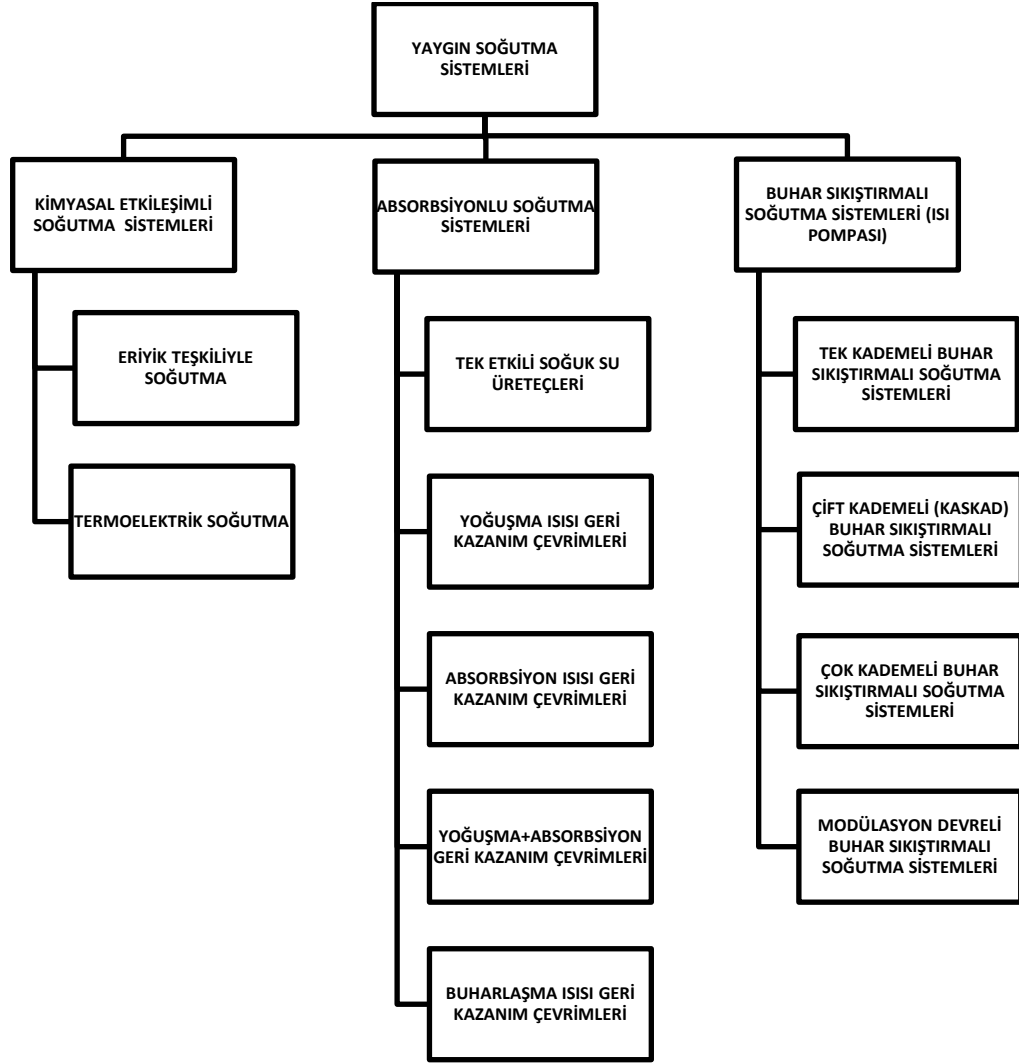
Bilinen ilk mekanik soğutma örneği ise 1756 yılında, Scotland Glasgow Üniversitesi'nde, Hekimler ve Doktorlar Fakültesi profesörü olan William Cullen tarafından uygulanmıştır. Hava geçirgenliği olmayan bir tank içerisinde bulunan Diethyl eterin basınç ve sıcaklığını, manuel bir vakum pompası kullanarak azaltmıştır. Yaptığı bu deney sonucunda çok az miktarda buz üretmeyi başarmıştır. Fakat bu metod, pratik ve etkili bir yöntem olmadığı için, herhangi bir ticari uygulama yapılmamıştır [6].

Günümüzde en yaygın kullanılan soğutma methodu olan, buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin patenti ise 1834 yılında Jacob Perkins tarafından alınmıştır. Fakat buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin bilinen ilk mucidi Oliver Evans' dır (1755-1819). O. Evans arkalarındaki ilkeleri tam olarak anlamamasına ve açıklayamamasına rağmen, buhar sıkıştırımlı motorlar hakkındaki düşünceleri zamanının ötesindedir. O. Evans, içi su dolu bir kaptan vakum yapıldığında kaynama noktasını azaldığını ve suyun eser miktarda soğuduğunu bulmuştur. Bununla birlikte vakumun eter üzerinde de aynı etkiye sahip olacağını ve ortaya çıkan soğutmanın buz üretmek için yeterli olması gerektiğini gözlemlemiştir. Bu etkiyi üretmek için pistonlu bir vakum pompasının veya bir sıkıştırma silindirin, bir kondansatörde ısı üretmesi gerektiğini çizimlerinde

tarif etmiştir. Böylece Evans, bir buhar sıkıştırma buzdolabının ilk ayrıntılı ve teorik olarak tutarlı tasarımını bizlere sunmuştur. Yapmış olduğu teorik çalışmalarında, bir soğutma döngüsünün tüm ana bileşenlerini (genleştirme elemanı, evaporatör, kompresör ve kondansatör) tanımlamıştır. Evans tasarımlarının çalışan bir örneğini o günün şartlarında üretememiştir. J. Perkins, O. Evans'ın çalışmalarından ilham alarak çalışan ilk buhar sıkıştırma soğutma çevrimini üretmiş ve 1834 yılında patentini almıştır. Fakat ticarileştirmesi ve yaygın kullanımını, zamanın şartlarında hayata geçirememiştir [5].

Buhar sıkıştırma soğutma çevriminin ilk ticari örneği 1854 yılında James Harrison tarafından yapılmıştır. Et ürünleri ve bira endüstrisi için ticari tip örnekler üretmiştir. Konutlarda buzdolaplarının ilk kullanıma başlanması ise 1911 yılında Amerika'da gerçekleşmiştir [6].

16. yüzyıldan itibaren yeni örnekleri görülen soğutma metotlarında ki arayışlar günümüzde de devam etmektedir. Yukarıdaki örneklerde verilen mağara ve kuyu depolaması gibi doğal metotlar, ısı geçirgenliğinin minimuma indirgenmiş düşük sıcaklıktaki mahallerden faydalanılması üzerine uygulanmaktadır. Fakat bu yöntemler yaygın ve pratik kullanıma uygun değildir. Isının mahalden (veya kütlede) dışarıya atılması esasına dayanan temel soğutma yöntemleri ise günümüzde çok daha etkili kullanılmaktadır. Günümüzde yaygın bir şekilde kullanılan soğutma sistemleri Şekil 1.1 de verilmiştir.



Şekil 2.1. Yaygın kullanılan soğutma yöntemleri.

Bu bölümde; tarihte ki ilk soğutma yöntemleri, ilk alternatif soğutma çalışmaları, ilk kimyasal soğutma uygulamaları ve ilk mekanik soğutma uygulamaları özet halinde aktarılmaya çalışılmıştır. Soğutmanın insanlık tarihindeki önemini anlatmak ve tez konusuna binaen, buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerindeki ilkleri tanıtmak amaçlanmıştır.

2.2. LİTERATÜR ARAŞTIRMALARI

İki kademeli kaskad soğutma çevrimleri, buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin; termo-ekonomik, termodinamik analizleri hakkında birçok teorik ve deneysel

çalışmalar yayınlanmıştır. Bununla birlikte kaskad soğutma çevrimlerinde, superheat değerleri üzerine literatürde yer alan bilgilerin oldukça sınırlı olduğu gözlemlenmiştir.

S. Khalilzadeh ve vd., bir kaskad soğutma sisteminin güç tüketimini azaltmak amacıyla güneş enerjisinden faydalanan bir sistem tasarlayıp teorik analizlerini yapmışlardır. Bu tasarım; Kaskad çevriminden alınan kondenser atık ısısının, güneş kolektörleri takviyesi ile bir Organik Rankine çevriminde kullanılması ve üretilen elektrik enerjisinin tekrar Kaskad çevriminde kullanılması esasına dayanmaktadır. Kullanılan kaskad soğutma çevrimi $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ de 100 kW soğutma kapasitesinde olup 3253,44 kWh/gün elektrik sarfiyatı vardır. Fakat Rankine çevriminde üretilen güç sayesinde şebekeden alınan elektrik enerjisi 567,01 kWh/gün olacağı görülmüştür. Bu sayede Kaskad soğutma çevriminin şebekeden alacağı elektrik enerjisi % 82,57 azalmıştır. Yapılan analizler sonucu Kaskad çevriminin COP değeri 4,23'den 5,74'e çıkmıştır. Güneş kolektörü maliyetinin kaskad atık ısısı sayesinde, sadece güneş enerjisi kullanan bir organik rankine çevrimine göre % 20 daha az olacağı ön görülmüştür. Ayrıca tasarlanan sistemin genel enerji verimliliği % 84,53 olarak, toplam ekserji verimliliği ise % 37,05 olarak hesaplanmıştır [7].

R. Llopis ve vd., iki kademeli ısı eşanjörüne sahip bir kaskad soğutma çevriminin düşük sıcaklık döngüsünde kullanılan iç ısı değiştiricisinin etkilerini deneysel olarak incelemiş ve analiz etmiştir. Deneylede buharlaşma sıcaklığı -30 ila $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında değişirken, yoğuşma sıcaklığı 30 ila $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındadır. Yapılan deneyler sonucunda iç ısı değiştiricisi, soğutma kapasitesini % 1.1 ile % 2.4 arasında, kademeli ısı eşanjörü ısı transferini % 4.4 ile % 5.5 arasında azaltmıştır. Bununla birlikte ısı eşanjöründeki ısı yükünü % 4.4 ile % 5.2 arasında azaltarak yüksek sıcaklık devresi ısı yükünü de azalttığı görülmüştür. COP değerlerinin; $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ buharlaşma, $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ yoğuşma sıcaklıklarında % 3,7'lik artışı olurken $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ buharlaşma, $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ yoğuşma sıcaklıklarında % 0,5'lik azaldığı görülmüştür. Yapılan deneylerde maksimum COP değeri 3,7 olarak hesaplanmıştır [8].

W. Wang ve vd., bir kaskad soğutma sisteminde hassas sıcaklık ayar değerlerine ulaşabilmek için aşırı arama kontrol metodunu ile deneysel bir çalışma yapmışlardır. Aşırı arama kontrolü (Extremum seeking control), dinamik bir algoritma yazılımı ile

sistem parametrelerini hızlı şekilde algılayarak anlık kontrolleri sağlamaktadır. Yapılan deneyler sonucunda, aşırı arama kontrolünün istenilen sıcaklığa % 0,8 sapma payıyla ulaştığı görülmüş olup sistem COP değerini % 10,6 arttırdığı tespit edilmiştir [9].

L.H. P. Massuchetto ve vd., bir kaskad soğutma çevriminde kullanılan; R744 / R1270, R744 / R717 ve R744 / RE170 akışkan çiftlerinin termodinamik performans karşılaştırmalarını yapmışlardır. Deneyler 100 kW'lık soğutma kapasitesine sahip bir çevrimde gerçekleşmiştir. Yapılan deneyler sonucunda en yüksek COP değerine R744 / RE170 akışkan çifti 2,34 değeriyle ulaşmıştır [10].

H. Wang ve vd., -80 °C nin altına inmek üzerine tasarlanan bir kaskad soğutma çevriminin düşük sıcaklık çevrimine iç ısı değiştiricisi ekleyerek deneysel bir çalışma yapmışlardır. Yapılan çalışmalar sonucunda sıcaklık düşüşü daha hızlı gerçekleşirken soğutma kapasitesinin ve sistem veriminin azaldığını belirtmişlerdir. En düşük evaporatör sıcaklığı % 8,1 artarken düşük sıcaklık çevrimi COP değeri yükseldiğini fakat yüksek sıcaklık çevrimi COP değerinin azaldığını belirtmişlerdir [11].

Z. Sun ve vd., bir kaskad soğutma çevriminde R41 / R404A ve R23 / R404A soğutucu akışkan çiftlerinin termodinamik analizlerini deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Yapılan deneyler sonucunda R41 / R404A akışkan çiftinin % 4,3 daha düşük enerji tüketimi olduğunu ve COP değerlerinin R23 / R404A akışkan çiftine göre % 8.7 daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir. R41 / R404A ve R23 / R404A akışkan çiftleri kullanılan deneylerde maksimum ekserji verimliliği sırasıyla % 44,38 ve % 42,98 olarak hesaplanmıştır. Yapılan deneylerde R41 gazının R23'e göre daha verimli olduğu fakat yüksek yanıcılık özelliği yüzünden saf halde kullanımının tehlikeli olacağı belirtilip karışım gazlarla yanıcılığının azaltılması hedeflenmiştir [12].

A.S. Dalkılıç, yapmış olduğu deneysel analizler ile bir kaskad çevriminde, çeşitli soğutucu akışkanların performans karşılaştırmalarını yapmıştır. Çalışmada; R12, R22, R502 soğutkanları ve R134a, R152a, R404A, R407C, R290, R600a, R717 gibi alternatifleri ile R134a, R152a, R600a, R290'dan oluşan karışım soğutkanların karşılaştırılması sunulmuştur. Analizler sonucunda R152a ve R717 akışkanlarının

daha yüksek COP değerlerine ulaştığı ve bu akışkanların daha az şarj miktarı gerektirdiklerini belirtmiştir. HC290/HC600a (% 55/45) karışımının, R152a / R134a (% 14/86) ve R134a / R600a (% 82/18) karışımlarının kendi baz soğutkanlarından daha düşük performans katsayıları verdiklerini fakat daha düşük şarj miktarlarına gereksinim duydukları bulunmuştur. Yapılan karşılaştırmalarda; Kaskad sisteminin yüksek basınç bölgesinde R717, alçak basınç bölgesinde R152a soğutkanlarının kullanılmasında en yüksek COP değerine ulaştığı tespit edilmiştir. Karışım akışkanlarda ise azeotropik olan R152a / R134a (ağırlıkça % 14/86) ve R134a / R600a'nın (ağırlıkça % 82/18) azeotropik olmayan R290 / R600 (ağırlıkça % 55/45) karışımına göre daha yüksek COP değerlerine ulaştığı belirtilmiştir [13].

H. Atalay, R290 ve R600 soğutucu akışkanının kullanıldığı iki kademeli bir soğutma çevrimi için bir soğutma simülasyonu geliştirerek optimum çalışma değerlerini teorik olarak belirlemiştir. Yapılan çalışmada, olası hataları önlemek için istatistiksel optimizasyon yöntemleri kullanılmıştır. Ayrıca, soğutucu akışkanın bütün fazlarına ait termodinamik özellikler için Java dilinde ayrı bir simülasyon modeli geliştirilmiştir. Simülasyonda, sıvı ve kızgın buhar bölgesindeki özellikler Helmholtz gerçek gaz hal denklemi kullanılarak elde edilmiştir. Simülasyon sonucunda elde edilen veriler, uluslar arası geçerliliğe sahip olan REFPROP 9.0 programı ile karşılaştırılmış ve her iki programdan da elde edilen sonuçların birbirleri ile uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Geliştirilen simülasyon modelleri ile R290/R290, R600/ R600 ve R290 /R600 akışkan çiftlerinin kaskad çevrim analizleri yapılmıştır. Soğutucu akışkanların karşılaştırılmasında R290 akışkanının daha yüksek COP değeri verdiği tespit edilmiştir. Fakat her iki çevrimde de R600 soğutucu akışkanın kullanıldığı simülasyonda daha yüksek COP değerlerinin elde edildiği gözlemlenmiştir. Simülasyon modellerinden elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde ve gerçek soğutma çevrimleri ile karşılaştırıldığında, sonuçların birbirleri ile oldukça uyumlu olduğu ve uygulama alanlarında kolay ve etkin bir şekilde kullanılabileceği belirtilmiştir [14].

C. Cimşit, bir kaskad çevriminde $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ akışkan çiftinin termodinamik analizlerini teorik olarak yapmıştır. Analiz sonuçlarına göre buharlı sıkıştırılmalı-absorbsiyonlu çift kademeli soğutma çevriminin, tek kademeli buhar sıkıştırılmalı

soğutma çevrimine göre % 60, tek kademeli buhar sıkıştırırmalı-absorbsiyonlu kaskad soğutma çevrimine göre de % 24 daha az elektrik enerjisi tüketimi yapacağı görülmüştür. Kondenser sıcaklığının artmasıyla çevrimin soğutma tesir katsayısının azaldığını buna karşın artan kaynaticı sıcaklıklarında ise artmakta olduğunu göstermiştir. Kaynaticı ve kondenser sıcaklıklarının artmasıyla sistemin ekserji verimi azaldığı gösterilmiştir [15].

P.L. Rupesh ve vd., yapmış oldukları deneysel çalışmada; R134a / R23 akışkan çifti kullanan bir kaskad çevriminin termodinamik analizlerini yapmışlardır. Deney sonucunda R134a / R23 sisteminin COPmax değeri 0.8 olarak elde edilmiştir. COP değerlerinin; evaporatör sıcaklığındaki artış ve kondenser sıcaklığındaki azalma ile arttığı bulunmuştur. Yapılan deneyler sonucunda ekstrem sıcaklıklara ulaşıldıkça sistem veriminin azaldığı ve sıcaklık parametrelerinin stabil olmadığı belirtilmiştir [16].

X. Yin ve vd., kaskad soğutma çevrimlerinin enerji verimliliğini arttırmak amacıyla bir kontrol-denetleme mekanizması geliştirmişlerdir. Yüksek sıcaklık döngüsünde, soğutma talepleri ile superheat derecesi arasındaki talepleri optimum düzeyde karşılamak için PI kontrolörü kullanan matematik modeli geliştirilmişlerdir. Düşük sıcaklık döngüsünde ise buharlaştırıcının basınç farkı ve superheat derecesi arasındaki talepleri karşılamak, sistem verimliliğini arttırmak ve yüksek sıcaklık döngüsünde belirlenen değerleri izlemek için bir model tahmin kontrolü (MPC) kullanmışlardır. Yapılan çalışmalar sonucunda geliştirilen çok girişli çok çıkışlı (MIMO) kademeli kontrol mimarisi, enerji tüketimini azaltmak ve aynı anda soğutma gereksinimlerini karşılamak için etkili bir yöntem sağladığı gösterilmiştir. Elde edilen veriler ışığında, geliştirilen kontrol ünitesinin standart bir kaskad çevrimine göre % 5,8 daha az enerji tüketimi sağladığı belirtilmiştir [17].

A. Campbell ve vd., R744 (CO₂) akışkanını kullanan soğutma çevriminin performansını incelemek amacıyla, bir sistem tasarlayıp imal etmişler ve tasarladıkları bu sistem üzerinde çeşitli deneyler yapmışlardır. Ticari tip soğutma cihazlarında CO₂ (R744) gibi doğal akışkan kullanmanın yararlarını ve elde edilen pratik sonuçları karşılaştırmışlardır. R404-A / R744 kaskad sistemini kullanmanın enerji tasarrufu

sağladığı ve geleneksel sistemlerle karşılaştırıldığında CO₂ emisyonunu ciddi oranlarda düşürdüğünü gözlemlemişlerdir. Yapmış oldukları çalışmalar sonucunda, 25 kW'lık kaskad soğutma çevriminin (R404-A / R744), aynı kapasitedeki geleneksel tek kademeli sistemlere göre, 10 yılda 1274 tona kadar daha az CO₂ emisyon salınımı yaptığını tespit etmişlerdir [18].

M. Ceylan, düşük sıcaklıklarda çalışan kaskad soğutma sistemlerini incelemiştir. Çalışmasında kaskad sistemlerini oluşturan mekanik elemanların özelliklerini, düşük sıcaklıkta kullanılan gazların fiziksel ve termodinamiksel özelliklerini ve soğutucu gazların ozon tabakasına etkilerini araştırmıştır. Ayrıca çok kademeli soğutma çevrimlerinde kullanılan materyallerin belirlenmesinde kullanılacak yöntemleri formülize etmiştir [19].

T. Menlik, çalışmasında iki kademeli soğutma sistemi tasarımını ve imalatını yaparak verim-performans deneyleri yapmıştır. Sistem tasarımında kolay temin edilebilen standart soğutma elemanlarını kullanmıştır. Yüksek sıcaklık devresinde R404-A, düşük sıcaklık devresinde ise R508-B soğutucu akışkanlarını kullanmıştır. Sistemde en hassas eleman olarak ele alınan kaskad ısı değiştirici için, lehim plakalı ısı eşanjörü seçilmiştir. Yapmış olduğu deneyler sonucunda, tasarlanan sıcaklık değerinden 2 °C daha düşük olarak -88 °C buharlaştırıcı yüzey sıcaklığına ve 5 saatte -75 °C ortam sıcaklığına ulaşılmıştır. Bu çalışma sıcaklıklarında sistemin soğutma tesir katsayısı (COP) 1,05 olarak hesaplanmıştır [20].

H. Bayrakçı ve vd., CO₂ (R744) soğutucu akışkanı kullanan, özdeş soğutma yüklerindeki tek kademeli ve çift kademeli (kaskad) soğutma çevrimlerinin enerji analizlerini yapmış ve maliyetlerini karşılaştırmışlardır. Yaptıkları çalışmalarda kaskad sistemin, COP değerlerinin daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Tek ve çift kademeli sistemlerin, yıllık enerji sarfiyatlarını karşılaştırdıklarında, tek kademeli soğutma çevrimi enerji maliyetinin, çift kademeli kaskad soğutma çevrime göre daha yüksek olduğunu ortaya koymuşlardır [21].

J. Rehman ve S. Zubair, çalışmalarında düşük sıcaklıklarda çalışan tek kademeli sistemlerin, düşük ve yüksek basınçları arasında meydana gelen aşırı basınç farklarını

ortadan kaldırmak amacıyla, iki kademeli buhar sıkıştırırmalı sistemin daha uygun olacağını belirlemişlerdir. Yapmış oldukları çalışmada özdeş yüklerde çalışan tek kademeli ve iki kademeli buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin termodinamik analizlerini yapmışlardır. Daha sonra soğutma çevrimi kabullerini yaparak sistemin simülasyonunu yapmışlardır. Termodinamik analiz esasına dayanan bu simülasyon ile iki kademeli soğutma çevriminin COP değerinin tek kademeli soğutma çevrimine göre daha yüksek olacağını göstermişlerdir [22].

A. Kılıçarslan, tek kademeli R134a soğutucu akışkan kullanılan bir sistemde ki yüksek yoğunlaşma ve düşük buharlaşma sıcaklıklarında, alçak ve yüksek basınç farkının çok fazla olmasından kaynaklanan, düşük COP verimini arttırmayı hedeflemiştir. Bu amaçla bir kaskad soğutma çevrimi deney setinin her iki devresinde R134a soğutucu akışkanını kullanarak, farklı basınç aralıklarında çalıştırmak suretiyle sistem performansının yükseldiğini belirlemiştir. Yaptığı deneyler sonucunda iki kademeli soğutma çevrimi performansının, aynı sıcaklıklarda çalışan tek kademeli soğutma çevrimine göre % 21,9 daha yüksek olduğunu belirtmiştir [23].

Ö. Kaynaklı ve R. Yamankaradeniz, çift kademeli absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan eşanjörlerin, sistemin performans katsayısına etkilerini incelemişlerdir. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde soğutucu akışkan olarak NH_3 ve NH_3-H_2O erişini kullanmışlardır. Çevrimin termodinamik analizlerini yaparak, NH_3 ve NH_3-H_2O çiftine ait termodinamik özellikleri vermişlerdir. Sistemde kullanılan eşanjörlerin etkinlik katsayılarının değişiminin, sistemin performansı üzerindeki değişimini gözlemlemişlerdir. Sistemin performansı kaynaticı ve buharlaştırıcı sıcaklıklarının artmasıyla artarken, yoğunlaştırıcı ve absorber sıcaklıklarının artmasıyla azaldığını grafikler halinde ortaya koymuşlardır [24].

Ö. Kızıllan, teorik olarak hazırladığı çalışmasında bir soğutma sistemindeki evaporatör, kondanser, superheat ve subcooling değerlerinin, termodinamik ve termo-ekonomik analizlerini yapmıştır. Çalışmasının ilk aşamasında sistemin soğutma performans katsayısını (COP) incelemiş ve Termodinamiğin I. Kanunu analizini yapmıştır. İkinci aşamada ise Termodinamiğin II. Kanununa göre sistem tersinmezliklerini ve ekserji kayıplarını incelemiştir. Çalışmasının son aşamasında ise

soğutma sisteminin tümüne termo-ekonomik optimizasyon metodu uygulamıştır. İncelemelerde, evaporatör, kondenser, superheat ve subcooling sıcaklık değerlerini sistemin değişken parametreleri olarak ele alınmıştır. Optimum superheat ve subcooling sıcaklıkları ile bu sıcaklıklara karşılık gelen eşanjör yüzey alanlarını tespit etmiştir [25].

M. Özkaymak, buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminde evaporatör ve kondenser eşanjörlerinin termodinamik ve termo-ekonomik yönden analizlerini yapmıştır. Soğutucu akışkan olarak R12, R22 ve R502 gazlarını kullanmıştır. Kondenser sıcaklığını 35 °C ila 70 °C arasında, evaporatör sıcaklığını -10 °C ila +10 °C arasında, kompresör verimini ise 0.8 ila 0.9 aralıklarında değişken sistem parametreleri olarak almıştır. Kondenser soğutma suyu girişini 20 °C, çıkışını 25 °C olarak sabit kabul etmiştir. Evaporatör de ise ısıtma suyu girişini 20 °C, çıkışını 15 °C olarak sabit almıştır. Sistemin her bir elemanının birinci ve ikinci kanun analizini yaptıktan sonra sistemi termo-ekonomik optimizasyona tabi tutmuştur. Sistemin toplam tersinmezliklerini hesaplamış ve tersinmezlik ile ekonomi formüllerini birleştirerek sistemin her bir bileşeni için optimum verim formülleri türetmiştir [26].

M. Özkaymak ve vd., buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminde alternatif soğutucu akışkanlar kullanarak termo-ekonomik optimizasyon üzerine çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada, bir soğutma çevrimindeki kondenser ve evaporatörün termo-ekonomik optimizasyonunu yapmışlardır. R22, R410A ve R407C soğutucu akışkanları için kondenser sıcaklığını 35 °C ila +55 °C arasında, evaporatör sıcaklığını -10 °C ila +10 °C arasında alarak hesaplamalar yapmışlardır. Soğutma çevriminin II. Kanun analizini yaparak, sistemi termo-ekonomik yönden optimize etmişlerdir. Yapılan hesaplamalar sonucunda, verilen sıcaklık aralıklarına göre, evaporatör ve kondenser ısı değiştiricileri için ideal yüzey alanlarını hesaplamışlardır [27].

E. Uysal, deneysel çalışmasında, soğuk hava depo uygulamasında kullanılması gereken uygun superheat değerini tespit etmek üzere deneyler yapmıştır. Depo sıcaklığı set değerini -10 °C olarak belirlemiş ve R404-a soğutucu akışkanını kullanmıştır. Tasarladığı ve imal ettiği deney düzeneğinde superheat değerlerini kontrol etmek için, elektronik genleşme vanası ve soğuk oda kontrol ünitesi

kullanmıştır. Yapmış olduğu deneylerde, COP verimini, kompresör yüzey sıcaklıklarını, enerji tüketimini ve kompresör açma-kapama sayılarını ölçmüştür. Sonuç olarak kompresör ömrü ve enerji verimi için en ideal superheat değerini 8 °C olduğunu belirtmiştir [28].

M. Özkaya ve vd., ev tipi soğutucularda farklı soğutucu akışkanların performanslarını deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Genellikle R134a ve R22 soğutucu akışkanı kullanan ev tipi soğutucularda, sistem elemanlarında değişiklik yapmadan, R134a, R404A ve R407C akışkanlarını kullanarak ayrı ayrı deneyler yapmış ve performans katsayılarını hesaplamışlardır. Deneylerden elde ettikleri sonuçlara göre, R134a soğutucu akışkanının R404A ve R407C akışkanlarına göre ev tipi kullanımda daha uygun olduğunu tespit etmişlerdir. R404A ve R407C akışkanlarının ise yüksek basınçlı sistemlerde daha verimli olduğunu tespit etmişlerdir [29].

Q. Qi ve arkadaşları, ticari tip klima sistemlerinde superheat derecesi kontrolünün geliştirilmesi üzerine çalışmışlar. Yapmış oldukları çalışmada, değişken debili kompresörün hız değişiminden dolayı, maksimum verim için ideal superheat derecesinin aktif olarak değişmesi gerektiğini gözlemlemişlerdir. Bu nedenden dolayı superheat derecesini eş zamanlı olarak değiştirip soğutma verimini arttırmak üzere bir kontrolör geliştirmişlerdir. Yaptıkları çalışmalar sonucunda geliştirmiş oldukları bu yeni kontrolörün, sistemin çalışma verimliliği ve istikrarını da arttırdığını ortaya koymuşlardır [30].

H. Usta ve arkadaşları, yaptıkları deneysel kademeli soğutma çevrimi çalışmasında, R404A/R508B soğutucu akışkan çiftini kullanarak performans testleri yapmışlardır. Deney düzeneğinin yüksek sıcaklık devresinde R404A, düşük sıcaklık devresinde ise R508B akışkanlarını kullanmışlardır. Farklı ortam sıcaklıklarında yaptıkları deney sonuçlarını grafikler halinde göstermişlerdir. Çalışmaları sonucunda kademeli soğutma çevrimlerinde, en kritik parçanın kaskad ısı değiştiricisi olduğunu belirtmişlerdir. Isı değiştiricisi yalıtım sorununu minimize etmek ve maksimum verimi sağlamak için plakalı ısı değiştirici kullanmanın, boru tip ısı değiştiricilere göre daha verimli olduğunu belirtmişlerdir [31].

BÖLÜM 3

KURAMSAL TEMELLER

3.1. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMLERİ

Standart bir buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi; kompresör, kondenser, genişleme elemanı ve evaporatörden oluşur. Gıda depolama, endüstri, iklimlendirme, laboratuvar ortamları gibi daha birçok alanda yoğun bir şekilde kullanılırlar. Kullanım amaçları ve şekillerine göre çevrimi oluşturan materyallerde bazı farklılıklar olmakla beraber temel prensipleri aynıdır.

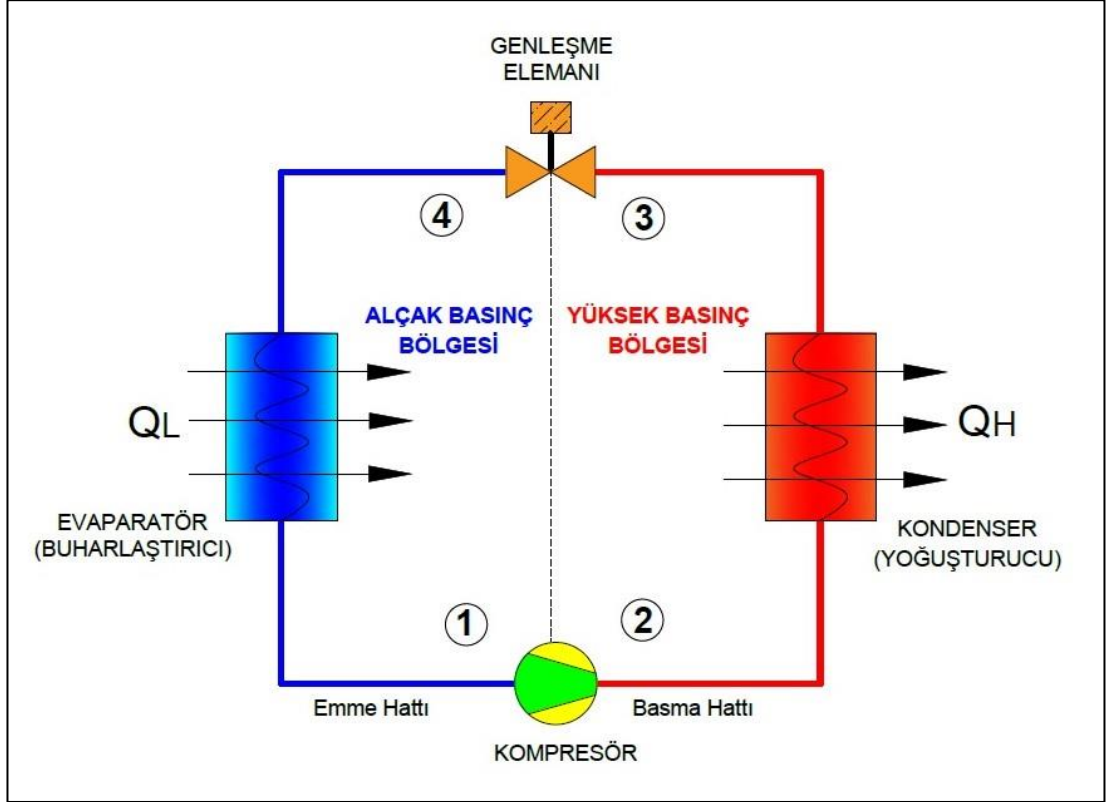
Termodinamiğin II. Yasasına göre ısı sadece yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama doğru geçiş yapar. Bu durumun aksi mümkün değildir. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimleri de aslında aynı prensiple çalışmalarına rağmen soğutucu akışkanların hal değişimlerinden faydalanarak düşük sıcaklıktaki bir mahalden yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı transferi yapmamızı sağlarlar. Yani doğal yolla olmayan zorlanmış bir ısı taşınımı gerçekleştirirler. Bu nedenle buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin bir diğer adı da “Isı Pompası” dır.

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerini, P-h, T-s diyagramları ve tasarımlarına göre dört ana başlıkta sınıflandırabiliriz. Bunlar;

- Tek kademeli buhar sıkıştırırmalı çevrimler
- Çift kademeli buhar sıkıştırırmalı çevrimler
- Çok kademeli buhar sıkıştırırmalı çevrimler
- Modüler buhar sıkıştırırmalı çevrimler [32].

3.1.1. Tek Kademeli Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimleri

Şekil 3.1 de gösterilen çevrim buhar sıkıştırma soğutma çevriminin en temel halidir. Sistem çevrimi dört ana bileşenden oluşmaktadır. Sistem analizi ve ideal çevrimi Bölüm 3.1.1.1’ de yer almaktadır.



Şekil 3.1. Tek kademeli basit buhar sıkıştırma soğutma çevrim şeması.

Çevrim, soğutucu akışkanın evaporatörden ısı alarak kondenserde ısı atması temeliyle oluşur. Düşük sıcaklıktaki ortamdan ısı çekerek yüksek sıcaklıktaki ortama ısı atmayı sağlayabilmek için soğutucu akışkanların hal değişimlerinden yararlanılır.

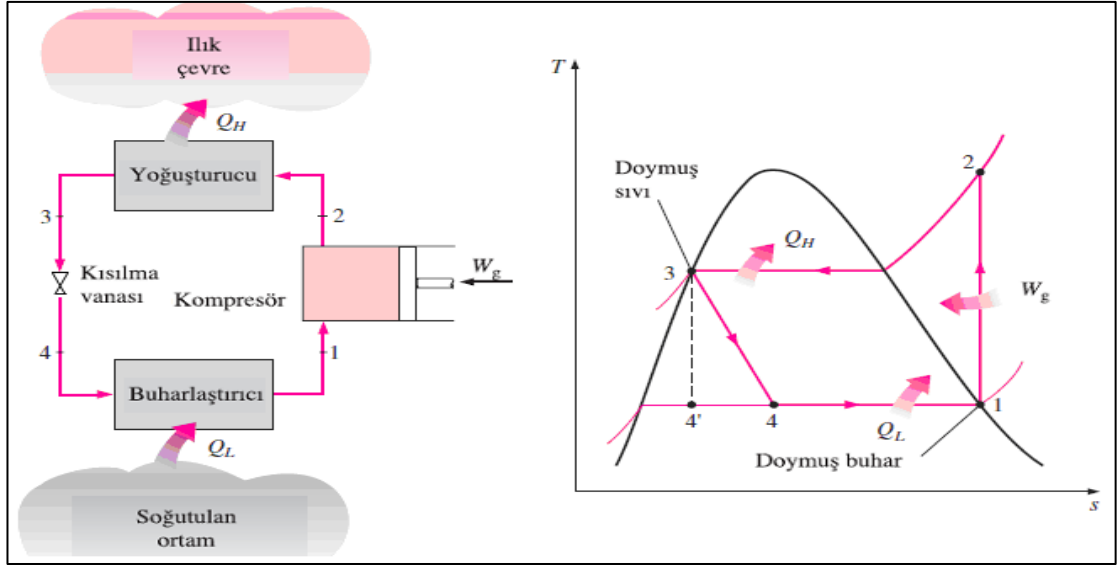
Evaporatörde düşük basınçta ısı alarak buharlaşan soğutucu akışkan, kompresörde yüksek basınçla şartlandırılarak kondensere gelir. Kompresörden gelen sıcak ve yüksek basınçtaki akışkan kondenserde dış ortama ısı atarak yoğunlaşır. Kondenserden gelen sıvı halde ve yüksek basınçtaki akışkan, genleşme elemanında çok küçük ve dar bir açıklıktan geçirilerek basınç farkının da etkisiyle buharlaşır. Buharlaşma sırasında ortamdan ısı çektiği için soğutma işlemi gerçekleşir [32].

Isı pompası çevrimlerinde, ihtiyaca göre bazı yardımcı elemanlarda kullanılabilir. Aşağıdaki maddelerde bu yardımcı elemanlar açıklamaları ile birlikte verilmiştir.

- **Accumulatör (Gaz deposu) :** Sıvı-buhar ayırıcıdır. Evaporatörden gelebilecek sıvı akışkanın kompresöre giderek zarar vermemesini engeller. Evaporatör ile kompresör arasına konumlandırılır.
- **Dryer :** Soğutucu akışkanın içerisinde olabilecek su buharı ve katı partikülleri filtrelemek için kullanılır. Kondenser ile genleşme elemanı arasına konumlandırılır.
- **Yağ ayırıcı :** Kompresör yağının soğutucu akışkanla karışarak taşınması durumunda yağın akışkandan ayrılmasını sağlar. Büyük kapasiteli sistemlerde ayrıştırılan yağ miktarı fazla olabileceği için yağ bir By-Pass hattı ile tekrar kompresöre gönderilir.
- **Receiver :** Sıvı akışkan deposudur. Kondenserde sıvı hale gelen akışkanın fazlasını depolamak için kullanılır. Kondenser ile Dryer arasına konumlandırılır.
- **Gözetleme camı :** Genleşme elemanından geçen akışkanın içinde nem ya da sıvı halde akışkan olup olmadığını kontrol etmek için kullanılır. Genleşme elemanı ile evaporatör arasına konumlandırılır [33].

3.1.1.1. İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

İdeal bir buhar sıkıştırma soğutma çevrimi dört ana elemandan oluşur. Bunlar; kompresör, kondenser, genleşme elemanı ve evaporatördür.

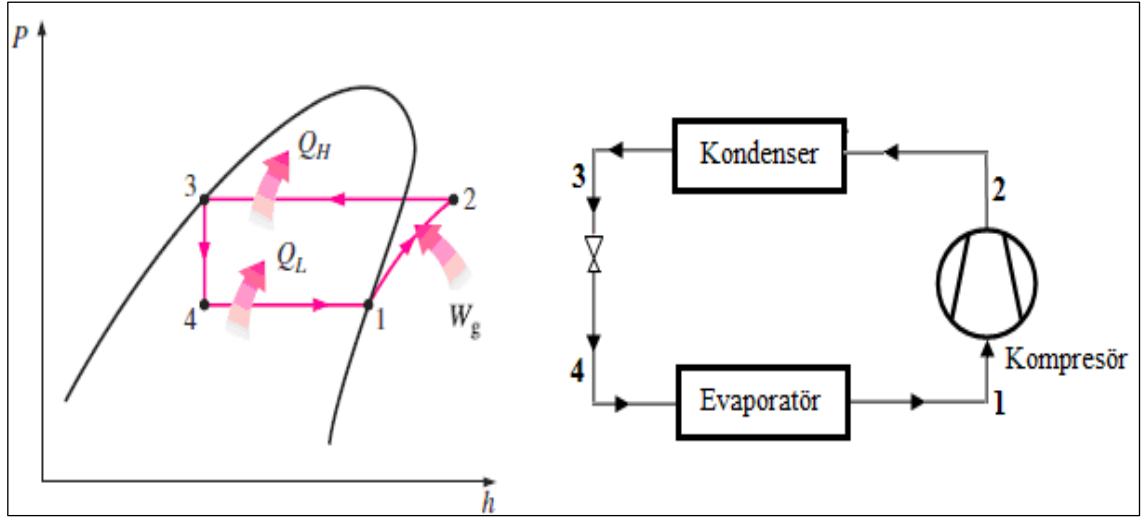


Şekil 3.2. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve T-s diyagramı [32].

Çevrimin evreleri (Şekil 3.2);

- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Yoğuşturucudan çevreye sabit basınçta ısı geçişi
- 3-4 Akışkanın genişleme elemanında önce kısılması sonra genişmesi ve basıncım düşmesi
- 4-1 Buharlaştırıcıda, çevreden akışkana sabit basınçta ısı geçişi.

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre (1) doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak yoğuşturucu basıncına kadar sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sonunda, akışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığının üzerine çıkarak kızgın buhar formuna gelir. Akışkan daha sonra kızgın buhar olarak yoğuşturucuya (2) girer ve çevreye ısı atarak doymuş sıvı halinde yoğuşturucudan (3) çıkar. Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra genişleme elemanından geçirilerek basıncı buharlaştırma basıncına kadar düşürülür. Bu hal değişimi sırasında akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Akışkan buharlaştırıcıya (4), kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı-buhar karışımı olarak girer ve ortamdaki ısı çekerek tamamen buharlaşır. Akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar [32].



Şekil 3.3. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi P-h diyagramı [32].

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinin anlaşılmasında kullanılan bir başka diyagram da P-h (basınç-entalpi) diyagramıdır. Şekil 3.3 de gösterilen P-h diyagramı ile aşağıdaki formülüzasyonları elde edebiliriz. Bu formüller Yunus Ali Çengel ve Michael Boles'e ait "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik" adlı eserden alınmıştır [32].

- Evaporatör kapasitesi

$$Q_L = \dot{m}_R(h_1 - h_4) \quad (3.1)$$

$$Q_L = Q_H - W_{komp.} \quad (3.2)$$

- Akışkan debisi

$$\dot{m}_R = \frac{Q_L}{(h_1 - h_4)}$$

$$(3.3)$$

- Yoğuşturucu kapasitesi

$$Q_H = \dot{m}_R(h_2 - h_3) \quad (3.4)$$

$$Q_H = Q_L + W_{komp}. \quad (3.5)$$

Buhar sıkıştırırmalı bir çevrimde ısıtma veya soğutma performansı, ısıtma-soğutma tesir katsayısı (COP) ile belirlenir. Temel olarak elde edilen ısıtma yada soğutma yükünün harcanan enerjiye bölümüdür.

- Soğutma tesir katsayısının hesaplanması (COP)

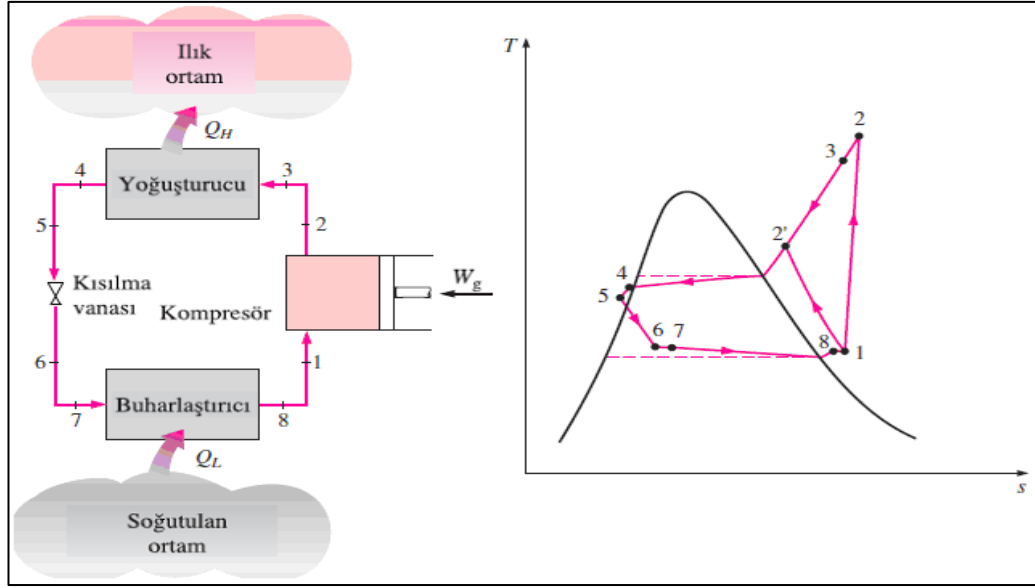
$$COP = \frac{\text{Elde edilen soğutma yükü}}{\text{Kompresörde harcanan iş}} \quad (3.6)$$

$$COP = \frac{Q_L}{W_{komp}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.7)$$

3.1.1.2. Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile ideal çevrim arasında bazı farklılıklar bulunmaktadır. Bunlar daha çok, çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklıdır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı; sürtünme katsayısı ve kondenser-evaporatör dışında dış çevre ile istenmeyen ısı alışverişidir.

İdeal çevrimde, evaporatörden çıkan akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Fakat bu şart uygulamada tam olarak gerçekleştirilemez, çünkü akışkanın faz halini hassas bir biçimde kontrol etmek neredeyse imkânsızdır. Bunun yerine sistem, soğutkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanmalıdır. Burada amaç, akışkanın kompresöre sıvı gitmesini engellemektir. Ayrıca, evaporatör ile kompresör arasındaki bağlantı genellikle uzun tutulur. Bu şekilde sürtünmenin yol açtığı basınç kayıpları ve çevreden akışkana olan ısı geçişi önem kazanabilir. Bu etkiler aynı zamanda akışkanın özgül hacmini ve kompresörün yapması gereken iş gücünü arttıracaktır [32].



Şekil 3.4. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi T-s diyagramı [32].

İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir. Başka bir deyişle izantropiktir. Yani sistemle çevre arasında ısı geçişi ve iş kayıplarının olmadığı varsayılır. Gerçek sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi vardır. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise hangi yönde olduğuna bağlı olarak entropiyi artırır veya azaltır. Gerçek sıkıştırma işlemi sırasında soğutkanın entropisi, hangisinin baskın olduğuna bağlı olarak artabilir (1-2 hal değişimi) yada azalabilir (1-2' hal değişimi). Sıkıştırmanın izantropik olması yerine 1-2' hal değişimine göre gerçekleşmesi bazen daha çok arzu edilebilir. Çünkü bu durumda soğutkanın özgül hacmi ve dolayısıyla iş gereksinimi daha az olacaktır.

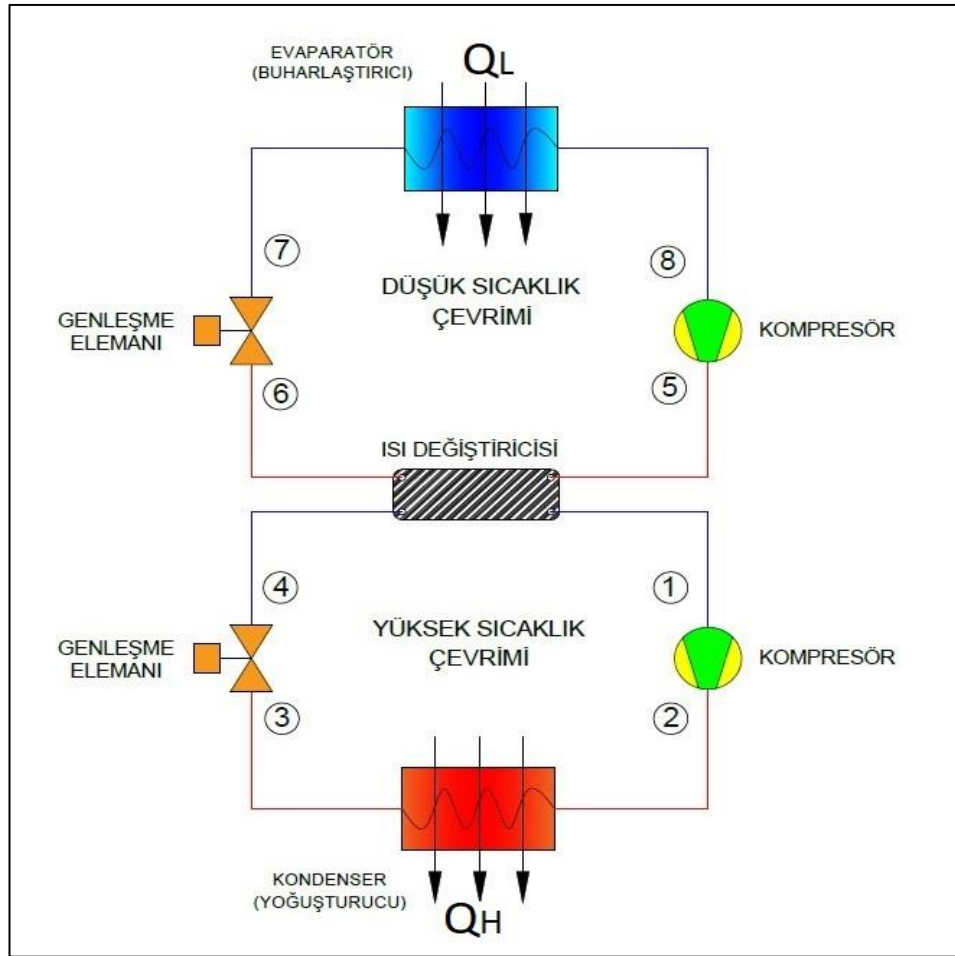
İdeal çevrimde akışkanın kondenserden çıkış basıncı ile kompresörden çıkış basıncı aynı ve doymuş sıvı halindedir. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışıyla genleşme elemanı arasında sürtünmeden ve sıcaklık farkından dolayı basınç kayıpları vardır. Akışkanın genleşme elemanına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması istenir. Doymuş sıvı halini uygulamada gerçekleştirmek zor olduğundan, kondenserden çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvıdır.

Uygulamada oluşan bu etkenlerden dolayı P-h, T-s diyagramları Şekil 3.4 de gösterildiği gibi ideal çevrimden farklıdır. Bundan dolayı ideal çevrim formülleri, tabloları ve grafikleriyle hesaplanan; sistem verimi, COP, evaporatör-kondenser

sıcaklıkları, ısı yükü, ideal superheat sıcaklığı gibi çevrim değerleri uygulamada farklılık gösterir. Bu nedenle en doğru sonuçlar, çevrimin gerçek uygulamasında ölçülen değerler ile elde edilebilir [32].

3.1.2. Kaskad Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimleri

Düşük sıcaklıklarda kullanılan kaskad sistemler iki farklı soğutma çevriminin hibrit çalışmasıyla oluşur. İki çevrim arasında ısı transferi bir ısı değiştirici ile sağlanır. Akışkanların kesinlikle birbirine karışmaması gerekir. Çünkü düşük sıcaklık çevresi ve yüksek sıcaklık devresinde kullanılan akışkanların termodinamik özellikleri ve kompresörleri farklıdır. Bunun için kaskad sistemlerde, en az iki akışlı, boru tip veya plakalı tip ısı değiştiricisi kullanılması gerekir. Şekil 3.5 de basit bir kaskad soğutma çevrim şeması verilmiştir.

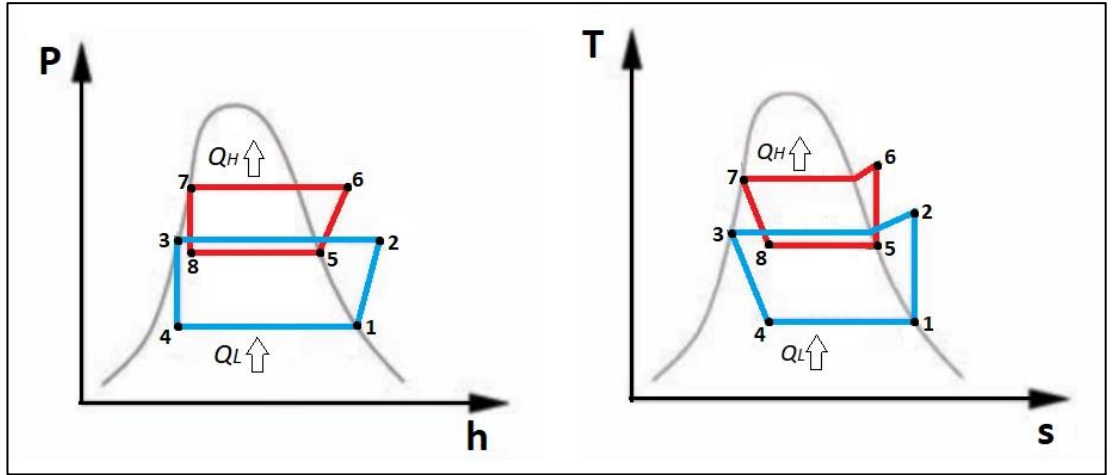


Şekil 3.5. Kaskad buhar sıkıştırma soğutma çevrim şeması.

Kaskad sistemlerinin kullanılmasındaki en önemli etkenler maliyet ve enerji verimidir. Tek kademeli bir çevrim ile ekstrem düşük sıcaklıklarda soğutma yapabilmek için daha büyük kompresörler ve daha pahalı materyaller kullanılmalıdır. Maliyetinin fazla olmasının yanı sıra tek kademeli sistemler ile çok düşük sıcaklıklarda soğutma yapabilmenin verimi daha düşük ve enerji tüketimi daha fazla olacaktır. Kaskad sistemlerde ise standart kapasite ve maliyetteki iki soğutma çevriminin birlikte çalışmasıyla düşük sıcaklıklarda soğutma yapılabilir.

Kaskad çevrimlerinin önemli ve kritik bileşenlerinden biri ısı değiştiricisidir. Isı değiştiricisi, yüksek sıcaklık çevriminde buharlaştırıcı görevini üstlenirken, düşük sıcaklık çevriminde yoğuşturma görevini yapar. Bu sayede iki farklı sistemin hibrit ve kademeli bir şekilde çalışmasını sağlar [20].

3.1.2.1. Kaskad Buhar Sıkıştırma Çevrimlerinin Çalışma Prensibi



Şekil 3.6. Kaskad soğutma çevrimi P-h ve T-s diyagramları.

İki kademeli Kaskad bir soğutma çevrimi Şekil 3.5 de verilmiştir. İki çevrimin bağlantısı bir ısı değiştiricisi ile gerçekleşir. Isı değiştiricisi yüksek sıcaklık döngüsünde (YSD) evaporatör, düşük sıcaklık çevriminde (DSD) ise kondenser görevini görmektedir. Kinetik ve potansiyel enerjiler ihmal edildiğinde ve ısı değiştiricisinin dış ortamdan iyi yalıtıldığı kabul edilirse, DSD'nin verdiği ısı ile YSD'nin aldığı ısıya eşit olacaktır.

Isı değiştiricisinde akışkanlar birbiri ile karışmadığı için YSD ve DSD'deki soğutucu akışkanların aynı olması şart değildir. Bundan dolayı her bir çevrimde istenen en iyi özelliklere sahip akışkanlar kullanılabilir.

Bu sistemde 1. kademe için; (5-6) arası kompresörde sıkıştırma, (6-7) kondenserde yoğunlaşma, (7-8) basınç dūřürücüde genleşme ve (8-5) arası evaporatörde buharlaşma işlemleri gerçekleşmektedir. Aynı şekilde ikinci kademe de ise (1-2) arası kompresörde sıkıştırma, (2-3) kondenserde yoğunlaşma, (3-4) basınç dūřürücüde genleşme ve (4-1) arası evaporatörde buharlaşma işlemlerini göstermektedir.

şekilde 3.6 de verilen T-s diyagramında açıkça görüldüğü gibi, ardışık yaklaşım ile kompresör içi azalır ve soğutulan ortamdaki çekilen ısı artar. Bundan dolayı ardışık çalışma soğutma sisteminin etkinlik katsayısını artırır [32].

3.1.2.2. Kaskad evrim Teorik Hesaplamaları

- Kaskad soğutma sistemi soğutucu akışkan debilerinin oranı

$$\dot{m}_{DSD}(h_5 - h_8) = \dot{m}_{YSD}(h_2 - h_3) \quad (3.8)$$

$$\frac{\dot{m}_{YSD}}{\dot{m}_{DSD}} = \frac{h_2 - h_3}{h_5 - h_8} \quad (3.9)$$

- Kaskad sistemin etkinlik katsayısı [32].

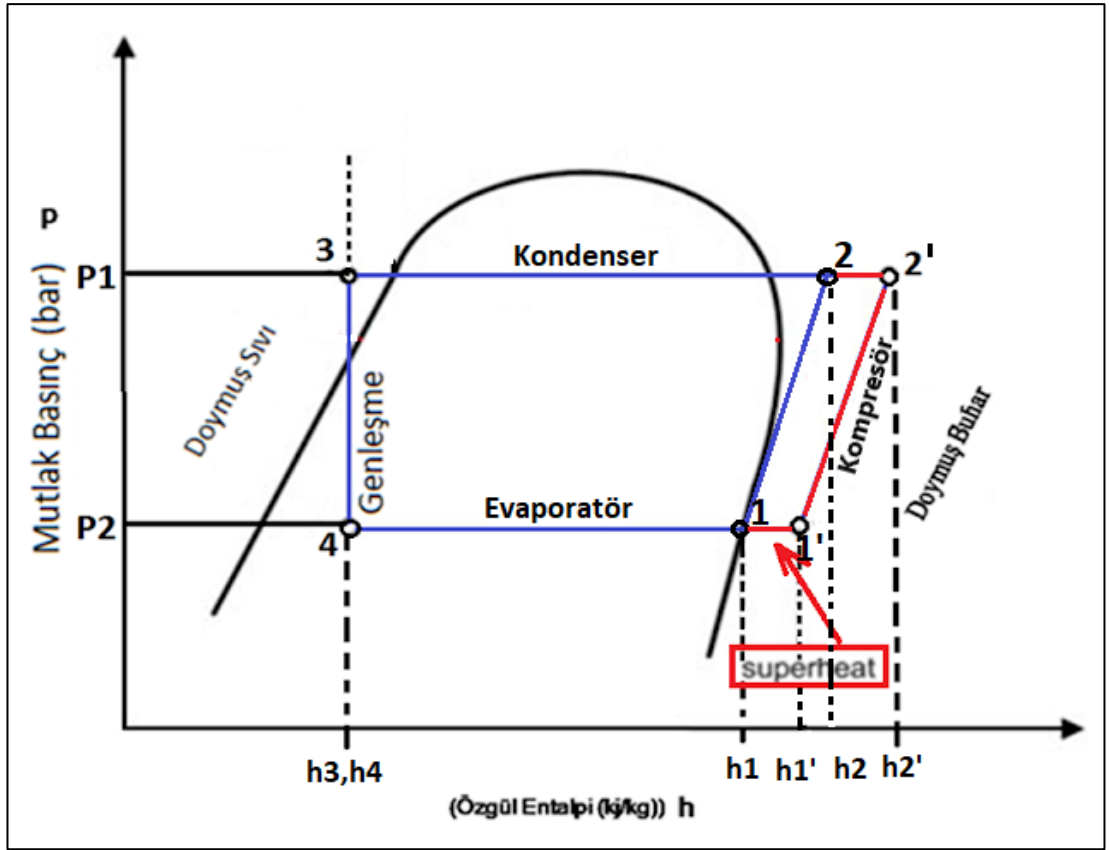
$$COP = \frac{Q_L}{W_{net,g}} = \frac{\dot{m}_{DSD}(h_1 - h_4)}{\dot{m}_{YSD}(h_6 - h_5) + \dot{m}_{DSD}(h_2 - h_1)} \quad (3.10)$$

$$COP = \frac{Q_L}{W_{komp.DSD} + W_{komp.YSD}} \quad (3.11)$$

3.2. AŞIRI KIZDIRMA (SUPERHEAT)

Çevrimde bulunan soğutucu akışkan, gaz fazında iken, buharlaşma basıncına karşılık gelen sıcaklıktan daha yüksek sıcaklıkta bulunmasına “kızgın gaz” ve bu işlemin yapılmasına da “Superheat (Aşırı Kızdırma)” denir.

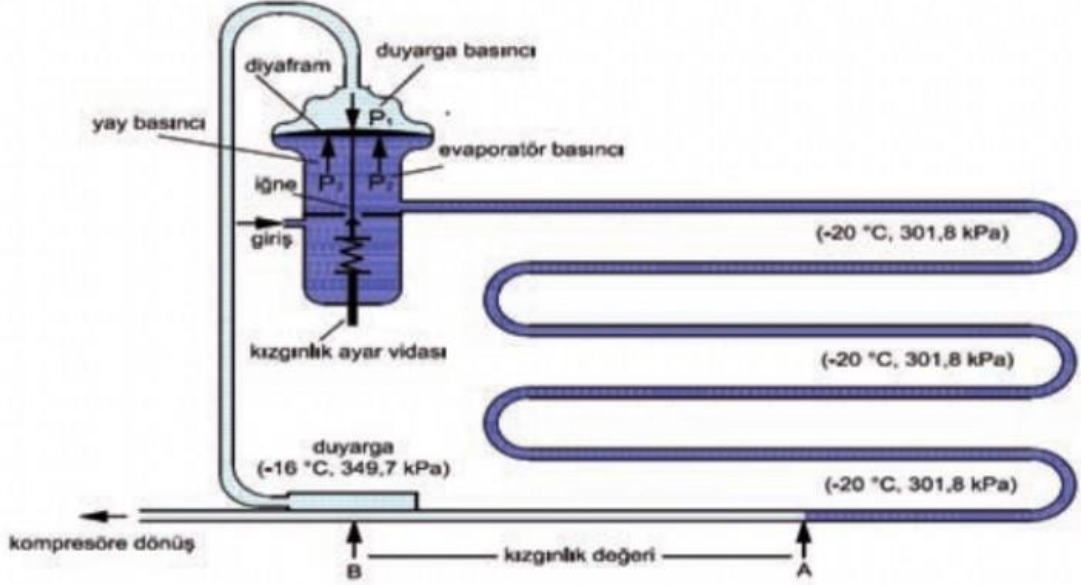
Örnek olarak su (H_2O) moleküllerini ele alırsak, normal atmosferik koşullarda $100\text{ }^\circ\text{C}$ ’de kaynarak buharlaşırlar. Fakat buharlaşmadan önce bir miktar daha ısı çekebilirse, buhar sıcaklığı $100\text{ }^\circ\text{C}$ ’nin üzerinde olacaktır. Bu buhara kızgın buhar adı verilir.



Şekil 3.7. Superheat uygulamasının p-h diyagramı üzerinde gösterilmesi.

Şekil 3.7 de olduğu gibi aşırı kızdırma sayesinde soğutucu akışkanın duyulur ısısı artmaktadır. Superheat değerleri; sistem verimi, kompresörün ömrü ve maksimum kapasiteyi belirlemek açısından oldukça önemlidir. Superheat değerlerinin her zaman yüksek olması istenmez. Kullanılan çevrime göre ideal superheat değerleri birbirinden farklı olmakla birlikte $3\text{ }^\circ\text{C}$ ila $15\text{ }^\circ\text{C}$ arasında değişiklik göstermektedir [31].

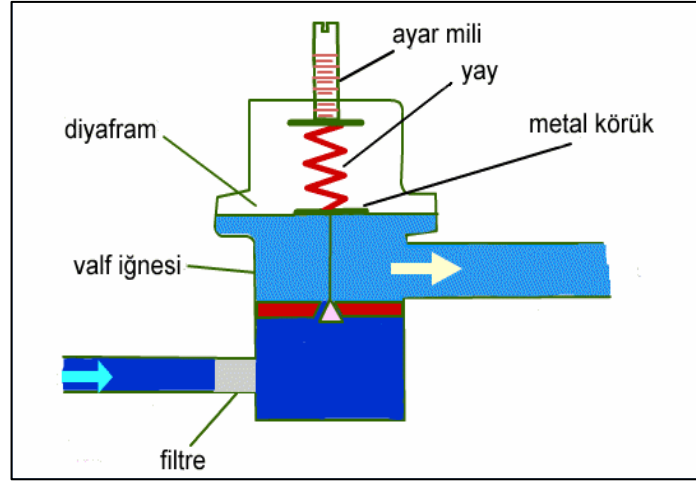
Superheat derecesi, evaporatörden geçen akışkan debisiyle kontrol edilir. Burada genişleme elemanı büyük öneme sahiptir. Evaporatörden geçen akışkan kontrolü için Termostatik Genleşme Valfi (TGV), Otomatik Genleşme Valfi ya da Elektronik Genleşme Valfli (EGV) kullanılır. Kılcal boru gibi ayar değişikliği yapılamayan genişleme elemanlarında ise aktif superheat kontrolü sağlanamaz [34].



Şekil 3.8. Termostatik genişleme valfi çalışma prensibi [35].

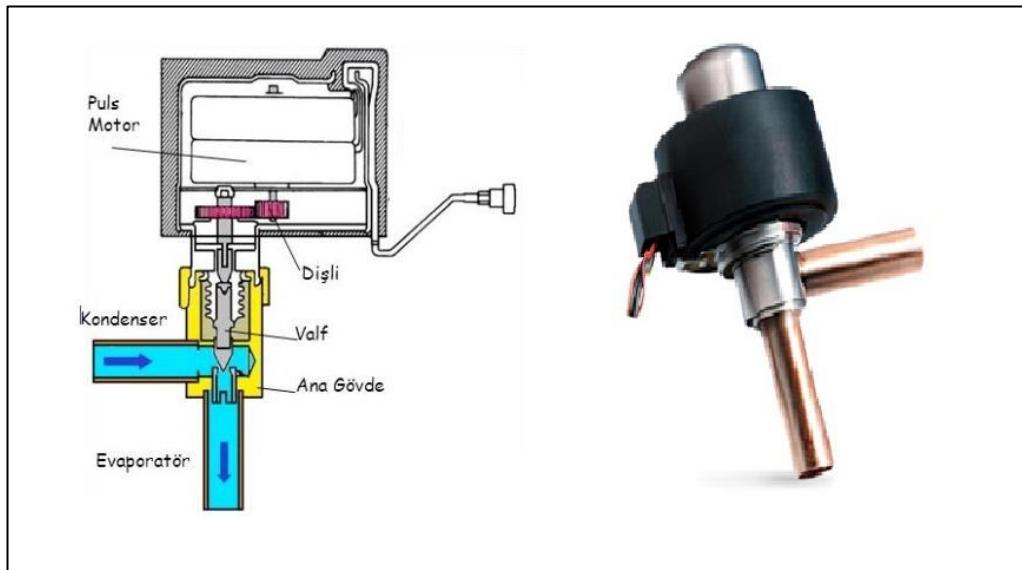
Termostatik genişleme valfi evaporatör giriş-çıkış sıcaklık farkına göre akışkan debisini düzenler. Şekil 3.8 de görüldüğü gibi mekanik bir sistem olup önceden belirlenmiş sabit bir superheat derecesine göre çalışırlar [34].

Otomatik genişleme valfinde akışkan debisi, ayar vidası ile ayarlanır (Şekil 3.9). Sıcaklık ve yük değişimlerine tepki veremediği için pek tercih edilen bir genişleme elemanı değildir [36].

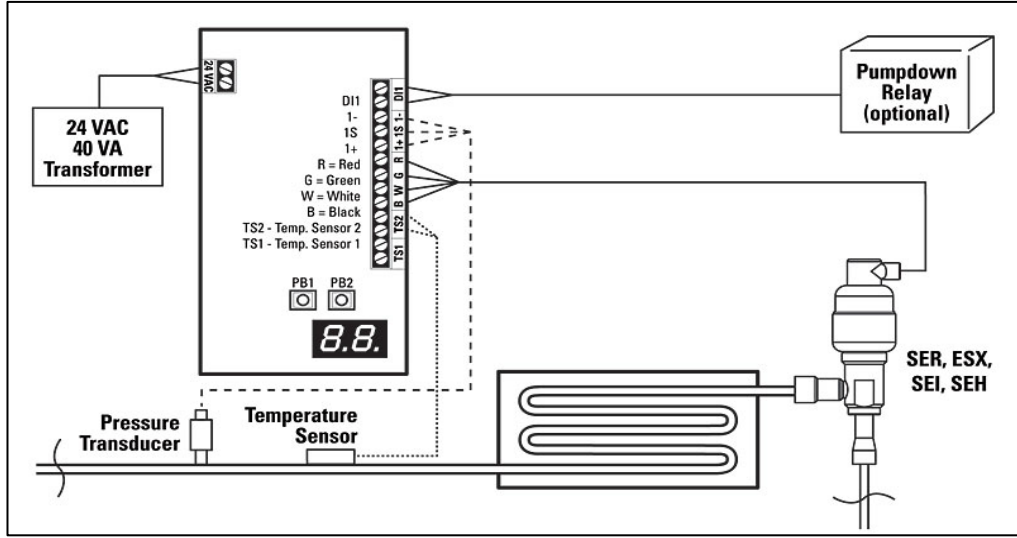


Şekil 3.9. Otomatik Genleşme Valfi Çalışma Prensibi [36].

Elektronik Genleşme Valfleri ise en doğru tepkimeyi veren genleşme elemanları olarak kabul edilirler. Kendi içinde farklı valf çeşitleri de olsa temel çalışma prensipleri aynıdır. Evaporatör çıkışında bir adet sıcaklık sensörü ve bir adet basınç sensörü konumlandırılır. Ölçülen sıcaklık ile basınç değerine karşılık gelen sıcaklık farkıyla superheat derecesi anında tespit edilir. Bu şekilde daha hızlı ve daha doğru ölçümler alınır. Genleşme valfi açıklığı otomatik ayarlanarak superheat kontrolü yapılır. Elektronik genleşme valfleri sayesinde superheat değerlerinde değişiklikler yapılabilir [35]. Şekil 3.10'da elektronik genleşme valf örneği ve Şekil 3.11'de elektronik genleşme valfinin çalışma şeması verilmiştir.



Şekil 3.10. Elektronik Genleşme Valfi ve kesit görünümü [36]



Şekil 3.11. Elektronik Genleşme Valfi Çalışma Şeması [36].

3.3. SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

1834 yılında J. Perkins tarafından üretilen ilk buhar sıkıştırırmalı çevrimde soğutucu akışkan olarak eter kullanılmıştır. İlerleyen yıllarda da CO_2 ve NH_3 gazları kullanılmaya başlanmıştır. Verim, termodinamik özellikler, çevresel faktörler ve insan sağlığı gibi etmenlerden dolayı her zaman alternatif soğutucu akışkan arayışları devam etmiştir [5].

Soğutucu akışkanlar için aranılan temel özellikler aşağıdaki maddelerde verilmiştir. Günümüzde bu özellikleri sağlayan akışkanlar olsa bile performans değerlerini arttırmak için alternatif akışkan arayışları son hızıyla devam etmektedir.

Soğutucu akışkanlar için aranılan temel özellikler şunlardır;

- Pozitif buharlaşma basıncı olmalıdır. (Su buharının soğuk kısımlarda katılarak işletme aksaklıklarına meyden vermesini önlemek için buharlaşma basıncının çevre basıncından bir miktar üzerinde olması gerekir.)
- Düşük yoğuşma basıncı olmalıdır.
- Buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır.

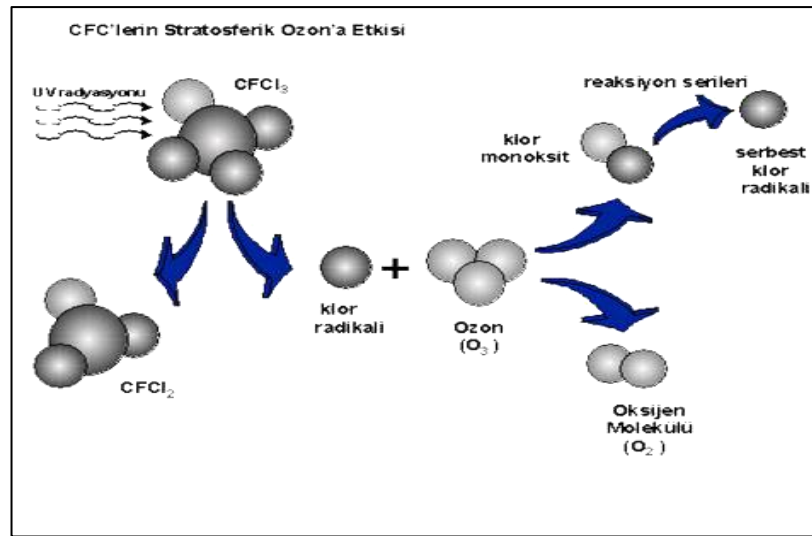
- Kimyasal olarak aktif olmamalıdır. (Tesisat malzemesini etkilememesi, korozif olmaması ve kompresör yağlama yağının özelliğini değiştirmemesi gerekir.)
- Yanıcı patlayıcı ve zehirli olmamalıdır.
- Kaçakların kolay tespitine imkân veren koku veya renkte olmalıdır
- Uygun fiyatlı ve kolay erişilebilir olmalıdır.
- Isı geçirgenliği yüksek olmalıdır.
- Di elektrik olmalıdır.
- Düşük donma derecesi sıcaklığı olmalıdır.
- Yüksek kritik sıcaklığı olmalıdır.
- Özgül hacmi küçük olmalıdır.
- Viskozitesi düşük olmalıdır.
- Atmosfer basıncında, düşük sıcaklık derecesinde buharlaşabilmelidir.
- Yoğunlaşma basıncı yüksek olmamalı, yoğunlaşma sıcaklığı yüksek olmalıdır
- Çevrim esnasında kimyasal yapısı bozulmamalıdır.
- Zehirleyici olmamalıdır.
- Çevreci ve zararsız olmalıdır [31].

3.3.1. Soğutucu Akışkanların Çevresel Etkileri

İkinci dünya savaşından sonra yapay soğutucu akışkanların kullanımı yaygınlaşmıştır. Fakat bununla beraber çeşitli çevresel etkileri de beraberinde getirmişlerdir. İlk kullanılan yapay soğutucuların, proses içerisinde uzun süreler kullanılamaması ve çevreye atılması; çevre kirliliğine, sera etkisine ve ozon tabakasının delinmesine neden olmaktadır.

Ozon tabakası, diğer adıyla Ozonosfer; yer yüzeyinin 30 km. yukarısında atmosfer ile statosfer arasında bulunur. Güneş'ten gelen morötesi ışınların dünyaya erişmesini ve doğaya zarar vermesini önleyen bir gaz tabakasıdır [13].

Ozon tabakasının tahrip olmasının temelinde, Halon, CFC ve HCFC grubu gazların onları kullanımlarında avantajlı kılan kararlılık özelliği yatmaktadır. Bu gazların parçalanmaları son derece zor olduğundan, statosfere geçene kadar uzun yıllar boyu atmosferde kalırlar. Atmosferde, güneşten gelen mor ötesi radyasyonu ile molekülleri parçalanır ve klor iyonu açığa çıkar. Ozon tabakasını oluşturan O_3 (ozon) molekülleri, klor iyonlarıyla tepkimeye girer ve O_2 (oksijen) moleküllerine dönüşür. Serbest haldeki bir klor atomunun 100.000 ozon molekülüyle tepkimeye girerek oksijen atomuna dönüştürür [38]. Şekil 3.12 de ozon molekülleri ile klor iyonlarının tepkimeleri gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Klor moleküllerinin Ozon gazı ile tepkimeye girmesi [38].

Sera etkisi ise dünyaya gelen güneş ışınlarının, yeryüzünden yansyıp tekrar uzaya dönememesi sonucu oluşan sıcaklık etkisidir. Dünyanın ısınması, üzerine düşen güneş ışınlarından çok, Yerküre'den yansyan güneş ışınlarıyla gerçekleşir. Yansyan ışınların bir kısmı karbondioksit, metan, su buharı gibi sera gazı etkisi olan gazlar tarafından tutularak dünyanın ısınmasına yol açar. Sera gazı etkisi olan gazların atmosferde artması sonucu yerkürede ki sıcaklıkta artmakta ve küresel ısınmaya yol açmaktadır [13].

Ozon tabakası tahribatına yönelik ilk girişim 1985 yılında imzalanan ‘‘Viyana Sözleşmesi’’ dir. UNEP (Birleşmiş Milletler evre Programı) nclgnde imzalanan bu sözleşme bilgilendirme ve tavsiye amaçlıdır.

1987 yılında ise ilerinde; ABD, SSCB, Avrupa Birliği lkeleri, Japonya ve Türkiye’nin de olduğu 43 ülkenin katılımıyla ‘‘Montreal Protokolü’’ imzalanmıştır. Bu protokole göre ozon tahribatına neden olan gaz kullanımının, 2000 yılına kadar tamamen kaldırılması kararlaştırılmıştır.

1997 yılında, Japonya’nın Kyoto Őhrinde 161 ülkenin katılımıyla sera gazı emisyonlarına karşı ‘‘Kyoto Protokolü’’ imzalanmıştır. Fakat en yüksek sera gazı emisyonu yapan ABD, ekonomik çıkarlarına ters düştüğü için bütün gelişmiş ve gelişmekte olan ülkelerin kabul ettiği ‘‘Kyoto Antlaşmasını’’ reddetmiştir. Bu olay 2020 yılında dahi malesef güncelliğini korumaktadır [38].

3.3.2. Soğutucu Akışkanların Sınıflandırılması

Soğutucu akışkanların kimyasal özelliklerine göre sınıflandırılması ve, temel özellikleri aşağıdaki maddelerde sunulmuştur.

- A) Saf haldeki soğutucu akışkanlar

Organik ve inorganik olmak üzere iki ana başlık altındadır.

- 1) İnorganik yapılı soğutucu akışkanlar

Karbondiyoksit (CO_2), amonyak (NH_3), kkrtdiyoksit (SO_2), su buharı (H_2O) gibi soğutucu akışkanlar, inorganik gazlar grubunda yer alırlar.

- 2) Organik yapılı soğutucu akışkanlar
 - a) Bromoflorokarbonlar (Halonlar): Brom, Flor ve karbon atomundan oluşan gazlardır. Halon gazlar en fazla ozon tahribatına neden olan gazlardır. Bu gruba örnek olarak Halon1301 (R13b1) gazı verilebilir.
 - b) Kloroflorokarbonlar (CFC): Klor, flor ve karbon atomundan oluşan gazlardır. Freon adıyla da bilinirler. Uygulama esneklikleri, performansları ve ucuzlukları sayesinde kısa zamanda yaygın kullanımları olmuştur. Kimyasal yapıları oldukça durağan olduğundan kimyasal tepkimelere pek girmezler. 1930 yılından itibaren kullanılan CFC'ler, zehirleyici etkisi olan soğutucu akışkanlara alternatif olarak üretilmeye başlanmıştır. Zehirleyici ve yanıcı olmadıkları için oldukça güvenlidirler. Fakat yapılarında bulunan klor atomu yüzünden ozon tahribatları holonlardan sonra en fazla olan gazlardır. Bu gruba örnek olarak R11, R12, R114, R115 gazları verilebilir.
 - c) Hidroflorokarbonlar (HCFC): Hidrojen, flor, klor ve karbon atomundan oluşan soğutucu gazlardır. CFC'ler kadar kimyasal durgunluğa sahip değildirler. Bundan dolayı HCFC'lerin çoğu ozon tabakasına ulaşmadan bileşenlerine ayrıldıkları için ozon tabakası tahribatları daha düşüktür. Fakat ozon tahribatları düşük olmakla beraber oldukça yüksek sera etkisine sahiptirler. Bu gruba örnek olarak R22, R123 gazları verilebilir.
 - d) Hidroflorokarbonlar (HFC): Hidrojen, flor ve karbon atomundan oluşan gazlardır. Yapılarında klor atomu bulunmadığı için ozon tabakasına herhangi bir tahribatları yoktur. HCFC'lere göre daha düşük sera gazı etkisine sahiptirler. Bu gruba örnek olarak R134a, R23, R143, R152a gazları verilebilir.
- B) Karışım Haldeki Soğutucu Akışkanlar

Saf haldeki soğutucu akışkanların farklı kombinasyon ve oranlarla karıştırılması sonucu meydana gelen soğutucu akışkanlardır. Oluşturulan bu karışımlar ile

soğutucu akışkanların olumsuz özelliklerini azaltıp, istenilen etkisinin ön plana çıkması amaçlanmaktadır. Temel olarak iki ana başlıkta sınıflandırabiliriz.

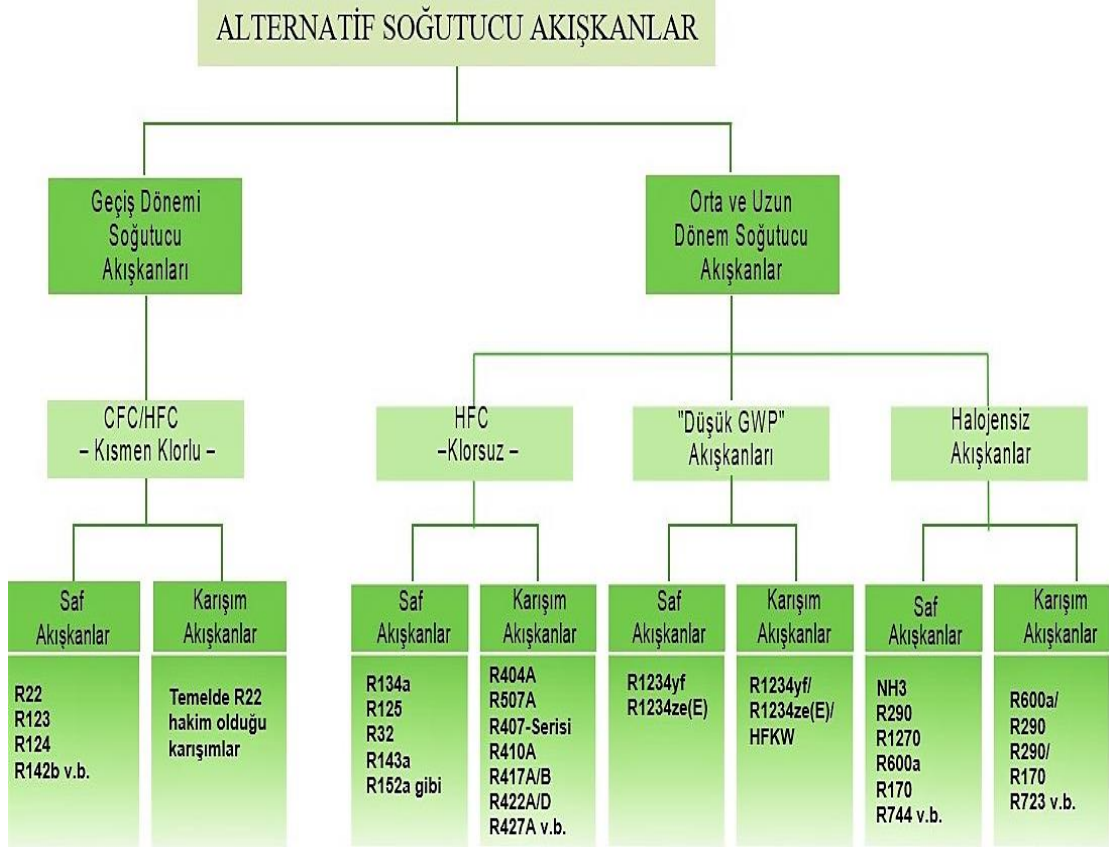
- 1) Zeotropik karışımlar

Bu tip karışımlar faz değişimi sırasında sıcaklık kaymaları göstermektedir. Bu karışımları oluşturan gazların doymuş sıvı ve doymuş buhar fazları termodinamiksel denge halinde birbirinden farklıdır. Bu tip gazlarda sabit bir kaynama ve yoğuşma sıcaklığı yoktur. Bu özellikleri baz alınarak geliştirilmiş sistemler dışında kullanım alanları pek yaygın değildir. Bu tip karışımlara R401A (% 53 R22, % 13 R152a, % 34 R124) gazı örnek verilebilir.

- 2) Azeotropik karışımlar

Bu tip karışımlar faz değişimi sırasında tek bir akışkan gibi davranırlar. Doymuş sıvı ve doymuş buhar fazlarında bileşeleri termodinamik denge halindedir. Ayrıca bu karışımlar saf bileşenlerinin faydalı özelliklerine sahip olup kendilerine has termodinamik denge şartlarına sahiptirler. Bu nedenle en çevreci ve en yaygın kullanımı amaçlanan soğutucu akışkanlar bu sınıfta yer alırlar. Bu tip gazlara örnek olarak R500, R404A, R407C gibi gazlar verilebilir [38].

Günümüzde kullanılan alternatif soğutucu akışkanların sınıflandırılmasına dair tablo Şekil 3.13 de verilmiştir.



Şekil 3.13 Soğutucu akışkanların hiyerarşik sınıflandırılması [39].

3.3.3. Yaygın Olarak Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

Tasarlanılan bir soğutma çevriminde soğutucu akışkan seçimi oldukça önemli bir konudur. Daha önce bölüm 2.2. de istenilen soğutucu akışkan özelliklerini vermiştik. Bununla birlikte kullanılan soğutma çevrimlerindeki akışkan tercihleri birbirinden farklı olabilir. Bunun temel nedenlerini ise şu şekilde sıralayabiliriz;

- Çevrimde istenilen kritik sıcaklık değerleri (Yoğuşma-buharlaşma)
- Çalışma basınç değerleri
- Kullanım alanları (Ev, Ticari veya Endüstriyel)
- Soğutma kapasitesi
- Çevrimin büyüklüğü
- Çevresel etkiler
- İnsan sağlığına olan etkileri
- Güvenlik ve Maliyet

Soğutucu akışkanların; kapasite, soğutma tesir katsayısı (COP) ve performans faktörlerini göz önüne aldığımızda R12, R22, R502 gibi gazların oldukça verimli olduklarını ve uzun yıllar endüstride yoğun bir şekilde kullanıldıklarını görmekteyiz. Fakat bunun gibi yüksek verimli ve kararlı soğutucu akışkanlar kimyasal yapılarından dolayı çok ciddi çevresel sorunlara yol açmaktadır. (Bölüm 2.4.1) Çevresel etkenlere karşı imzalanan “Montreal Protokolü” ve “Kyoto Sözleşmesi” gereği bu tip soğutucu akışkanlar, yüksek verimlilik ve kullanışta olmasına rağmen, kullanımları kısıtlanmış veya tamamen yasaklanmıştır [38].

Çizelge 3.1. Bazı soğutucu akışkanların temel özellikleri [35, 36, 38].

Soğutucu Akışkan	Kimyasal Bileşimi	Kritik Sıcaklığı (°C)	Kritik Basıncı (MPa)	Nominal Kaynama Sıcaklığı (°C)	Emniyet Sınıfı	Ozon Tüketme Potansiyeli (ODP)	Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)
R717 (Amonyak)	N-H ₃	132.3	11.28	33.34	B2	0	<1
R744 (CO ₂)	O=C=O	31.03	7.38	-56.6	A1	0	1
R11	CFCL ₃	198	4.41	23.8	A1	1	3400
R22	CHF ₂ CL	96.2	4.99	-40.8	A1	0,05	1810
R32	CH ₂ F ₂	78.2	5.8	-51.7	A2L	0	580
R134a	C ₂ H ₂ F ₄	101.1	4.07	-26.1	A1	0	1200
R125	CF ₃ CHF ₂	66.3	3.63	-48.1	A1	0	3200
R152a	F ₂ HC-CH ₃	114	4.76	-24	A1	0	140
R407C	R32 23% , R125 25% , R134a 52%	86.4	4.63	-43.8	A1	0	1650
R404A	R125 44% , R143a 52% ,R134a 4%	72.1	3.76	-46.5	A1	0	3780
R410A	R32 % 50, R125 % 50	72.5	4.95	-51.6	A1	0	1980

İlk buhar sıkıştırırmalı çevrimin kullanımından itibaren birçok soğutucu akışkan çeşidi var olmuştur. Bunların bazıları deneysel, bazıları da ticari alanda başarılı bir şekilde yer almaktadır. Karışım gazlarla birlikte ise birçok çeşit soğutucu akışkan bulunmaktadır.

Çizelge 3.1 de verilen; ticari başarılar elde etmiş, yaygın kullanıma sahip olmuş ve olmaya devam eden bazı soğutucu akışkanlar öne çıkan özellikleri aşağıda verilmiştir.

R717: Diğer bir adıyla Amonyak (NH_3). 1878 yılından itibaren soğutucu akışkan olarak kullanılır. Renksiz ve kötü kokulu bir gazdır. Antik Mısır'dan itibaren çeşitli alanlarda kullanılır. Buharlaşma gizli ısısı çok yüksek olduğundan sanayi tesislerinde soğutucu madde olarak kullanılır. Keskin ve yakıcı kokusu, boğucu ve zehirleyici etkilerinden dolayı insanların buldukları mahalleri soğutma amacıyla kullanılmaz. Atmosfer basıncında buharlaşma sıcaklığı $-33\text{ }^\circ\text{C}$, kritik sıcaklığı $132,4\text{ }^\circ\text{C}$, donma sıcaklığı $-77,6\text{ }^\circ\text{C}$ dir. Suyun içerisinde kolayca eriri ve eridiğinde donma noktası alçalır. Isıtıldığında sudan kolayca ayrılması nedeniyle, absorpsiyonlu soğutma makinalarında oldukça yaygın kullanılır. Küçük soğutma yükleri için elverişli bir değildir. Az miktardaki ayar ve kontrolü zordur. Kolay kolay yanmaz, fakat belirli şartlar meydana gelince yanar ve hava ile karışarak şiddetli patlamalara neden olabilir. Bu yüzden buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerinde kullanılmazlar. Üretimi kolay ve maliyeti düşüktür.

R744: (CO_2) Soğutucu akışkan olarak 1870 yılından itibaren kullanılmaktadır. Doğada bolca bulunduğu için maliyeti oldukça düşüktür. Fakat, soğutma tesir katsayısının düşük olması ve yüksek çalışma basınçları nedeniyle zaman içinde yerini halokarbon soğutucu akışkanlara bırakmıştır. Ozon tahribatının olmaması, sera etkisinin çok düşük olması, zehirleyici-patlayıcı-yanıcı olmaması ve uygun maliyetli olması nedeniyle CO_2 kullanan soğutma çevrimleri her zaman gelişime açık olmuştur.

R11: CFC grubunda yer alır. (CCl_3F) Düşük basınçlı bir soğutucu olup genellikle büyük kapasiteli endüstriyel su soğutma ünitelerinde kullanılırdı. Ozon tahribatı nedeniyle üretimi durdurulmuştur. Yanmaz ve kokusuzdur [40].

R12: CFC grubunda yer alır. (CFCl₂) Endüstride en yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkan idi. Havadan ağır olup, renksiz ve kokusuzdur. Zehirleyici ve yanıcı değildir. Yağ ile kolayca karışabildiğinden sistemde yağ ayırıcısı kullanma zorunluluğu yoktur. Düşük işletme maliyeti ve yüksek verime sahiptir. Amonyak ve karbondioksit alternatif olarak kullanılmaya başlanmış fakat ozon tabakasına yüksek tahribatı nedeniyle kullanımı ve üretimi durdurulmuştur [37].

R125: HFC grubu bir soğutucu akışkandır. (CF₃CHF₂). R502 ve R22 gazları için alternatif olarak kabul edilmiştir. Amonyak kullanımının uygun olmadığı düşük sıcaklıklar için düşünülmüştür. Yanıcı ve zehirli değildir. Ozon tabakası tahribatı yoktur. Fakat sera gazı etkisi oldukça fazladır [40].

R134a: HFC grubu bir soğutucu akışkandır. (CF₂CH₂F) Termodinamik ve fiziksel özellikler açısından R12'ye en yakın soğutucudur. Günümüzde en yaygın kullanılan soğutucu gazlardandır. Ev tipi ve ticari tip kullanıma uygundur. Sadece poliolester veya poliolalkalinglikol bazlı yağlarla kullanılır.

R32: HFC grubu bir soğutucu akışkandır. (CH₂F₂) Başlangıçta sadece karışım gazların bileşenlerini oluşturmak için kullanılan bu gaz, yapılan çalışmalarla tek başına ve haleflerine göre verim kaybı olmadan kullanılabilir sistemler üretilmiştir. Ozon tahribatı olmayıp sera etkisi haleflerine göre oldukça düşüktür [37].

R152a: HFC grubu bir soğutucu akışkandır. (CF₃CH₃) R502 ve R22 için uzun dönem alternatifi olarak kabul edilmiştir. Amonyak kullanımının uygun olmadığı düşük sıcaklık uygulamalarında kullanılmaktadır.

R404A: R125, R143a ve R134a soğutucularının azeotropik bir karışımıdır. R404A kendisini çeşitli orta ve düşük ısı soğutma uygulamaları için oldukça kullanışlı kılan R502'nin özelliklerini büyük ölçüde karşılamaktadır. R404A; ev, ticari ve endüstriyel alanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Ozon tahribatı yoktur [40].

R407C: R32, R125 ve R134a'dan oluşan ve R502 için alternatif kabul edilen zeotropik bir karışımdır. Üretici firmalara göre farklı derişimler de satılmaktadır. Ozon tahribatı bulunmamaktadır.

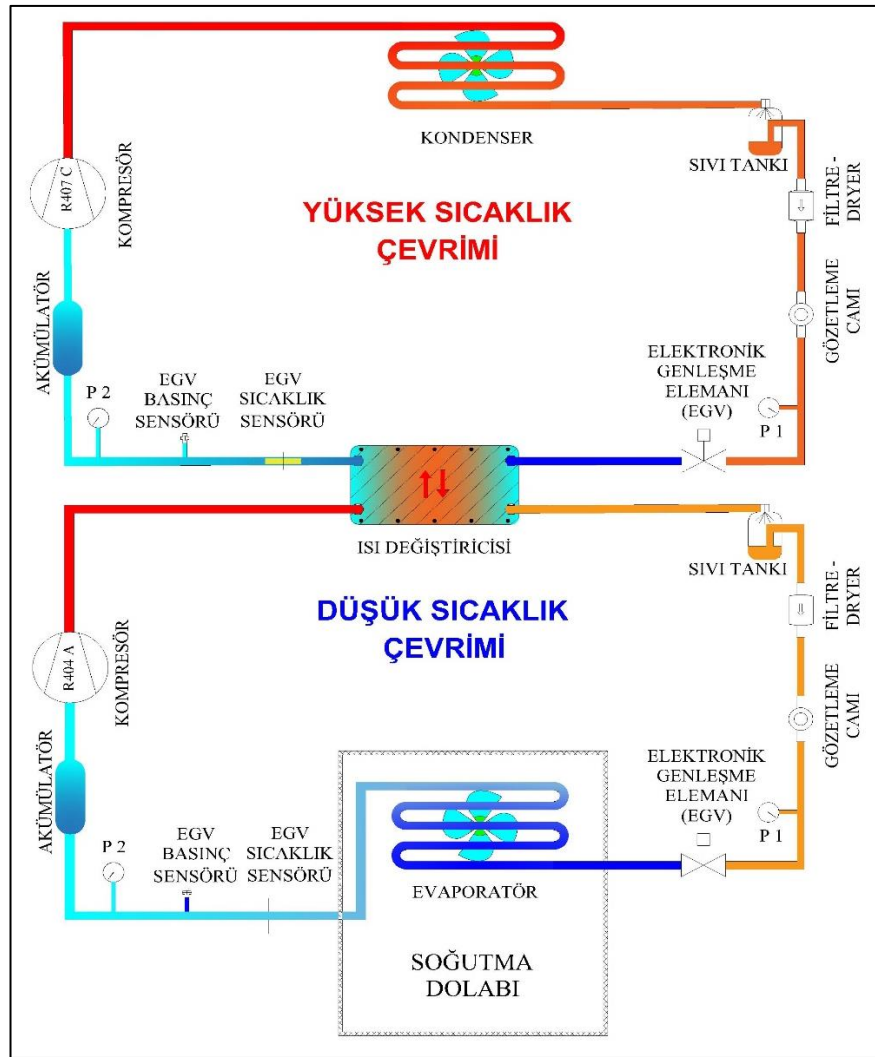
R410: R32 ve R125'den oluşan (ağırlıkça % 50 / 50 oranında) ve R22 için alternatif olan azeotropik bir karışımdır. Termodinamik özellikleri R22 kadar iyi olmamasına karşın ısı transfer katsayısı oldukça iyidir. R22 – R410A dönüşümünde sistemin yeniden dizayn edilmesi gerekmektedir. Bu değişim yapıldığı takdirde sistem verimi R22'ye göre % 5 daha iyi olmaktadır. Sera etkisinin yüksek olması en büyük dezavantajdır [37].

BÖLÜM 4

MATERYAL VE METOD

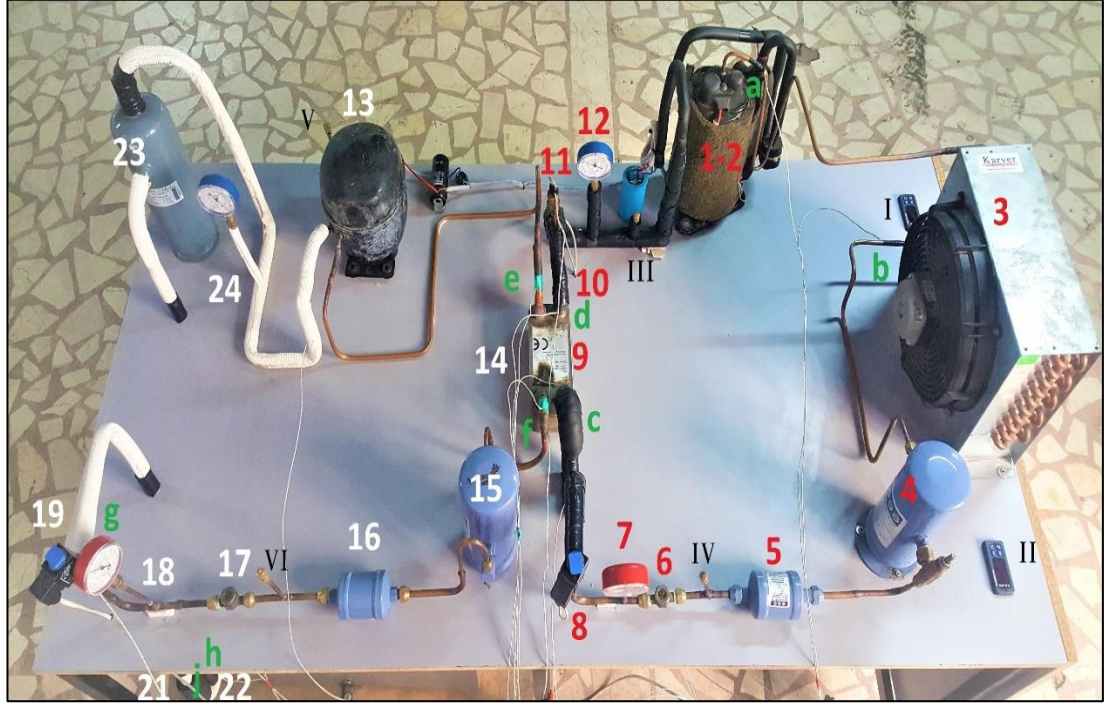
4.1. DENEY DÜZENEGİ VE MATERYAL

Bu bölümde, deney düzeneğini oluşturan çevrim elemanları ve özellikleri gösterilmektedir. Şekil 4.1’de deney düzeneğinin çevrim şeması, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3’de ise imalatı yapılan deney düzeneğinin görünümleri verilmiştir.



Şekil 4.1 Kaskad deney düzeneği çevrim şeması .

Daha önce Bölüm 3.1.1’ de anlatılan yardımcı çevrim elemanları ve elektronik genişleme valflerini kullanarak, deney düzeneğinin daha kontrollü olması amaçlanmıştır.



Şekil 4.2. Deney düzeneğinin üstten görünüşü.

Şekil 4.2 de gösterilen deney düzeneği ve çevrim elemanları Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2 de belirtilmiştir.

Çizelge 4.1. Deney düzeneği kontrol ve müdahale ekipmanları.

I	YSD soğuk oda superheat kontrol ünitesi
II	DSD soğuk oda superheat kontrol ünitesi
III	YSD soğutucu akışkan servis bağlantısı
IV	YSD soğutucu akışkan tahliye valfi
V	DSD soğutucu akışkan servis bağlantısı
VI	DSD soğutucu akışkan tahliye valfi

Çizelge 4.2. Deney düzeneğinde kullanılan çevrim elemanları.

Yüksek Sıcaklık Devresi		Düşük Sıcaklık Devresi	
1-2	Akümülatörlü R407C rotary kompresör	13	R404A kompresörü
3	Kondenser	14	Plakalı ısı değiştirici (Kondenser)
4	Sıvı tankı	15	Sıvı tankı
5	Kurutucu Filtre (Dryer)	16	Kurutucu Filtre (Dryer)
6	Gözetleme camı	17	Gözetleme camı
7	Yüksek basınç manometresi	18	Yüksek basınç manometresi (Analog)
8	Elektronik genleşme valfi (EGV)	19	Elektronik genleşme valfi (EGV)
9	Plakalı ısı değiştirici (Evaporatör)	20	Soğutma dolabı
10	EGV sıcaklık sensörü	21	EGV sıcaklık sensörü
11	EGV basınç sensörü	22	EGV basınç sensörü
12	Alçak basınç manometresi	23	Akümülatör (Sıvı tutucu)
		24	Alçak basınç manometresi



Şekil 4.3. Deney düzeneğinin profilden görünüşü.

4.1.1. Yüksek Sıcaklık Devresi Çevrim Elemanları

Bu bölümde, Şekil 4.2. ve Çizelge 4.1. de gösterilen yüksek sıcaklık devresi elemanlarının görüntüleri ile teknik özellikleri verilmektedir.

YSD kompresörünün görüntüsü ve etiket teknik özellikleri, Şekil 4.4 de ve Çizelge 4.3. de verilmiştir. YSD devresinde kullanılan kompresör kendinden akümülatörlü olduğu için yüksek sıcaklık devresinde ekstra bir akümülatör kullanılmamıştır.



Şekil 4.4. Yüksek Sıcaklık Devresi R407C Kompresörü.

Çizelge 4.3. Yüksek sıcaklık devresi kompresörü teknik özellikleri.

Marka - Model	Panasonic Matsushita - 4PS164
Kompresör Tipi	Rotary Kompresör (Sabit Hızlı)
Kompresör Gücü	1.5 Hp
Elektrik Beslemesi	220 V, 50 Hz
Soğutucu Akışkan	R407C
Emiş Hattı	1/4"
Basma Hattı	3/8"



Şekil 4.5. Yüksek Sıcaklık Devresi Kondenseri.

Kaskad deney düzeneğinde kullanılan hava soğutmalı kondenserin, görünümü ve etiket teknik özellikleri, Şekil 4.5 de ve Çizelge 4.4. de gösterildiği gibidir.

Çizelge 4.4. Yüksek sıcaklık devresi kondenseri teknik özellikleri.

Marka - Model	Karyer - KT 1/2 HP DAV
Kondenser Tipi	Elektrik Fanlı Davlumbaz Kondenser
Yüzey Alanı	1,9 m ²
Malzeme	Bakır boru, alüminyum saç demetleri
Fan Motoru	65 Watt -220 Volt AC
Fan Debisi	500 m ³ /h

Kullanılan sıvı tankının görünümü ve etiket teknik özellikleri, Şekil 4.6 ve Çizelge 4.5 de verilmektedir.



Şekil 4.6 Sıvı tankı.

Çizelge 4.5. Sıvı tankı teknik özellikleri.

Marka - Model	Erdem Soğutma – ESSLR 01 Vertical
Tank Kapasitesi	1,2 lt
Bağlantı Çapı	1/2”
Maksimum Çalışma Basıncı	32 bar



Şekil 4.7. Dryer filtre.

Çevrimde kullanılan dryer kurutucu filtrenin görünümü Şekil 4.7 de, etiket teknik özellikleri ise Çizelge 4.6 da gösterilmiştir.

Çizelge 4.6. Dryer filtre teknik özellikleri.

Marka - Model	Erdem Soğutma – ESSD
Filtrasyon	20 mikron
Bağlantı Çapı	1/2”
Maksimum Çalışma Basıncı	45 bar

Genleşme elemanı girişinden önce konumlandırılan gözetleme camının görünümü Şekil 4.8 de, etiket teknik özellikleri ise Çizelge 4.7 da verilmiştir.

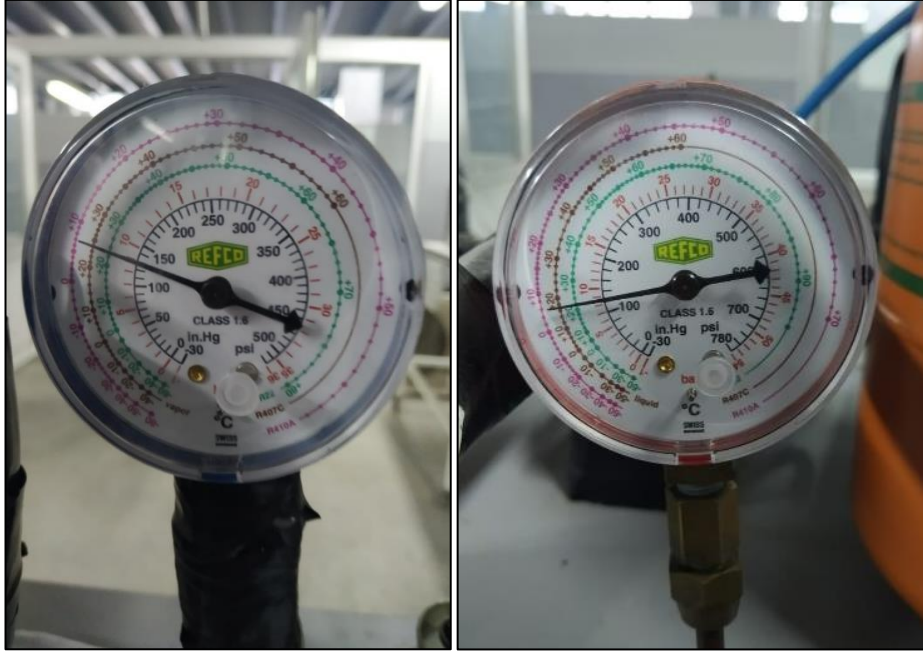


Şekil 4.8. Gözetleme camı.

Çizelge 4.7. Gözetleme camı teknik özellikleri.

Marka - Model	SANHUA / SYJ-A00060
Bağlantı Çapı	3/8”
Maksimum Çalışma Basıncı	45 bar

Çevrimde kontrol amaçlı kullanılan analog manometrelerin görünümü ve etiket özellikleri, Şekil 4.9 ve Çizelge 4.8 de verilmiştir.



Şekil 4.9. Alçak ve yüksek basınç manometreleri .

Çizelge 4.8. Alçak ve yüksek basınç manometre özellikleri.

	Alçak Basınç Manometresi	Yüksek Basınç Manometresi
Marka	Refco	Refco
Çalışma Basıncı	-1/36 bar	-1/54 bar

Elektronik genişleme valfleri her iki çevrimde de kullanılmış olup, özellikleri Bölüm 4.4.1' de verilmiştir.

Yüksek sıcaklık çevriminin evaporatör görevini kaskad plakalı ısı değiştiricisi yapmaktadır. (Bölüm 4.1.2)

4.1.2. Kaskad Isı Değiştiricisi

Kaskad sistemlerde kullanılan ısı değiştiricisi için kesin bir kapasite hesabı yapmak mümkün olmamakla birlikte en uygun kapasite seçimi deneysel yollarla belirlenebilmektedir. Bunun nedeni her iki sistemdeki soğutucu akışkan entalpisinin sabit olmamasıdır [20].



Şekil 4.10. Kaskad deney düzeneği ısı değiştiricisi.

Deney düzeneğinde kullanılan ısı değiştiricide yüksek basınç farkları oluşacağı için standart plakalı eşanjörler yerine yüksek basınç dayanımına sahip bir eşanjör kullanılmıştır (Şekil 4.10). Deney düzeneğinde kullanılan ısı değiştiricisinin etiket teknik özellikleri Çizelge 4.9 da verilmiştir.

Çizelge 4.9. Deneyde kullanılan plakalı ısı değiştiricisi teknik özellikleri.

Marka - Model	Ekin Endüstriyel / Mit MB-01
Plaka Sayısı	28
Yüzey Alanı	$(n-2)*0,012 \text{ m}^2 = 0,312 \text{ m}^2$ (n: plaka sayısı)
Malzeme (plaka)	AISI 316L
Lehim	Bakır
Max. Çalışma Basıncı	45 bar
Akış Türü	Çapraz akışlı
Kanal Deseni	H
Boyutlar	192*76*73 mm

Isı değiştiricisinden geçen akışkan miktarı, sulu sistemlere göre nispeten daha az olacağı için yüksek türbülanslı ve çapraz geçişli (H desenli) bir eşanjör seçilmiştir. Bu

sayede akışkanın eşanjör içinde By-pass yapmadan daha fazla ısı transferi yapabilmesi amaçlanmıştır. H tipi plakalar oluşturdukları yüksek türbülanslar yüzünden basınç kaybını arttırabilmektedir. Fakat düşük debili sistemlerde türbülansla birlikte ısı transfer miktarını arttırmak hedeflenmektedir. Düşük debili sistemlerin basınç kaybı, yüksek debili sistemlere göre daha az olduğu için türbülans oluşumu daha çok tercih edilmektedir [41].

4.1.3. Düşük Sıcaklık Devresi Çevrim Elemanları

Çizelge 4.1 de verilen düşük sıcaklık devresi elemanlarının görüntüleri ve teknik özellikleri aşağıdaki şekil ve çizelgelerde verilmiştir.

DSD kompresörünün görünümü ve etiket teknik özellikleri Şekil 4.11 ve Çizelge 4.10 gösterilmektedir.



Şekil 4.11. Düşük sıcaklık (R404A) devresi kompresörü.

Çizelge 4.10. Düşük sıcaklık devresi kompresörü teknik özellikleri.

Marka - Model	Embreco Aspera -NEK 2134 GK
Kompresör Tipi	Hermetik
Kompresör Gücü	1/2 Hp
Elektrik Beslemesi	220 V, 50 Hz
Soğutucu Akışkan	R404A
Emiş Hattı	1/4"
Basma Hattı	1/4"

Düşük sıcaklık çevriminin kondenser görevini, kaskad plakalı ısı değıştiricisi yapmaktadır. Bölüm 4.1.2 de ısı değıştiricisinin teknik bilgileri verilmiştir.

Yüksek sıcaklık çevriminde kullanılan; sıvı tankı, dryer filtre, gözetleme camı, elektronik genleşme elemanı ve manometreler, R404-a akışkanına uyumlu olarak düşük sıcaklık çevriminde de kullanılmıştır. Çevrim de kullanılan yardımcı elemanlar hakkında bilgiler daha önce bölüm 4.1.1. de verilmiştir.

Kaskad çevriminde kullanılan soğutma dolabının etiket özellikleri Çizelge 4.11 de verilmektedir.

Çizelge 4.11. Kaskad deney düzeneği soğutma dolabı teknik özellikleri.

Dolap Çeşidi	Endüstriyel tip paslanmaz çelik soğutma dolabı
Dolap iç hacmi	320 lt
Dolap Boyutları	70*74*70 cm
Evaporatör Tipi	Fan üfleli damlama tavalı
Evaporatör Yüzey Alanı	1,4 m ²
Evaporatör Malzemesi	Bakır boru geçişli alüminyum saç demetleri, paslanmaz çelik kasa
Fan Motoru	20 Watt -220 Volt AC
Fan Debisi	100 m ³ /h



Şekil 4.12. Düşük sıcaklık devresi sıvı tutucusu (akümülatör).

DSD soğutma dolabı ile kompresörü arasında konumlandırılan akümülatörün görünümü Şekil 4.12 de, etiket teknik özellikleri Çizelge 4.12 de verilmektedir.

Çizelge 4.12. Düşük sıcaklık devresi sıvı tutucusu (akümülatör) teknik özellikleri.

Marka - Model	Gökçeler Soğutma / LTAG 6-28
Tank Kapasitesi	1,2 lt
Bağlantı Çapı	28mm
Maksimum Çalışma Basıncı	38 bar

4.2. DENEY ÇEVİRİMİNİN TEORİK HESAPLAMALARI

Deney düzeneği tasarlanmadan önce, deney düzeneğinin teorik analizleri yapılmıştır. Bu analizler için “Coolpack” programı kullanılmıştır. “IPU & Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark” işbirliği ile yapılmış olan Coolpack, excel tabanlı bir analiz programıdır. Analizler için, kaskad çevrim analiz özelliği olan “Collpack 1.49” versiyonu kullanılmıştır. Programda kullanılan giriş parametreleri Çizelge 4.13 de verilmiştir.

Çizelge 4.13. Hesaplamalar için Coolpack programına girilen değerler.

Parametreler	Değerler
$Q_{R404a,Evap.}$	1,0 kW
$W_{R404a,Komp.}$	0,426 kW
DSD R404-a buharlaşma sıcaklığı	-50 °C
DSD R404-a yoğuşma sıcaklığı	15 °C
DSD kompresörü izantropik verimi	0,8
DSD Superheat sıcaklığı	4 °C
DSD Subcooling sıcaklığı	2 °C
YSD R407-c buharlaşma sıcaklığı	5 °C
YSD R407-c yoğuşma sıcaklığı	45 °C
YSD kompresörü izantropik verimi	0,8
YSD Superheat sıcaklığı	4 °C
YSD Subcooling sıcaklığı	2 °C

Kaskad çevrim analizi için düşük sıcaklık devresi verileri ve analiz değerleri, Şekil 4.13 ve Şekil 4.14 de görülmektedir. Verilen parametrelere göre, R404A akışkanına ait P-h diyagramı Şekil 4.15 de verilmiştir.

Cycle info [One stage], Refrigerant: R404A

Select cycle number:

Delete cycle

Values:
 Evaporating temperature [°C]: -50,00 Condensing temperature [°C]: 15,00
 Superheat [K]: 4,00 Subcooling [K]: 2,00
 Dp evaporator [bar]: 0,00 Dp condenser [bar]: 0,00
 Dp suction line [bar]: 0,00 Dp liquid line [bar]: 0,00
 Dp discharge line [bar]: 0,00
 Isentropic efficiency [0-1]: 0,80

Calculated:
 Qe [kJ/kg]: 121,869
 Qc [kJ/kg]: 184,761
 COP: 1,94
 W [kJ/kg]: 62,893
 Pressure ratio [-]: 11,433

Dimensioning:
 Qe [kW]:
 Qc [kW]:
 m [kg/s]:
 V [m³/h]:
 W [kW]:
 Q loss [kW]:

Volumetric efficiency:
 n_vol:
 Displacement [m³/h]: 0

OK Coordinates of points... Print Copy Update Help

Şekil 4.13. Düşük sıcaklık devresi (R404A) çevrim verileri.

Values at points in cycle

Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

Point	T [°C]	P [bar]	v [m ³ /kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg K)]
1	-45,873	0,827	0,227436	340,350	1,6617
2	43,061	9,451	0,024560	403,243	1,7023
3	43,061	9,451	0,024560	403,243	1,7023
4	12,621	9,451	N/A	218,481	N/A
5	N/A	0,827	N/A	218,481	N/A
6	-45,873	0,827	0,227436	340,350	1,6617
15	N/A	9,451	N/A	218,481	N/A

OK Print Copy Help

Şekil 4.14. Düşük sıcaklık devresi R404A akışkanının P-h diyagramı değerleri.

Cycle info [One stage]. Refrigerant: R407C

Select cycle number:

Delete cycle

Values:

Evaporating temperature [°C]:	5,00	Condensing temperature [°C]:	45,00
Superheat [K]:	4,00	Subcooling [K]:	2,00
Dp evaporator [bar]:	0,00	Dp condenser [bar]:	0,00
Dp suction line [bar]:	0,00	Dp liquid line [bar]:	0,00
Dp discharge line [bar]:	0,00		
Isentropic efficiency [0-1]:	0,80		

Calculated:

Qe [kJ/kg]:	159,743
Qc [kJ/kg]:	196,326
COP:	4,37
W [kJ/kg]:	36,582
Pressure ratio [-]:	3,220

Dimensioning:

Qe [kW]:	1,516
Qc [kW]:	1,863
m [kg/s]:	0,00949022
V [m ³ /h]:	1,5564
W [kW]:	0,347
Q loss [kW]:	0,000

Volumetric efficiency

n_vol:

Displacement [m³/h]: 0

OK Coordinates of points... Print Copy Update Help

Şekil 4.16. Yüksek sıcaklık devresi (R407C) çevrim verileri.

Kaskad çevrim analizi için yüksek sıcaklık devresi verileri ve analiz değerleri, Şekil 4.16 ve Şekil 4.17 de görülmektedir. Verilen parametrelere göre, R407C akışkanına ait P-h diyagramı Şekil 4.18 de verilmiştir.

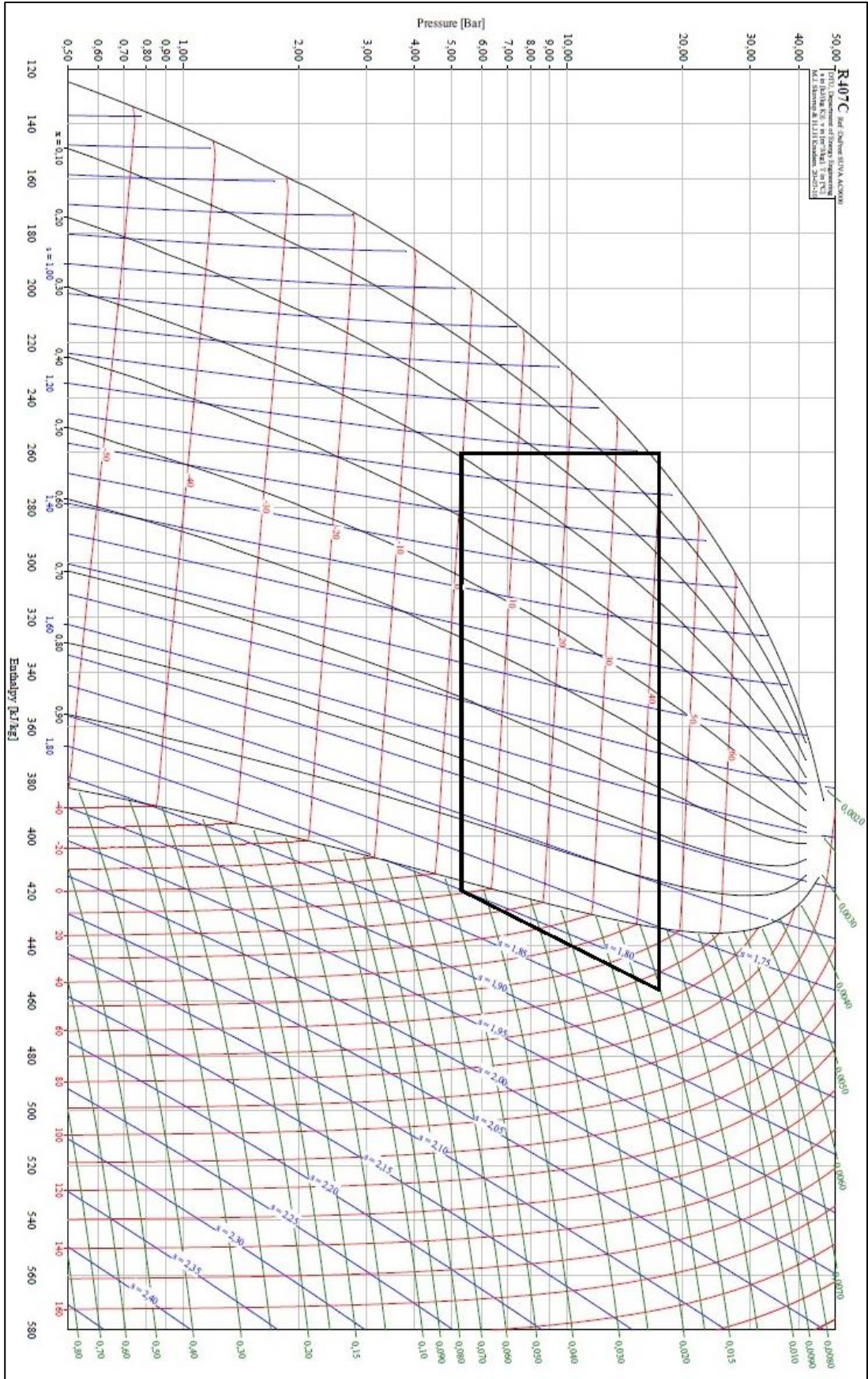
Values at points in cycle

Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

Point	T [°C]	P [bar]	v [m ³ /kg]	h [kJ/kg]	s [kJ/(kg K)]
1	8,834	5,365	0,045556	419,622	1,7992
2	66,115	17,275	0,015210	456,204	1,8210
3	66,115	17,275	0,015210	456,204	1,8210
4	37,651	17,275	N/A	259,879	N/A
5	N/A	5,365	N/A	259,879	N/A
6	8,834	5,365	0,045556	419,622	1,7992
15	N/A	17,275	N/A	259,879	N/A

OK Print Copy Help

Şekil 4.17. Yüksek sıcaklık devresi R407C akışkanının P-h diyagramı değerleri.

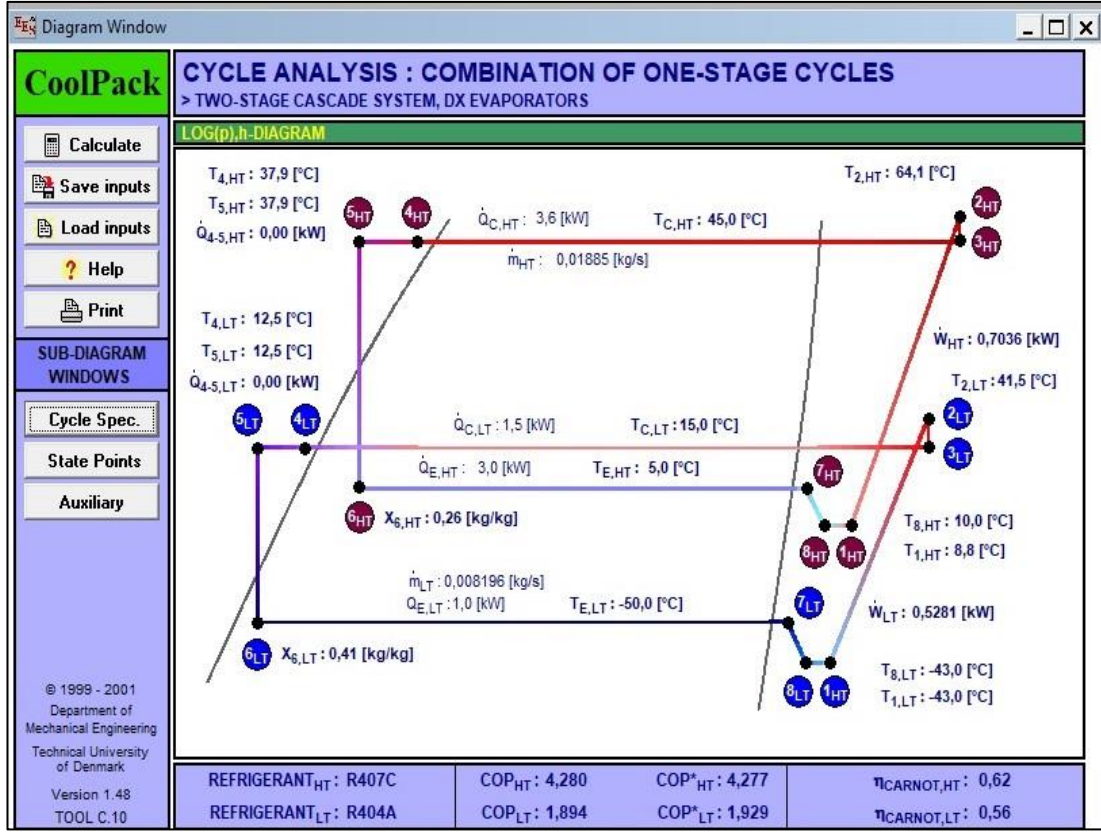


Şekil 4.18. Yüksek sıcaklık devresi R407C akışkanı P-h diyagramı.

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (HT)		PRESSURE LOSSES	
$T_{E,HT}$ [°C]: 5,0	$\Delta T_{SH,HT}$ [K]: 4,0	No SGHX	0,3	$\Delta p_{SL,HT}$ [K]: 0,20	$\Delta p_{SL,LT}$ [K]: 0,20
$T_{E,LT}$ [°C]: -50,0	$\Delta T_{SH,LT}$ [K]: 4,0	SUCTION GAS HEAT EXCHANGER (LT)		$\Delta p_{DL,HT}$ [K]: 0,20	$\Delta p_{DL,LT}$ [K]: 0,20
$T_{C,HT}$ [°C]: 45,0	$\Delta T_{SC,HT}$ [K]: 2,0	No SGHX	0,3	REFRIGERANTS	
$T_{C,LT}$ [°C]: 15,0	$\Delta T_{SC,HT}$ [K]: 2,0			HT: R407C	LT: R404A
CYCLE CAPACITY					
HT: Mass flow \dot{m}_{HT} [kg/s]	0,00949	$\dot{Q}_{E,HT}$: 3,0 [kW]	\dot{m}_{HT} : 0,01885 [kg/s]	$\dot{V}_{S,HT}$: 3,11 [m ³ /h]	
LT: Cooling Capacity $\dot{Q}_{E,LT}$ [kW]	1	$\dot{Q}_{E,LT}$: 1,0 [kW]	\dot{m}_{LT} : 0,008196 [kg/s]	$\dot{V}_{S,LT}$: 6,865 [m ³ /h]	
COMPRESSOR PERFORMANCE					
HT: Isentropic efficiency $\eta_{i,HT}$ [-]	0,8	$\eta_{i,S,HT}$: 0,800 [-]	\dot{W}_{HT} : 0,7036 [kW]	\dot{W}_{TOT} : 1,232 [kW]	
LT: Isentropic efficiency $\eta_{i,LT}$ [-]	0,8	$\eta_{i,S,LT}$: 0,800 [-]	\dot{W}_{LT} : 0,5281 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
HT: Heat loss factor $f_{Q,HT}$ [%]	10	$f_{Q,HT}$: 10,0 [%]	$T_{2,HT}$: 64,1 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,HT}$: 0,1 [kW]	
LT: Heat loss factor $f_{Q,LT}$ [%]	10	$f_{Q,LT}$: 10,0 [%]	$T_{2,LT}$: 41,5 [°C]	$\dot{Q}_{LOSS,LT}$: 0,1 [kW]	
SUCTION LINES					
HT: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,HT}$ [K]	1,0	$\dot{Q}_{SL,HT}$: 17 [W]	$T_{8,HT}$: 10,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,HT}$: 1,0 [K]	
LT: Unuseful superheat $\Delta T_{SH,SL,LT}$ [K]	3,0	$\dot{Q}_{SL,LT}$: 19 [W]	$T_{8,LT}$: -43,0 [°C]	$\Delta T_{SH,SL,LT}$: 3,0 [K]	
Calculate		Print	Help	Home	Auxiliary
				State Points	COP_{HT} : 4,280
					COP_{LT} : 1,894

Şekil 4.19. Coolpack programı Kaskad soğutma çevrimi giriş değerleri.

Daha önce YSD ve DSD için yapılan analizlerden elde edilen veriler, Şekil 4.19 da gösterildiği gibi kaskad çevrim hesaplamalarında kullanılmıştır. Yapılan analizler sonucunda bulunan kaskad çevrimine ait P-h analiz diyagramı Şekil 4.20 de verilmiştir. Çevrimin; sıcaklık, basınç, entalpi ve akışkan yopunluğu değerleri Şekil 4.21 de gösterilmiştir.



Şekil 4.20.Kaskad deney düzeneğinin Coolpack analiz diyagramı.

State Points

STATE POINTS

HIGH TEMPERATURE (HT)					LOW TEMPERATURE (LT)				
STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]	STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m ³]
2	64,1	1740,5	306,1	66,0	2	41,5	952,1	252,9	41,3
3	64,1	1731,5	306,3	65,6	3	41,5	946,7	253,0	41,1
4	37,9	1731,5	112,9	1080,4	4	12,5	946,7	70,6	1098,4
5	37,9	1731,5	112,9	1080,4	5	12,5	946,7	70,6	1098,4
6	0,2	539,5	112,9	-	6	-50,5	82,3	70,6	-
7	9,0	539,5	272,6	22,0	7	-46,0	82,3	192,6	4,4
8	10,0	535,9	273,6	21,7	8	-43,0	81,4	194,9	4,3
9	8,8	535,9	272,5	21,8	9	-	-	-	-
1	8,8	535,9	8,8	21,8	1	-43,0	81,4	194,9	4,3

ADDITIONAL INFORMATION

$T_{2,IS,HT} : 60,5 [^{\circ}C]$
 $T_{2,W,HT} : 67,7 [^{\circ}C]$
 $T_{2,IS,LT} : 35,2 [^{\circ}C]$
 $T_{2,W,LT} : 47,8 [^{\circ}C]$
 Pressure ratio - HT (p_2 / p_1) [-] : 3,248
 Pressure ratio - LT (p_2 / p_1) [-] : 11,689

Calculate	Print	Help	Home	Cycle Spec.	Auxiliary	COP _{HT} : 4,280	COP _{LT} : 1,894
-----------	-------	------	------	-------------	-----------	---------------------------	---------------------------

Şekil 4.21.Kaskad deney düzeneğinin Coolpack analizi çevrim değerleri

Sistemin termodinamik analizinde programın kullandığı denklemler aşağıda verilmiştir;

- Kompresör kapasiteleri;

$$W_{komp,R404a} = \dot{m}_{R404a} \times (h_2 - h_1) \quad (4.1)$$

$$W_{komp,R407c} = \dot{m}_{R407c} \times (h'_2 - h'_1) \quad (4.2)$$

$$h_3 = h_4 \quad (4.3)$$

$$h'_3 = h'_4 \quad (4.4)$$

- Kondenser kapasite hesabı;

$$Q_{kondenser,R404a} = \dot{m}_{R404a} \times (h_3 - h_5) \quad (4.5)$$

$$Q_{kondenser,R407c} = \dot{m}_{R407c} \times (h'_3 - h'_5) \quad (4.6)$$

- Evaporatör kapasite hesabı;

$$Q_{evaporatör,R404a} = \dot{m}_{R404a} \times (h_7 - h_7) \quad (4.7)$$

$$Q_{evaporatör,R407c} = \dot{m}_{R407c} \times (h'_7 - h'_6) \quad (4.8)$$

- Soğutma tesir katsayısı katsayısı;

$$COP_{404a} = \frac{Q_{evap,R404a}}{W_{komp,R404a}} \quad (4.9)$$

$$COP_{407c} = \frac{Q_{evap,R407c}}{W_{komp,R407c}} \quad (4.10)$$

- Plakalı eşanjör hesabı;

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (4.12)$$

$$\dot{m}_3 \times (h_3 - h_2) = \dot{m}_5 \times (h_5 - h_8) \quad (4.13)$$

$$\dot{m}_L \times Q_L = \dot{m}_H \times Q_H \quad (4.14)$$

4.3. DENEY DÜZENEGİNİN İMALATI

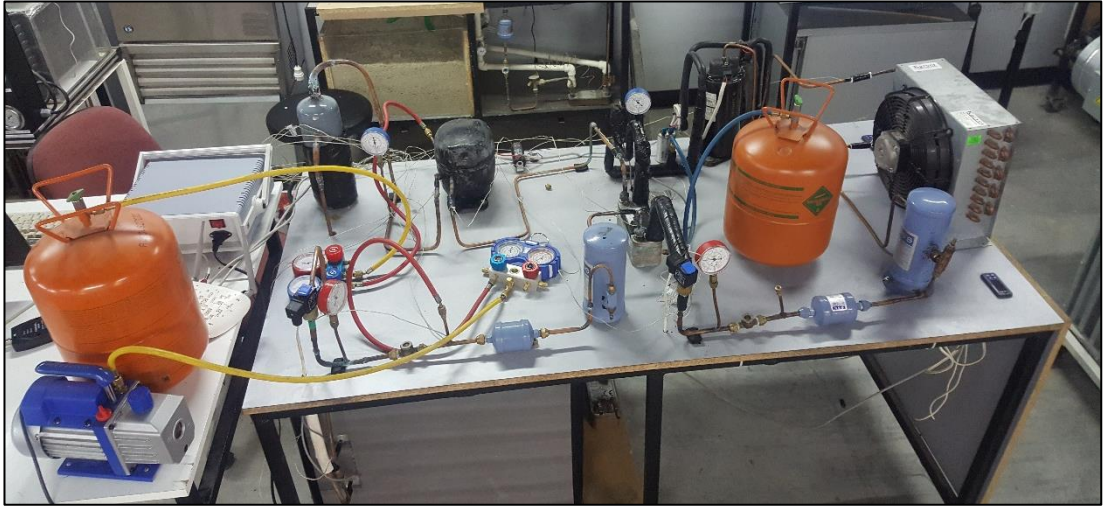
Tasarımı yapılan sistemin kolay taşınabilmesi için imalat sırasında tekerlekli bir tezgah kullanılmıştır. Soğutma dolabı dışındaki bütün çevrim elemanları tezgahın üst bölümüne konumlandırılmış olup sadece soğutma dolabı tezgahın alt bölümüne yerleştirilmiştir. Şekil 4.22 de görülen tezgahın sağ kısmındaki dikey panelde elektrik bağlantıları, kontak anahtarları ve şarteller konumlandırılmıştır.



Şekil 4.22. Deney düzeneği.

Bakır borulaması yapılan sistemde kaynaklar yapılmadan önce çevrim eleman sabitlemeleri yapılmıştır. Daha sonra oksii-asetilen kaynağı ve gümüş-bakır lehimleri kullanarak deney düzeneğindeki bütün kaynak işlemleri tamamlanmıştır.

Kaynak bağlantıları yapılan sisteme gaz dolumu yapılmadan önce kaçak testleri yapılmıştır (Şekil 4.23). Kaçak testi için her iki çevrim önce 15 bar basınca çıkartılmış ve minimum 1 gün basınçta tutulmuştur. Kaçak testi için düzeneğin üzerinde bulunan manometreler ve servis manifold basınç değerleri kontrol edilmiş olup bütün kaynak noktalarına köpük testi uygulanmıştır. Basınç testlerinden sonra çevrimler vakum pompasıyla -1 bar basınca çekilmiş ve bu basınçta 30 dk daha vakum yaparak sistem içerisindeki olabildiğince temizlenmesi sağlanmıştır.



Şekil 4.23. Deney düzeneğine vakum testi ve gaz şarjının yapılması.

En az 1 gün -1 bar vakumda bekletilen çevrimler bu testlerden başarıyla geçtikten sonra kademeli olarak soğutucu akışkan şarjları yapılarak ideal gaz şarjı sağlanmaya çalışılmıştır.

4.4. DENEY VERİLERİNİN ÖLÇÜLMESİ VE KAYIT ALTINA ALINMASI

Deney verilerinin ölçülmesinde çeşitli ekipmanlar kullanılmıştır. EGV ekipmanları kontrol mekanizması görevini görürken aynı zamanda deney ölçümlerini yapmaktadır. Sıcaklık ölçümleri çok noktadan Termokupl-Data logger ile alınmıştır. Elektrik

ölçümleri için elektronik bir sayaç kullanılmıştır. Alınan ölçümler excel formatına aktarılıp düzenlenmiş ve grafikleri oluşturulmuştur.

4.4.1. Elektronik Genleşme Valfi ve Kontrol Ünitesi

Deney düzeneğinin iki çevriminde de darbe genişlik modülasyonlu (PWM) elektronik genleşme valfleri kullanılmıştır (Şekil 4.24).

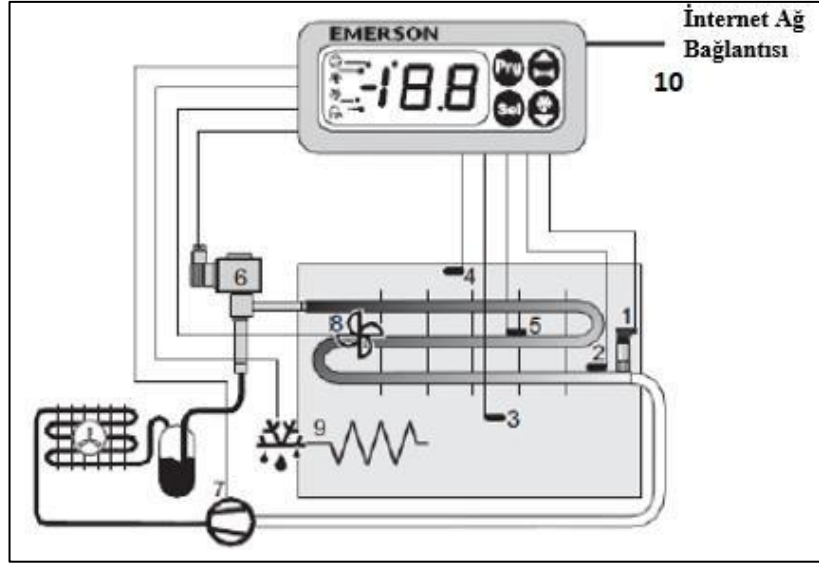


Şekil 4.24. Elektronik genleşme valfi.

Çizelge 4.14. Kullanılan elektronik genleşme valfinin etiket özellikleri.

Marka - Model	Alco Controls / EX2-I00
Elektrik besleme	120 V, 50-60 Hz
Boru giriş-çıkış çapları	3/8" - 1/2"
Elektrik Beslemesi	220 V, 50-60 Hz
Max çalışma basıncı	40 bar

Deney düzeneğinde superheat değerlerinin ve elektronik genleşme valfinin kontrolü için her çevrimde birer adet soğuk oda kontrol cihazı kullanılmıştır. Şekil 4.25 de verilen Emerson EC2-352 marka kodlu cihazın aynı zamanda defrost, kompresör kontrolü ve fan kontrolü özellikleride bulunmaktadır.



Şekil 4.25. Emerson soğuk oda kontrol cihazı [42].

- 1. Emiş hattı basınç sensörü
- 2. Evaporatör çıkış sıcaklık sensörü
- 3. Soğuk mahal ortam sıcaklık sensörü
- 4. Evaporatör üfleme sıcaklık sensörü
- 5. Evaporatör defrost sıcaklık sensörü
- 6. Elektronik genişleme valfi
- 7. Kompresör start-stop kontak bağlantısı
- 8. Evaporatör fanı
- 9. Defrost ısıtıcı kontak bağlantısı
- 10. Bilgisayar RJ45 ağ bağlantısı [42].

4.4.2. Sıcaklık Ölçüm Ekipmanları

Deney düzeneğinin sıcaklık ölçümleri için soğuk oda kontrol cihazına ek olarak, 10 farklı noktada harici sıcaklık sensörü kullanılmıştır. Sıcaklık ölçümleri için RS485 (Modbus) standartın da çalışan “Ordell UDL200 Data Logger” cihazı kullanılmıştır. Yine Ordell firmasına ait “SBA200” RS485-USB dönüştürücü cihaz ile veriler bilgisayara aktarılarak anlık periyotlarda kayıtlar alınmıştır (Şekil 4.26).



Şekil 4.26. Data Logger modülü ve RS485-USB dönüştürücü [43].

Kullanılan Data Logger cihazının öne çıkan özellikleri;

- Termokupl, mA, mV, Volt giriş seçenekleri
- 750 ms Örnekleme Periyodu
- Dahili Soğuk Uç Kompanzasyonu
- MODBUS RTU İletişim Protokolü
- DaLi 485 İzleme ve Kayıt Programı
- Sınırsız Kayıt Kapasitesi
- Excel, Acces, Text ,HTML, PDF Formatında Raporlama
- İsteğe Bağlı Grafik Tanımlama ve Oluşturma [43].

4.4.3. Ölçüm Kayıtlarının Alınması

Bu deney düzeneğinde 3 farklı ekipmandan elde edilen ölçümler bir bilgisayar ile kayıt altına alınmıştır. Bunlardan ilki; elektronik genleşme valfi, superheat ve sıcaklık kontrolü yapan Emerson EC-352 soğuk oda kontrol cihazlarıdır. Her iki cihaz RJ45 (Ethernet) kablosu ile bir router modeme bağlanmıştır. Bu sayede bilgisayar ile bütün cihazlar kontrol edilebilmektedir. Emerson EC2 arayüzü ile hem bu cihazların kontrolleri sağlanmış hemde cihazlardan elde edilen veriler kayıt altına alınmıştır. Program arayüzünün ölçülen değerleri kaydedip excel formatına aktarma özelliği bulunmaktadır.

Deney düzeneğinin farklı noktalarındaki sıcaklık değerlerinin ölçüm ve kayıtları ise bir Data Logger ile yapılmıştır. Ordel UDL200 cihazına, deney düzeneğinin 10 farklı noktasından termokupllar bağlanmıştır. Ölçümlerin bilgisayara aktarılabilmesi içinde Ordel SBA200 RS485-USB dönüştürücü kullanılmıştır. Ordel firması tarafından sağlanan Dali 485 bilgisayar arayüz programı ile sıcaklık değerleri kayıt altına alınmıştır. Program arayüzünün ölçülen değerleri kaydedip excel formatına aktarma özelliği bulunmaktadır.

Deney düzeneğinin enerji tüketim değerleri ise bir dijital elektrik sayacı ile ölçülmüştür (Makel M310.2218). Deney süresi boyunca her 10 dakikada bir sayaç verilerinin fotoğrafı çekilmiş ve bu veriler excel dosyasında kayıt altına alınmıştır (Şekil 4.27). İki ölçüm değeri arasındaki fark bulunarak birim zamanda ki enerji tüketimi hesaplanmıştır.



Şekil 4.27. Makel M310.2218, tek fazlı, elektronik elektrik sayacı

4.5. DENEYİN UYGULANMASI

Tasarımı ve imalatı gerçekleştirilen deney düzeneğinde, deneysel ölçümlerin alınması için; bilgisayar kontrollü iki adet soğuk oda kontrol ünitesi, termokupl sıcaklık sensörleri ve elektronik elektrik sayacı kullanılmıştır.



Şekil 4.28. Deney düzeneği ve ölçümlerin alınması.

Şekil 4.28 de gösterilen deney düzeneğinde, 10 farklı deney yapılmış ve ölçümler sürekli olarak kaydedilmiştir. Deneylerin yapıları arasında sadece superheat sıcaklığı set değerleri değişiklik göstermektedir. Superheat set değerleri dışında, deney düzeneğindeki bütün set değerleri, çalışma şekli ve deney metodu sabit tutulmuştur. Ortam iklimlendirme şartlarının farklı olduğu durumlarda deney ölçümleri alınmamıştır. Deneyler arasında sadece superheat sıcaklık ayar değerleri farklı tutulmuştur. Yapılan her deneyde iki çevrimin superheat set point değerleri eşit tutulmuş olup, 3-12 °C arasında toplam 10 farklı deney yapılmıştır. Her bir deney 120 dakikalık periyotlar halinde günün aynı saatlerinde gerçekleştirilmiştir.

Deney sekanslarında sabit tutulan bir diğer etmen ise soğutma dolabında bulundurulmuş ısı yükü olmuştur. Yapılan her deneyde, bir miktar ısı yükü oluşturması için 15 adet

500cc lik plastik su şişeleri kullanılmıştır. Şişelerin depo içerisindeki konumlandırılmaları sabit tutulmuş olup deponun taban merkezine konumlandırılan su şişesinin içine termokupl sıcaklık sensörü dadırılarak suyun sıcaklığı sürekli olarak ölçülmüş ve kayıt altına alınmıştır (Şekil 4.29). Her deney öncesinde, soğuk deponun ve su şişelerinin laboratuvarın iklim şartları ile ısı dengede olması sağlanmıştır.



Şekil 4.29. Soğutma dolabı iç mahal görünümü

Deneyler öncesinde, çevrim elemsnlarının, soğutma dolabının ve su sıcaklığının dış ortam sıcaklığı ile ısı dengede olmasına dikkat edilmiştir. Isı ve basınç değerlerinin dengeyi sağlaması için iki deney arasında en az 1 gün süre bırakılmıştır. Deneyler günün aynı saatlerinde yapılmış ve aynı gün içinde sadece bir deney alınmıştır.

Deney düzeneğinde kullanılan ölçüm ekipmanlarının ölçüm doğrulukları deneyler öncesinde kontrol edilmiş olup bütün deneylerde aynı ölçüm ekipmanları kullanılmıştır.

Deney düzeneğinde bulunan çevrim elemanlarının enerji beslemesi tek bir noktadan sağlanarak bir dijital elektrik sayacı ile enerji tüketimi ölçülmüştür. Ölçüm ve bilgisayar ekipmanlarının beslemesi ise farklı bir kaynaktan sağlanmıştır.

Kaskad sistemlerin büyüklüklerine göre denge durumuna gelmesi ve maksimum sıcaklıklara ulaşması oldukça uzun sürebilir. Yapılan ön testler sonucunda, deney düzeneğinin küçük olması ve ısı yükünün az olması nedeniyle 80 ila 110 dakika arasında denge durumuna geldiği tespit edilmiştir. Bu nedenle bütün deneyler 120 dakika (2 saat) olacak şekilde yapılmıştır.

BÖLÜM 5

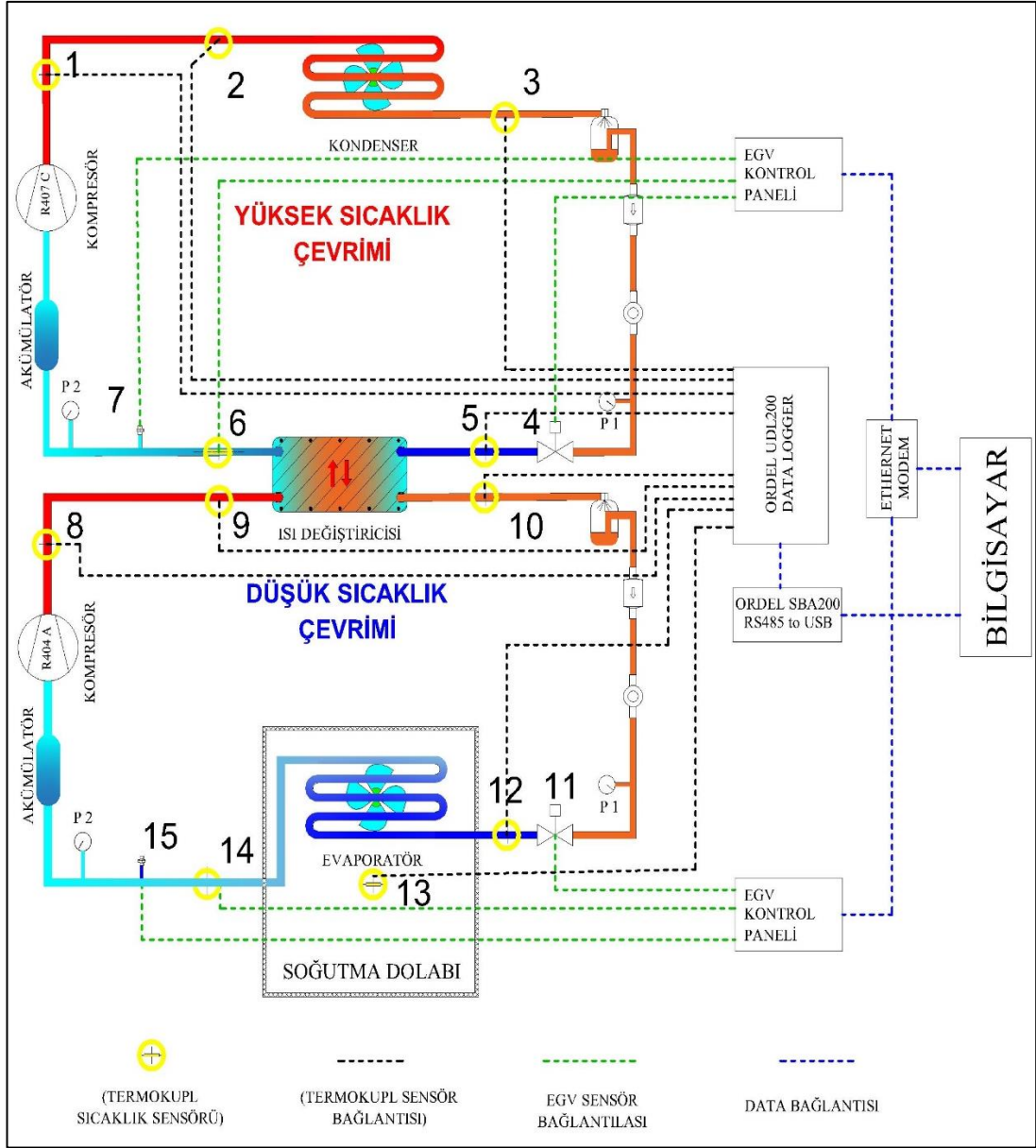
DENEY ÖLÇÜMLERİ VE DEĞERLENDİRME

Bilgisayar bağlantılı ölçüm cihazlarından alınan kayıtlar, Excel formatına aktarılmıştır. Kayıtlar 60 sn'lik aralıklar halinde alınmış olup, her 5 dakikalık kaydın aritmetik ortalaması alınarak, deney grafikleri ve kayıt çizelgeleri 5'er dakikalık değerler halinde oluşturulmuştur. Sadece enerji tüketim değerleri manuel olarak elektronik sayaçtan okunarak 10'ar dakikalık aralar ile kaydedilmiştir.

Şekil 5.1 de deney düzeneği ölçüm noktaları ve bağlantı şeması verilmiştir. Alınan ölçümler kapsamında, deney verileri 6 (altı) ana başlıkta incelenmiştir. Bunlar sırasıyla;

- Soğutma dolabı mahal sıcaklıkları
- Enerji tüketim değerleri
- Kompresör çıkış sıcaklıkları
- Kaskad COP değerleri
- Evaporasyon basınçları
- Kondenser çıkış sıcaklıkları

Deneyleerin karşılaştırılmasında, kaskad çevrimin kararlı hale geldiği 60 ila 120 dakika arasındaki verilerin grafikleri kullanılmıştır.

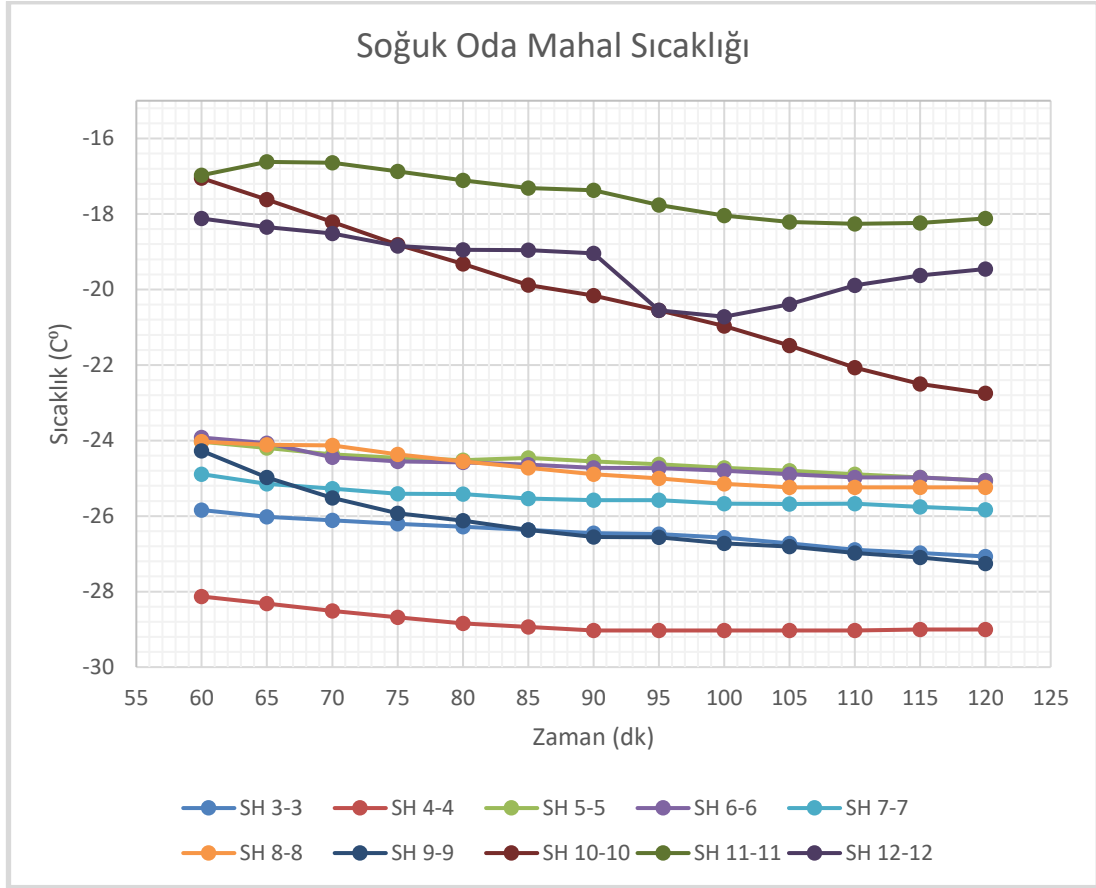


Şekil 5.1. Deney düzeneğindeki ölçüm noktaları ve bağlantı şeması.

- | | |
|--------------------------------------------|---------------------------------------------|
| • 1. R407C Kompresör çıkış sıcaklığı | • 9. R404A ısı değiştirici giriş sıcaklığı |
| • 2. R407C Kondenser giriş Sıcaklığı | • 10. R404A ısı değiştirici çıkış sıcaklığı |
| • 3. R407C Kondenser çıkış sıcaklığı | • 11. EGV (Elektronik genleşme valfi) |
| • 4. EGV (Elektronik genleşme valfi) | • 12. R404A Evaporatör çıkış sıcaklığı |
| • 5. R407C ısı değiştirici giriş sıcaklığı | • 13. Soğutma dolabı mahal sıcaklığı |
| • 6. R407C ısı değiştirici çıkış sıcaklığı | • 14. R404A Evaporatör çıkış sıcaklığı |
| • 7. R407C Evaporasyon basınç sensörü | • 15. R404A Evaporasyon basınç sensörü |
| • 8. R404A Kompresör çıkış sıcaklığı | |

5.1. SOĞUK ODA MAHAL SICAKLIKLARI

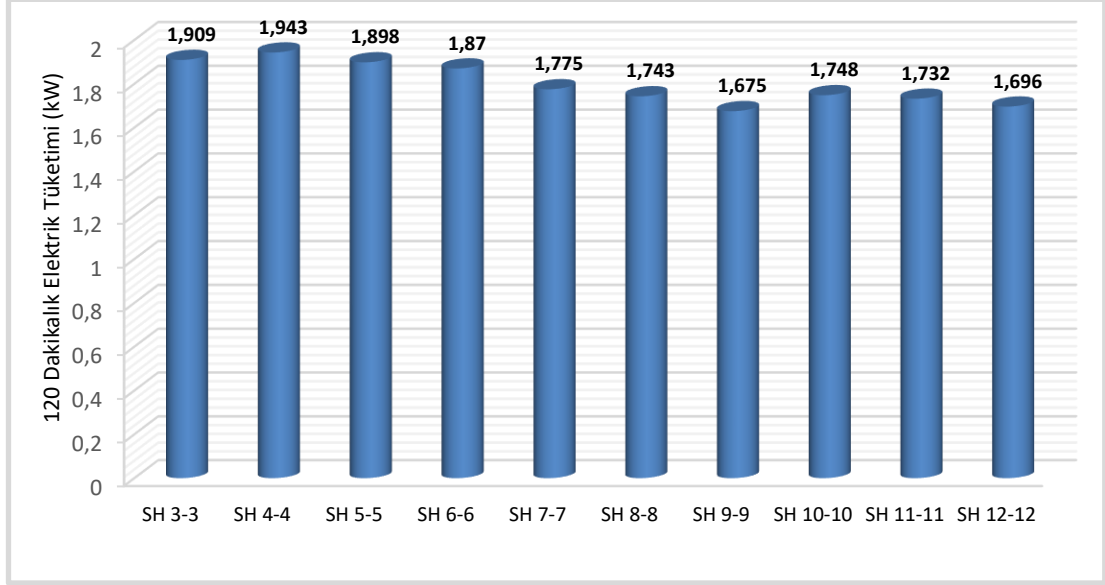
Deneyleer arasında, sıcaklık düşüşü hızlarında farklılıklar bulunmaktadır. Sıcaklık düşüş hızları arasındaki farklılıkların ulaşılan minimum sıcaklık değerleri ile doğrudan bağlantılı olmadığı görülmektedir (Şekil 5.2).



Şekil 5.2. Superheat set değerlerinin, soğuk oda mahalinde oluşturduğu “Sıcaklık/Zaman” grafiği.

120 dakikalık deney sonuçlarında en düşük sıcaklık değerine $-29,03\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile SH 4-4 deneyinde ulaşıldığı görülmüştür. SH 5-5, SH 6-6, SH 7-7 ve SH 8-8 deneylerindeki sıcaklık değerlerinin; $-25,06\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $-25,83\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında birbirine yakın değerler olduğu görülmektedir. En düşük ikinci sıcaklık değerine SH 9-9 deneyinde ($-27,26\text{ }^{\circ}\text{C}$), en düşük üçüncü sıcaklık değerine SH 3-3 deneyinde ($-27,07\text{ }^{\circ}\text{C}$) ulaşılmıştır. SH 10-10, SH 11-11 ve SH 12-12 deneylerinde 120 dk sonunda ulaşılan mahal sıcaklık değerleri sırasıyla; $-22,75\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-18,24\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-19,46\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak hissedilebilir bir farkla daha yüksek olmuştur.

5.2. ENERJİ TÜKETİM DEĞERLERİ



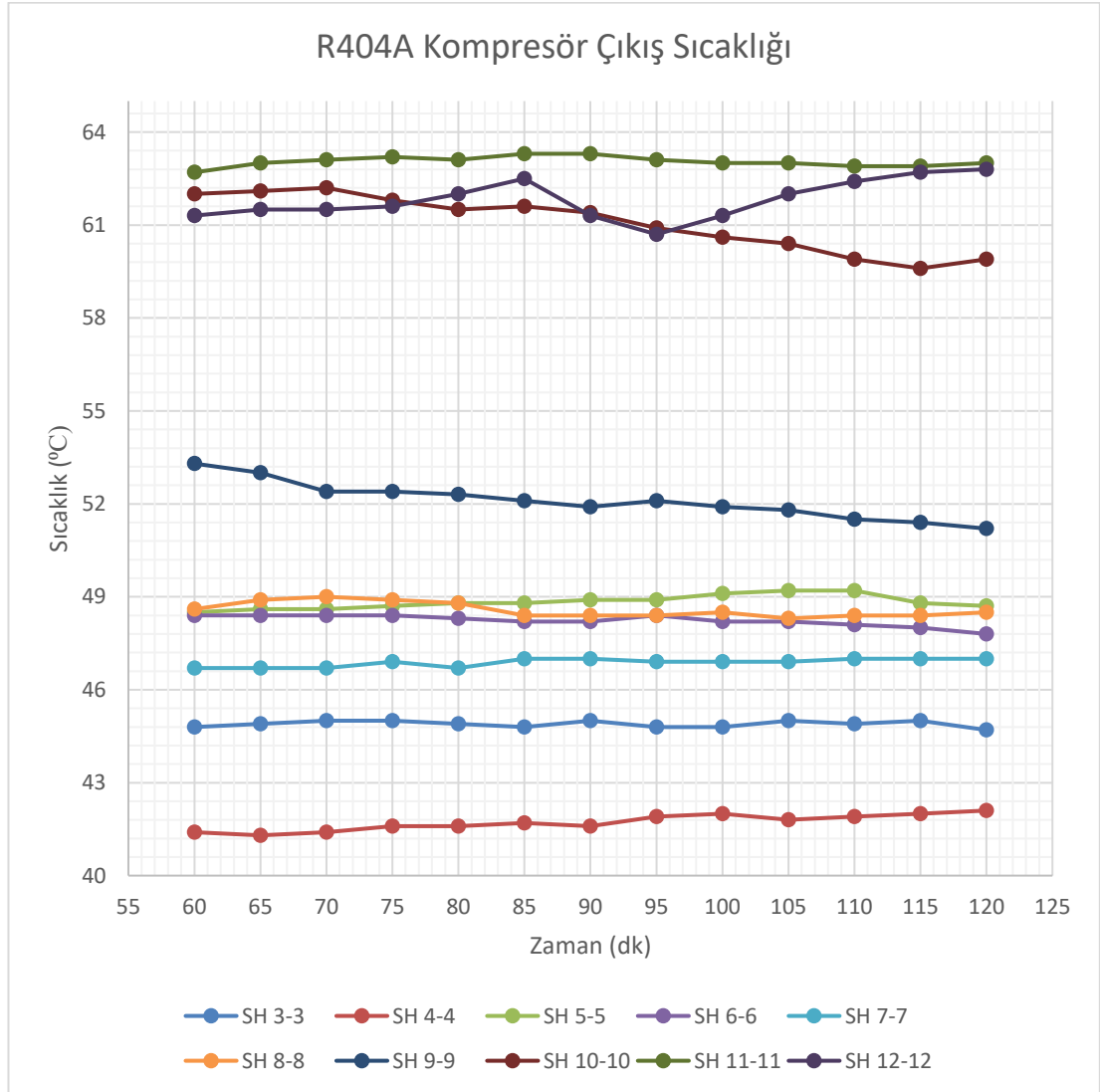
Şekil 5.3. Deneylerin 120 dakikalık enerji tüketimleri (kW).

Elde edilen verilerde, deney sonlarında en yüksek enerji tüketimi SH 4-4 deneyinde olurken (1,943 kW), en düşük enerji tüketimi % 13,8 'lük daha düşük tüketimle SH 9-9 deneyinde (1,675 kW) ölçülmüştür (Şekil 5.3).

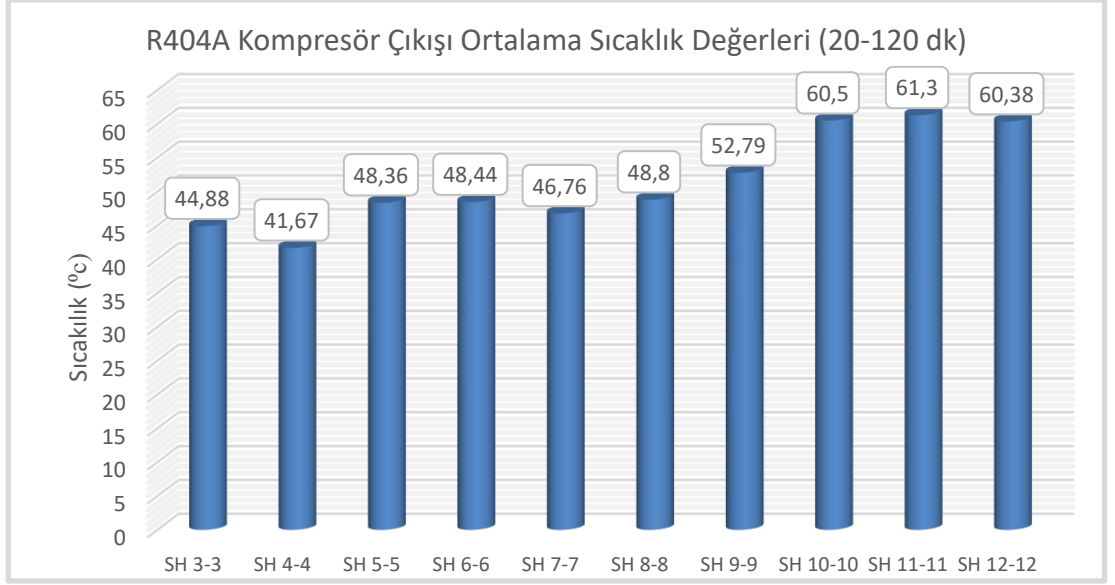
Kompresörlerin enerji tüketiminde, kompresöre giren akışkanın faz hali ve sıcaklığı önemli bir etkidir. Buhar sıkıştırılmalı kompresörlerde giren akışkanın kızgın buhar fazında olması gerekir. Sıvı fazda akışkanın kompresöre girmesi sonucunda, kompresör yağının ısısı düşürek viskozitesi etkilenir. Değişen viskozite sonucunda sürtünmeler ile birlikte enerji tüketimi artacak ve kompresörün kısa zamanda aşınmasına neden olacaktır [14]. Şekil 5.3'deki grafiğe bakıldığında, SH 4-4 ile SH 9-9 deneyleri arasında düzgün bir enerji tüketim eğrisi bulunurken, SH 3-3 ve SH 10-10 deneylerinde bu eğrinin bozulduğu görülmektedir. Bunun nedeni olarak SH 3-3 ve SH 10-10 deneylerinde akışkan fazında veya faz karışımında değişiklikler olduğu öngörülmüştür.

5.3. KOMPRESÖR ÇIKIŞ SICAKLIKLARI

Kompresörün ömrü ve sağlıklı çalışması için giriş-çıkış sıcaklık değerleri oldukça önemlidir. Kompresöre giren akışkan sıcaklığının çok düşük olması sıvı akışkanın kompresöre gitmesine yol açabilir. Bu istenmeyen durum kompresörün çalışmasını zorlayacaktır ve kısa sürelerde arızalara neden olabilmektedir. Aynı şekilde kompresör sıcaklıklarının yüksek olması da kompresör ömrünü azaltan önemli bir faktördür [14].



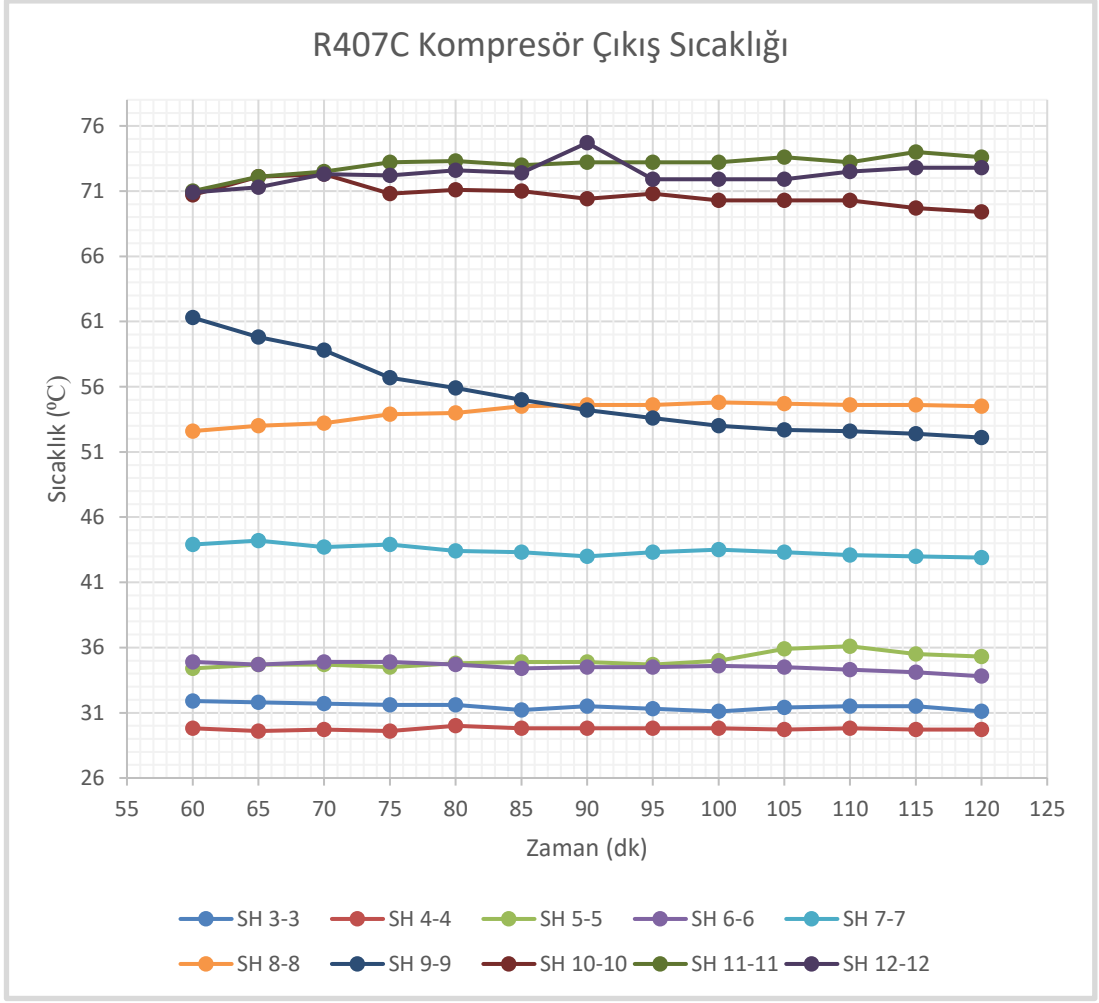
Şekil 5.4. R404A soğutucu akışkanını “Kompresör Çıkış Sıcaklığı / Zaman” grafiği



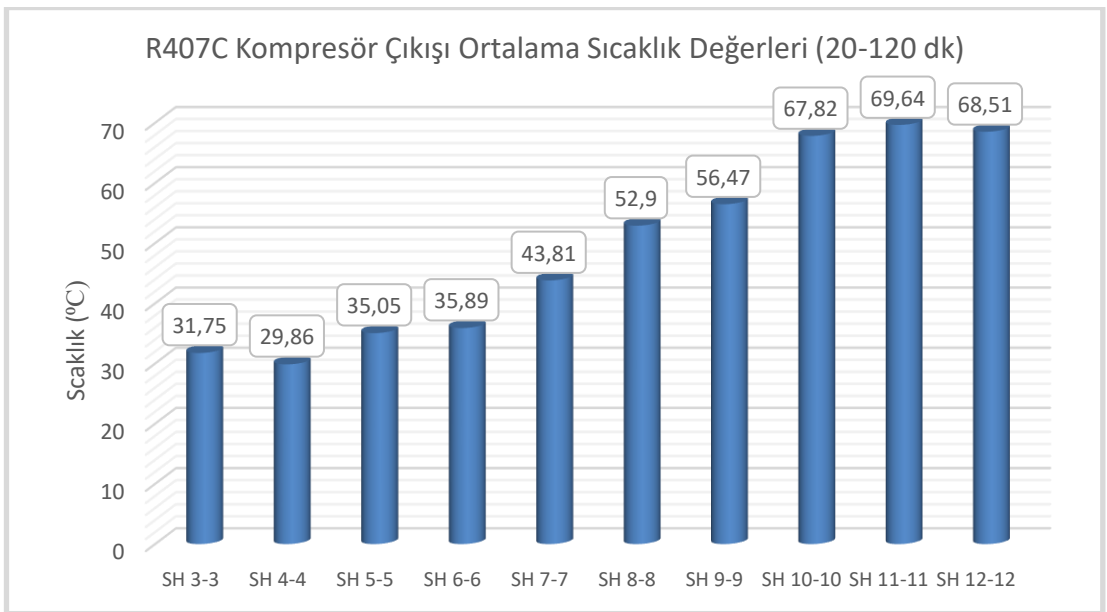
Şekil 5.5. R404A akışkanı kompresör çıkışı ortalama sıcaklıkları

Şekil 5.4 de 60-120 dakika arasında DSD kompresörü çıkış sıcaklıklarındaki değişimler görülmektedir. DSD devresinin en düşük kompresör çıkış sıcaklığına 41,67 °C ortalama ile SH 4-4 deneyinde ulaşılmıştır (Şekil 5.5). SH 3-3, SH 5-5, SH 6-6, SH 7-7, SH 8-8 ve SH 9-9 deneylerinde sırasıyla; 44,88 °C, 48,36 °C, 48,44 °C, 46,76 °C, 48,80 °C ve 52,79 °C, sıcaklık ortalamaları ölçülmüştür.

SH 10-10, SH 11-11 ve SH 12-12 deneylerinde ölçülen; 60,50 °C, 61,30 °C ve 60,38 °C sıcaklık ortalamaları, SH 4-4 deneyine göre % 45-47 daha yüksek olmuştur. Bununla birlikte deneyler arasında DSD kompresörünün aşırı sıcaklık farkları oluşturmadığı ve nominal değerlerde çalıştığı görülmüştür.



Şekil 5.6. R407C soğutucu akışkanı “Kompresör Çıkış Sıcaklığı / Zaman” grafiği.

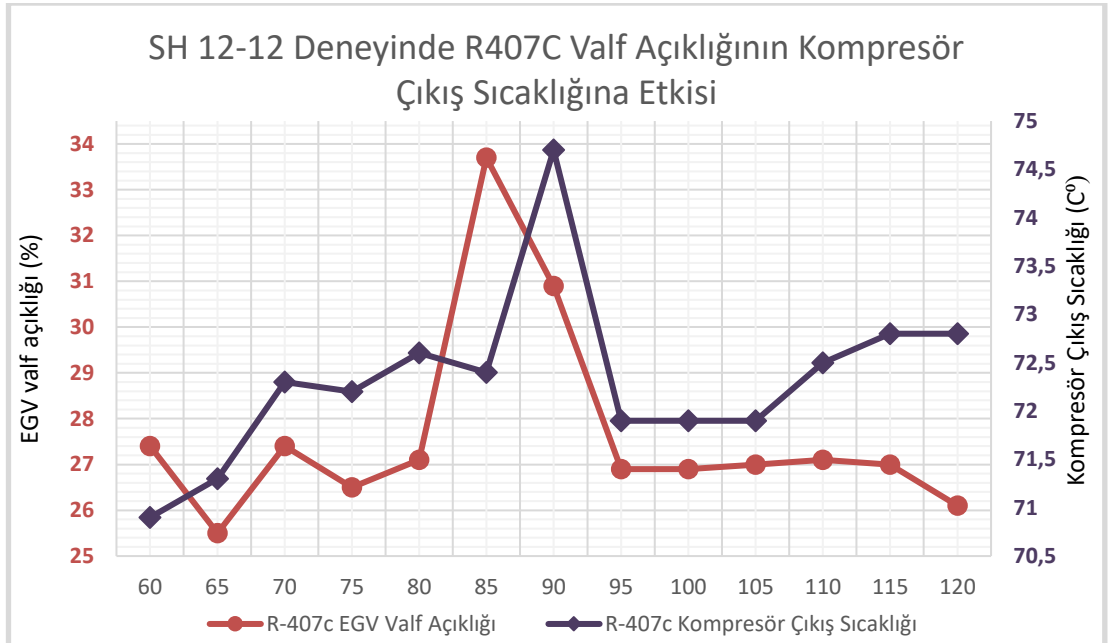


Şekil 5.7. R407C akışkanı kompresör çıkışı ortalama sıcaklıkları.

SH 10-10, SH 11-11 ve SH 12-12 deneylerinde R407C kompresör çıkış sıcaklıklarının 70-75 °C sıcaklıklara ulaştığı görülmüştür. En düşük sıcaklık ortalaması 29,86 °C ile SH 4-4 deneyinde ulaşılmıştır (Şekil 5.7).

Superheat değerlerinin YSD kompresöründe, DSD kompresörüne göre daha yüksek sıcaklık farkları oluşturduğu görülmektedir (Şekil 5.6). Bununla birlikte YSD kompresör sıcaklıkları, superheat derecesine göre daha hızlı ve olumlu tepki vermektedir. Şekil 4.xx. de görüldüğü gibi SH 3-3 ve SH 12-12 deneyleri dışındaki deneylerin kompresör sıcaklıkları ile superheat dereceleri arasında paralel bir eğri bulunmaktadır. SH 3-3’de istenilen superheat derecesine inilememesi ve SH 12-12’de valf açıklıklarının değişken karakterde çalışması (Şekil 5.8) nedeniyle, superheat derecesiyle kompresör sıcaklıklarının paralel bir sonuç vermediği görülmektedir.

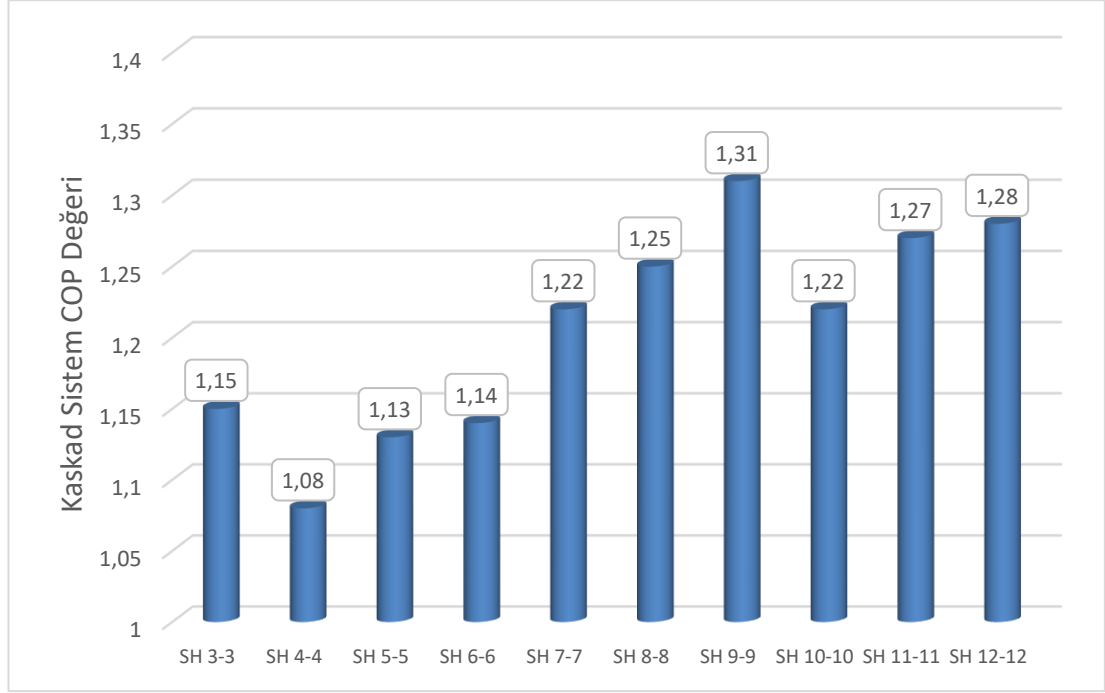
Deney düzeneği stabil hale geldikten sonra kompresör çıkış sıcaklıklarının SH 4-4 de olduğu gibi -29 °C’ ye kadar düşmesi kompresöre sıvı akışkan gitme ihtimalini arttırmaktadır. Bu istenmeyen bir durum olmakla beraber kompresörün çalışmasına ciddi hasarlar verebilir. Bu şartlar altında deney düzeneğinde olduğu gibi kompresöre sıvı akışkan gitmesini engellemek için kesinlikle “Akümülatör” kullanılmalıdır.



Şekil 5.8. SH 12-12 deneyinde R407C elektronik genişleme valfi açıklıklarının kompresör çıkış sıcaklıklarına etkisi

5.4. KASKAD COP DEĞERLERİ

Kaskad deney düzeneğinde yapılan deneylerin karşılaştırmalı COP değerleri Şekil 5.8 de verilmiş olup, COP hesaplamaları için Eşitlik 3.11 kullanılmıştır. COP hesaplamalarında 60-120 dakika arasındaki değerlerin ortalamaları alınmıştır.

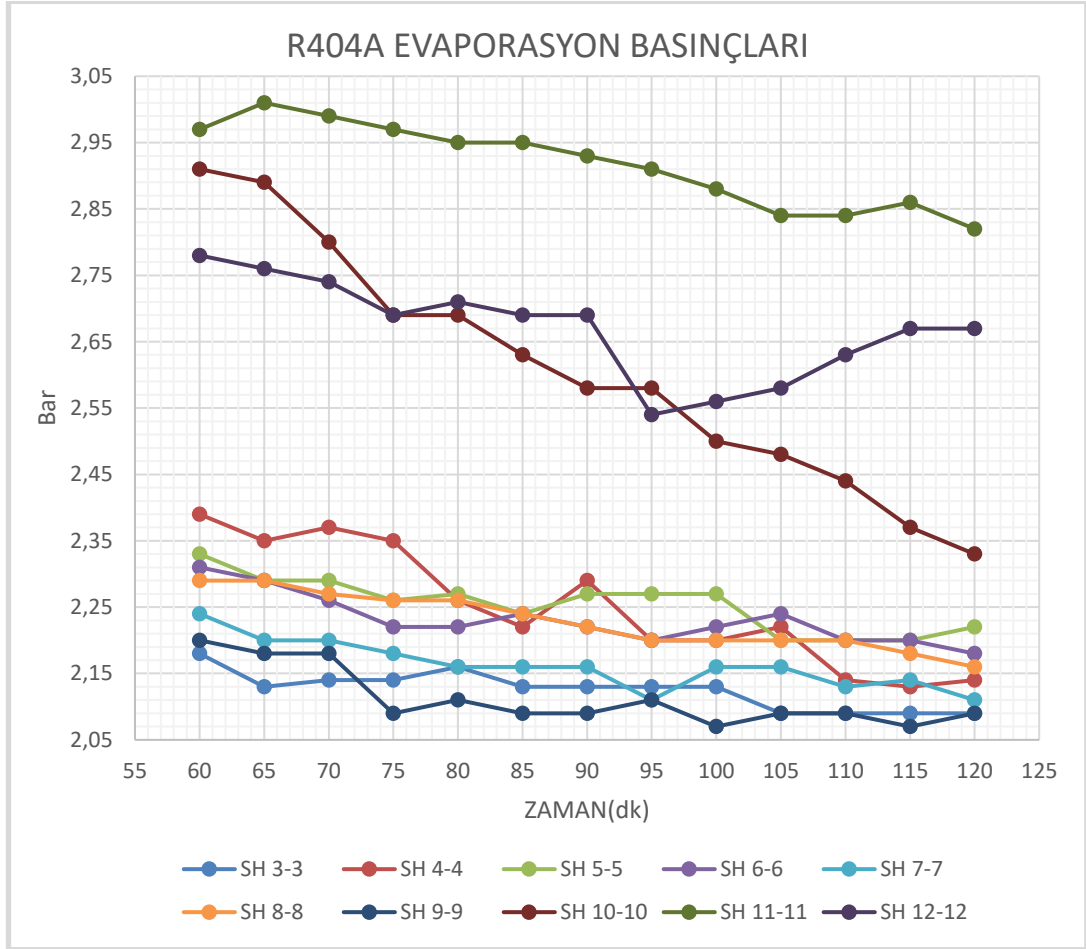


Şekil 5.9. Deneylere göre kaskad çevrimi COP değerleri.

Deneylerden elde edilen veriler ve hesaplamalar sonucunda en yüksek kaskad COP değerine SH 9-9 deneyinde 1,31 değeriyle ulaşılırken, en düşük COP değerine SH 4-4 deneyinde 1,08 değeriyle ulaşılmıştır.

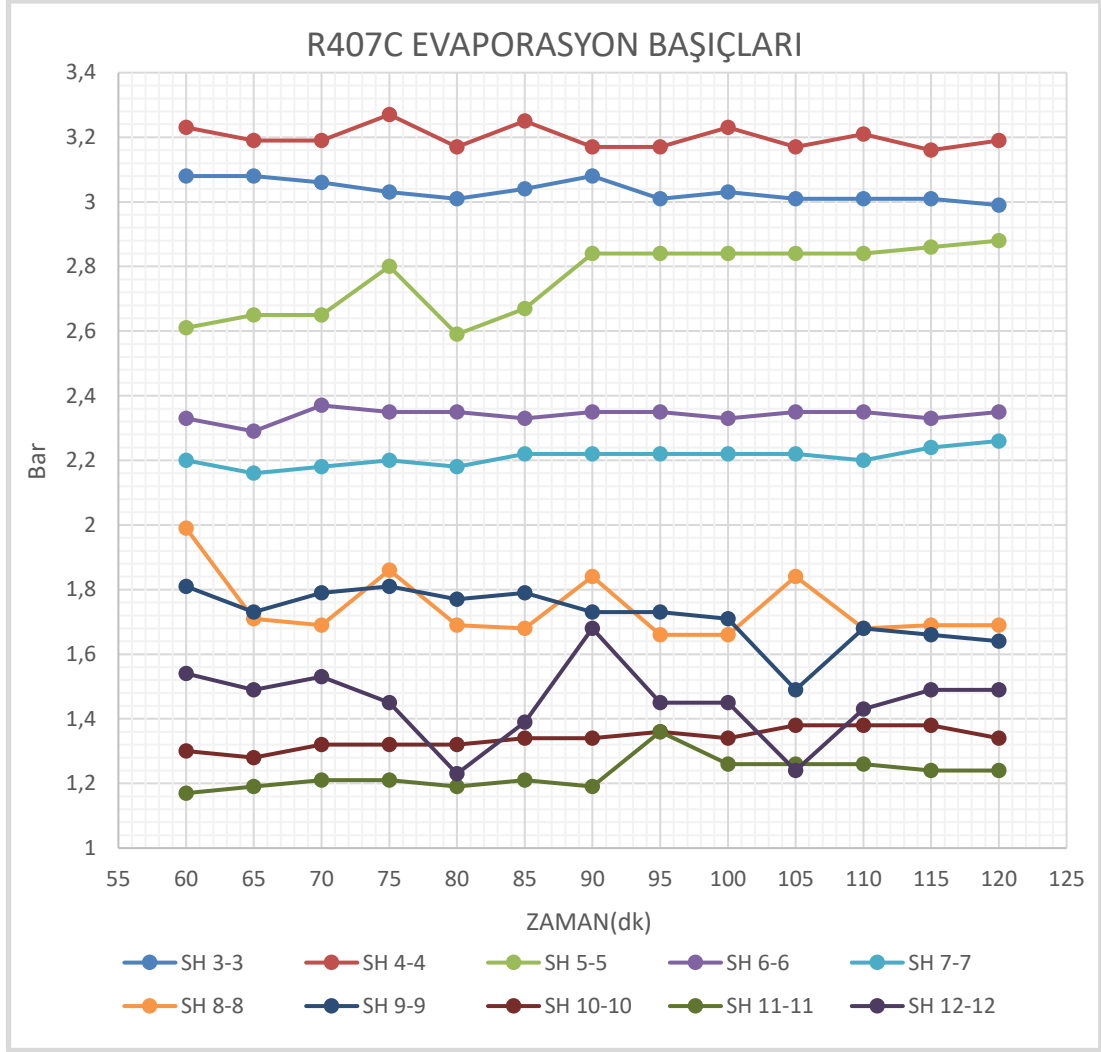
Sh 4-4 deneyi aynı zamanda en düşük soğuk oda sıcaklıklarına ulaşılan değer olmakla beraber diğer deneylerin oda sıcaklıklarıyla paralel olmadığı görülmektedir. SH 9-9 deneyi ise hem -27°C sıcaklığına ulaşması hemde en yüksek COP değerinde olmasıyla verimlilik açısından ön plana çıktığı görülmüştür.

5.5. EVAPORASYON BASINÇLARI



Şekil 5.10. R404A akışkanı “Evaporasyon Basıncı / Zaman” grafiği

Şekil 5.10’da görüldüğü gibi evaporasyon basınçları ile sıcaklık değerleri arasında doğrudan paralellik bulunmaktadır. Basınç eğrilerinde dalgalanmalar olmakla beraber genel olarak bakıldığında basıncın mahal sıcaklığı ile paralel olarak azaldığı görülmektedir. Basınç eğrilerindeki bu dalgalanmalar EGV açıklıkları, ısı değiştiricisindeki ısı transfer oranı ve mahal sıcaklıklarındaki ufak değişikliklerden kaynaklanmaktadır. R404A akışkan basınçları, R407C akışkanına oranla daha geç tepkime vermekle beraber superheat değerlerinin evaporasyon basıncına olan etkisinde farklı olduğu görülmektedir.

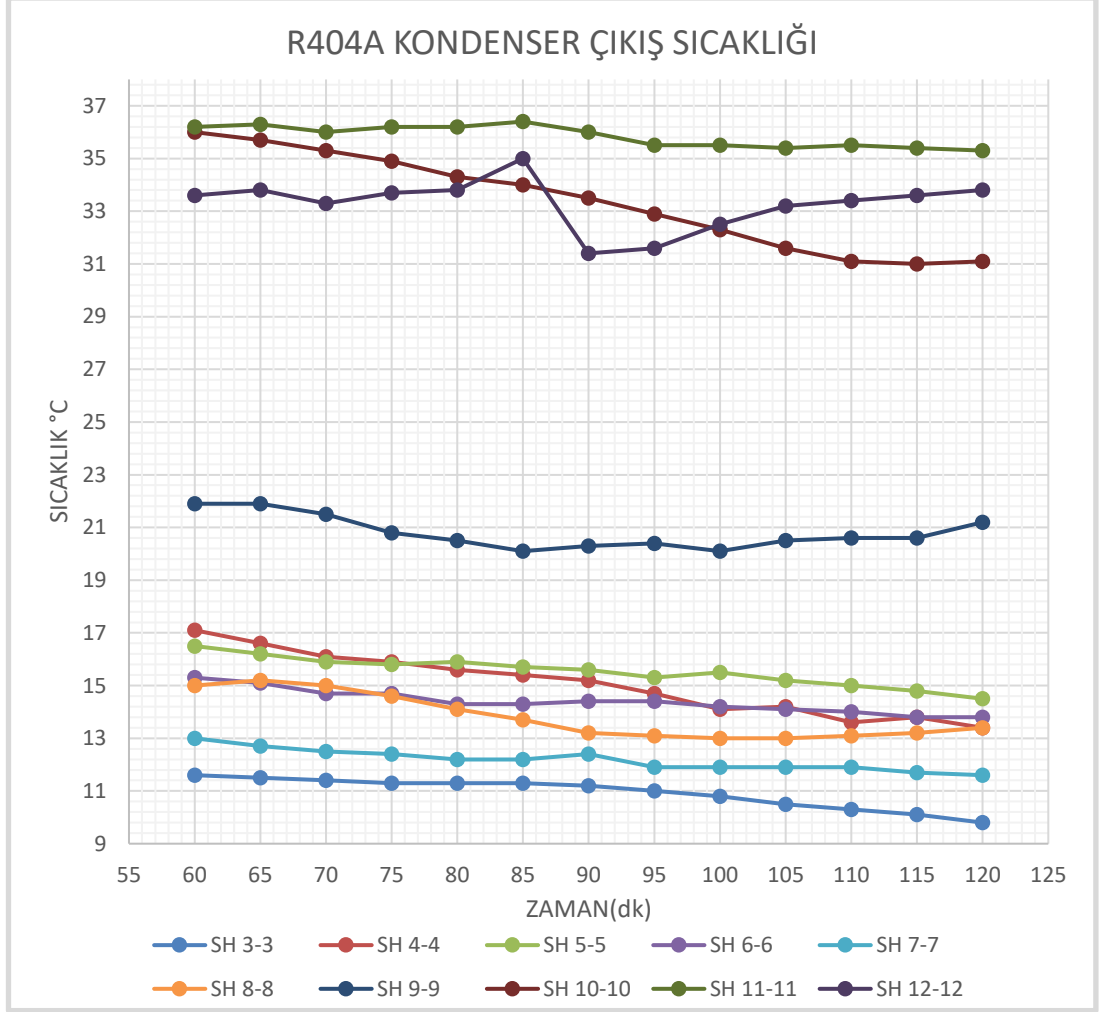


Şekil 5.11. R407C akışkanı “Evaporasyon Basıncı / Zaman” grafiği

R407C soğutucu akışkanında, R404A soğutucu akışkanından farklı olarak superheat değeri ile evaporasyon basıncı arasında ters orantı olduğu görülmektedir (Şekil 5.11). Bu durum, akışkanların termodinamiksel özellik farklılıklarından ve akışkan debilerindeki azalmadan kaynaklanmaktadır. Superheat değerleri arttıkça akışkan debileri azalmaktadır. Bunun sonucunda ısı değiştiricisindeki ısı transferinde azaldığı tespit edilmiştir. Ayrıca yapılan ön testlerde, R407C akışkanı evaporasyon basıncının, dış ortam iklim şartlarından oldukça etkilendiği tespit edilmiştir. Bu nedenle deneylerin birbirine en yakın ortam şartlarında yapılmasına titizlikle özen gösterilmiştir.

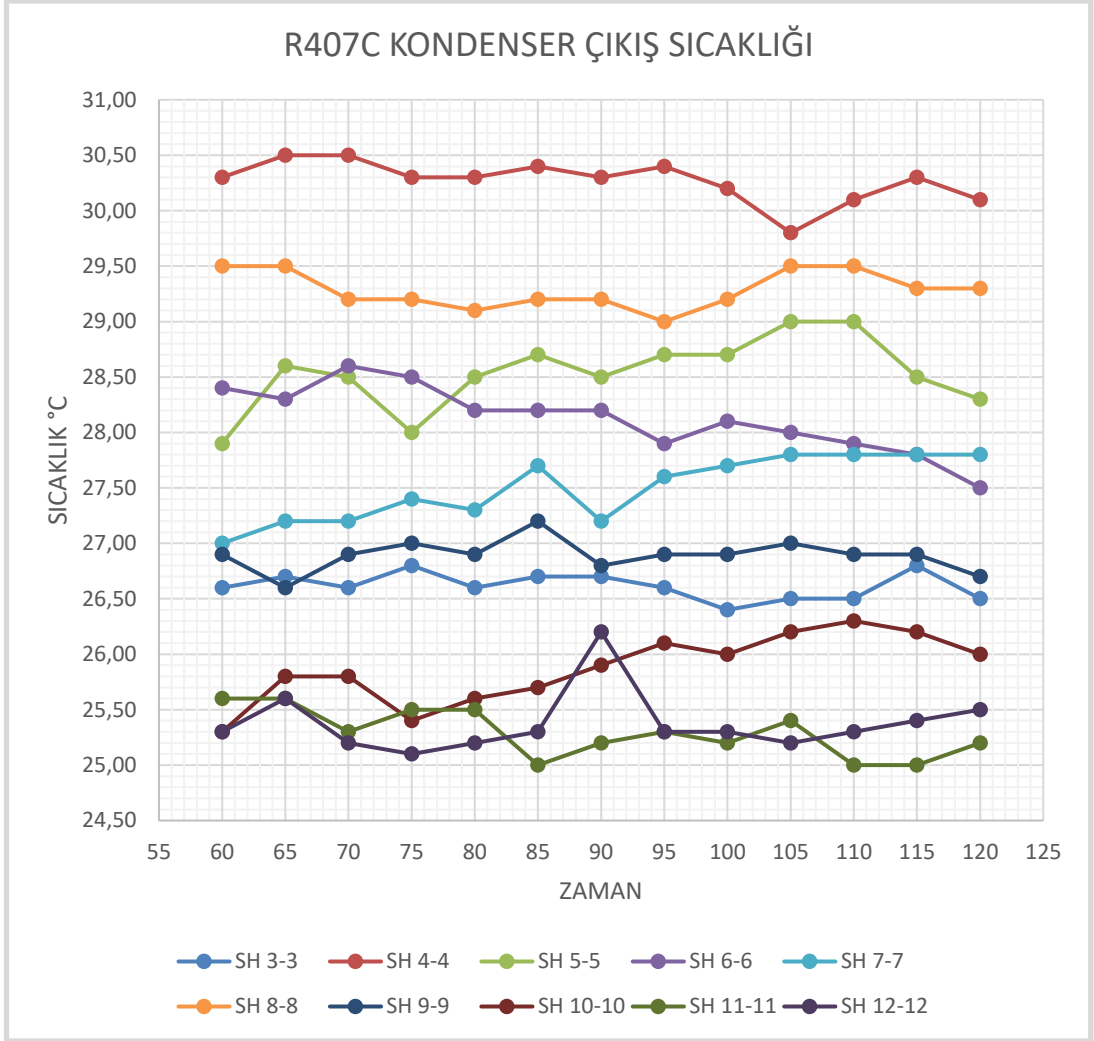
5.6. KONDENSER ÇIKIŞ SICAKLIKLARI

Kondenser sıcaklık ölçümleri; R404A akışkanında ısı değiştiricisi çıkışından, R407C akışkanında ise kaskad kondenseri çıkışından alınmıştır.



Şekil 5.12. R404A akışkanını “Kondenser Çıkış Sıcaklığı / Zaman” grafiği

R404A ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıklarında; ısı transfer oranı, akışkanların anlık termodinamik özellikleri, kompresör sıcaklıkları, evaporasyon sıcaklığı gibi bir çok etmen bulunmaktadır. Bununla birlikte ısı değiştiricisi çıkış sıcaklıklarının, soğuk oda sıcaklığı ile doğrudan bir bağlantısı olmadığı ve ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı transfer miktarı ile bağlantılı olduğu açıkça görülmektedir.



Şekil 5.13. R407C akışkanı “Kondenser Çıkış Sıcaklığı / Zaman” grafiği

Şekil 5.12 ve Şekil 5.13’de soğutucu akışkanların kondenser çıkış sıcaklıkları verilmektedir. R404A ve R407C kondenser çıkış sıcaklıkları arasında doğru orantılı bir bağ bulunmadığı görülmüştür. EGV açıklıklarının kısılmasıyla artan superheat derecelerinde akışkan debisi ile birlikte ısı transfer miktarıda azalmaktadır. Bundan dolayı R404A akışkanında, superheat derecesi artarken akışkan debisinin düşmesi ve ısı atamaması sonucunda kondenser çıkış sıcaklığıda artmaktadır. R407C akışkanında da artan superheat değerleri ile birlikte akışkan debisi düşmekte ve ısı değiştiricisindeki ısı transfer oranı azaldığı için kondenser çıkış sıcaklıklarının düştüğü tespit edilmiştir. Kondenser çıkış sıcaklıklarının evaporasyon basınç değerlerinde olduğu gibi ısı değiştiricisi ısı transfer miktarı ile bağlantılı olduğu tespit edilmiştir.

BÖLÜM 6

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

6.1. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında bir kaskad buhar sıkıştırırmalı deney düzeneği imal edilmiş ve superheat değerleri ile ilgili deneyler yapılmıştır. DSD ve YSD devresinin superheat değerleri eşit olacak şekilde 3-12 °C arası superheat değerlerinde toplam 10 farklı deney alınmıştır. Superheat değerleri dışında bütün sistem parametreleri sabit tutulmuştur. Deneyler birbirine çok yakın ortam-iklim şartları altında günün aynı saatlerinde ve günde bir deney olacak şekilde yapılmıştır.

Kaskad çevrimlerin kararlı hale gelmesi oldukça uzun sürebilmektedir. Yapılan deneylerde deney düzeneğinin küçük, ısı yükünün az olması nedeniyle çevrimin 50 ila 80 dakika arasında kararlı hale geldiği görülmüştür. Bu nedenle deney verileri 60-120 dakika arasında karşılaştırılmıştır. Deneylerde YSD'nin superheat değerlerine daha hızlı ulaştığı ve daha kararlı olduğu görülmüştür.

120 dakikalık deney sonuçlarında en düşük mahal sıcaklığına -29,03 °C ile SH 4-4 deneyinde ulaşılmıştır. Diğer deneylerde ise 120 dakikanın sonunda, düşük sıcaklıktan yüksek sıcaklığa doğru sırasıyla; SH 9-9 deneyinde -27,26 °C, SH 3-3 deneyinde -27,07 °C, SH 7-7 deneyinde -25,83 °C, SH 6-6 ve SH 5-5 deneyinde -25,06 °C, SH 10-10 deneyine -22,75 °C, SH 12-12 deneyinde -19,46 °C ve SH 11-11 deneyinde -18,24 °C olarak mahal sıcaklık değerlerine ulaşılmıştır.

120 dakikalık deney sürelerinde en yüksek enerji tüketimi SH 4-4 deneyi ile 1,943 kW olurken, en düşük enerji tüketimi % 13,8 'lük daha düşük tüketimle SH 9-9 deneyinde 1,675 kW olduğu görülmüştür. Bu sonuçlar ile birlikte superheat değerlerinin enerji tüketiminde ciddi bir rol oynadığı görülmektedir.

Deney verilerinin karşılaştırıldığı 60-120 dakikaları arasında her iki kompresöründe çıkış sıcaklıklarının ortalaması hesaplanmıştır. YSD kompresörü çıkış sıcaklıklarının superheat değerlerinden daha fazla etkilendiği görülmüştür. YSD kompresörü sıcaklık ortalamaları deneylere göre 29 °C ile 70 °C arasında değişiklik göstermiştir. Bu sıcaklık farklarının yüksek olması ve kompresöre sıvı akışkan gitme ihtimalinin de yüksek olmasından dolayı, kaskad çevrimlerinde kesinlikle her iki çevrimde de accumulatör (sıvı tutucu) kullanılması gerektiği görülmüştür.

COP değerlerine; en yüksek SH 9-9 deneyinde 1,31 ile ulaşılırken, en düşük değere SH 4-4 deneyinde 1,08 ile ulaşılmıştır. Sh 4-4 deneyi aynı zamanda en düşük soğuk oda sıcaklıklarına ulaşılan değer olmakla beraber diğer deneylerin oda sıcaklıklarıyla COP değerlerinin paralel olmadığı görülmektedir. Bu nedenle ideal superheat değerlerini belirlemek için, tek bir değer yeterli olmadığı ve bütün sistem parametrelerinin karşılaştırılarak seçilmesi gerektiği görülmektedir.

DSD akışkanının evaporasyon basıncı ile soğuk oda sıcaklığı arasında doğrudan bir bağ bulunurken YSD akışkanına göre daha geç tepki verdiği tespit edilmiştir. Ayrıca R404A ve R407C evaporasyon basınçlarının superheat değerlerine farklı tepkiler verdiği ve ideal superheat değerlerinin de farklı olacağı görülmüştür.

Soğuk oda sıcaklığının, kondenser çıkış sıcaklıkları ile direk bağlantılı olmadığı fakat kondenserde atılan ısı miktarı ile doğru bağlantılı olduğu görülmüştür. YSD akışkanı dış ortam sıcaklığından daha fazla etkilenirken, DSD akışkanının en çok ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı transfer oranından etkilendiği tespit edilmiştir. Bundan dolayı DSD akışkanının daha geç ve daha küçük tepkiler verdiği görülmüştür.

Enerji tüketimi, mahal sıcaklığı, kompresör çıkış sıcaklığı ve COP değerleri göz önüne alındığında, SH 9-9 deneyi ile 9 °C superheat değerinin daha ideal veriler ortaya koyduğu görülmüştür.

6.2. ÖNERİLER

Elde edilen sonuçlara göre superheat değerlerinin kaskad soğutma çevrimlerinde; verim, enerji tüketimi ve sıcaklık değerlerini ciddi şekilde etkilediği görülmüştür. Bu sisteme ek olarak her iki çevrimin ayrı ayrı ideal superheat derecelerinin bir otomasyon sistemi yardımıyla tespit edilmesi çevrim verimini daha fazla arttırılabilir. Aynı zamanda bu çalışmanın farklı soğutucu akışkanlar ile karşılaştırılarak akışkanların ideal superheat dereceleri arasında fark olup olmadığı tespit edilebilir.

Kaskad çevriminde DSD'nin kararlı hale gelme süresini azaltmak ve istenilen mahal sıcaklıklarına daha hızlı gelebilmek için ısı değiştiricisinde çeşitli geliştirmeler yapılabilir. Bu kapsamda kaskad soğutma çevrimi ısı değiştiricisi üzerine karşılaştırmalı bir çalışma yapılması ve en verimli ısı değiştiricisi çeşidi ve metodunun tespit edilmesi yararlı olacaktır.

KAYNAKLAR

1. Qi, Q. and Chan, M.Y., "Improving Degree Of Superheat Control İn A Direct Expansion (Dx) Air Conditioning (A/C) System", *International Journal of Refrigeration*, 33: 125-134 (2010).
2. İnternet: Waelkens, M., "Sagalassos", <https://www.aktuelarkeoloji.com.tr/sagalassos483334> (2020).
3. Sür, A., "Karstik Yerşekilleri Ve Türkiye'den Örnekler", *Ankara Üniv. DTCF Türkiye Coğrafyası Araştırma ve Uygulama Merkezi Coğrafya Araştırmaları Dergisi*, 3: 1-28 (1994).
4. Türkmen, M. N., "Osmanlı Devleti'nde Saray İhtiyaçlarının Karşılanması: "Kar ve Buz Temini"", *Gazi Akademik Bakış Dergisi*, 4: 8 (2011).
5. Shatchman, T., "Absolute Zero and the Conquest of Cold", *1st Mariner Books Boston*, 32-74 (2000).
6. Chisholm, H., "Cullen William", *Encyclopædia Britannica, Cambridge University Press*, 7: 616-617 (1911).
7. Khalilzadeh, S. and Sarhaddi, F., "Reducing The Power Consumption Of Cascade Refrigeration Cycle By A New İntegrated System Using Solar Energy", *Energy Conversion and Management*, 200: 37-49 (2019).
8. Llopis, R. and Catalan-Gil, J., "Effects Caused By The İnternal Heat Exchanger At The Low Temperature Cycle İn A Cascade Refrigeration Plant", *Applied Thermal Engineering*, 103: 1077–1086 (2016).
9. Wang, W. and Cao,F., "The İntermediate Temperature Optimization For Cascade Refrigeration System And Air Source Heat Pump Via Extreme Seeking Control", *International Journal of Refrigeration*, 117: 150–162 (2020).
10. Massucheto, L. H. P. and Angelo, J., "Thermodynamic Performance Evaluation Of A Cascade Refrigeration System With Mixed Refrigerants: R744/R1270, R744/R717 And R744/Re170", *International Journal of Refrigeration*, 106: 201–212 (2019).

11. İnternet: Wang, H. and Cao, F., “Experimental Investigation On The Pull-Down Performance Of A -80°C Ultra-Low Temperature Freezer”, *International Journal of Refrigeration*, S0140-7007(20)30186-9, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.04.030> (2020).
12. Sun, Z. and Guo, Z., “Comparative Analysis Of Thermodynamic Performance Of A Cascade Refrigeration System For Refrigerant Couples R41/R404a And R23/R404a”, *Applied Energy*, 184: 19–25 (2016).
13. Dalkılıç, A.S., “Theoretical Analysis On The Prediction Of Performance Coefficient Of Two-Stage Cascade Refrigeration System Using Various Alternative Refrigerants”, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 32-1: 67-79 (2012).
14. Atalay, H., “R290(Propan) Ve R600(N-Bütan) Soğutucu Akışkanların Kullanıldığı Ardışık İki Kademeli (Kaskad) Bir Soğutma Sisteminin Optimum Çalışma Parametrelerinin Belirlenmesi”, *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen Ve Mühendislik Dergisi*, 21-63: 775-791 (2019).
15. Cimşit, C., “Thermodynamic Analysis Of Vapour Compression-Absorption Two Stage Refrigeration Cycle”, *Karaelmas Fen ve Müh. Dergisi*, 8-1: 218-226 (2018).
16. Rupesh, P.L. and Misra, R.D., “Experimental And Computational Evaluation Of Temperature Difference Of A Cascade Condenser Of R134a-R23 Cascade Refrigeration System”, *2015 International Conference on Smart Technologies and Management*, 659-663, Hindistan. (2015)
17. Yin, X. and Cai, W., “Energy-Efficiency-Oriented Cascade Control For Vapor Compression Refrigeration Cycle Systems”, *The International Journal, Energy*, 116: 1006-1019 (2016).
18. Campbell, A. and Missenden, J.F., “A Refrigeration System For Using Natural Refrigerant CO_2 ”, *International Journal of Low Carbon Technologies*, 2: 65-79 (2006).
19. Ceylan, M., “Kademeli Soğutma Sistemlerinde Makine Tasarımı” Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (2002).
20. Menlik, T., “Alternatif Akışkanlı İki Kademeli Soğutma Sisteminin Tasarımı, İmali Ve Performans Deneyleri”, Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (2005).
21. Bayrakçı, H. and Akdağ, A.E., “Aynı Soğutma Yuku İçin CO_2 ‘Li Isı Pompalarının Enerji Sarfiyatlarının Karsılaştırılması”, *Teknolojik Araştırma Bildirisi*, 33-38 (2010).
22. Rehman, J. and Zubair, S.M., “Design And Rating Of A Two-Stage Vapor-Compression Refrigeration System”, *Energy*, 12: 867-878 (1998).

23. Kılıçarslan, A., "An experimental investigation of a different type vapor compression cascade refrigeration system", *Applied Thermal Engineering*, 24: 2611–2626 (2004).
24. Kaynaklı, Ö. and Yamankaradeniz, R., "Absorbsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Eşanjörlerin Sistemin Performansına Etkisi", *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 8-1: 111-120 (2003).
25. Kızıllan, Ö., "Kompresörlü Soğutma Sistemlerinde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Aşırı Kızdırma Ve Aşırı Soğutma Etkisinin Termodinamik Yönden İncelenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Isparta, 13-14 (2004).
26. Özkaymak, M., "Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinde Aşırı Kızdırma Ve Aşırı Soğutma Eşanjörlerinin Termo-Ekonomik Optimizasyonu", Doktora Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (1998).
27. Özkaymak, M., and Özkaya, M.G. "Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sisteminde Alternatif Soğutucu Akışkan Kullanılarak Termoekonomik Optimizasyon", *e-Journal of New World Sciences Academy*, 5 (2): 381-398 (2010).
28. Uysal, E., "Soğuk Depo Uygulamasında En Uygun Aşırı Kızdırma (Superheat) Değerinin Deneysel Olarak Belirlenmesi", Yüksek Lisans Tezi, *Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Karabük, (2018).
29. Özkaya, M., and Gedik, B., "Ev Tipi Soğutucularda Farklı Soğutucu Akışkanların Performanslarının Deneysel İncelenmesi", *TÜBAV Bilim Dergisi*, 2 (1): 1-9 (2009).
30. Qi, Q. and ve Chan, M.Y., "Improving Degree Of Superheat Control İn A Direct Expansion (Dx) Air Conditioning (A/C) System", *International Journal of Refrigeration*, 33: 125-134 (2010).
31. Usta, H., and Kırmacı, V., "R404a/R508b Soğutucu Akışkan Çiftinin Kademeli Soğutma Sistemindeki Performansının Deneysel İncelenmesi", *Politeknik Dergisi*, 9 (1): 13-19 (2006).
32. Çengel, Y. A. and Boles, M. A., "Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik", *Güven Bilimsel İzmir Güven Kitabevi*, İzmir, 611-660 (2008).
33. Özkol, N., "Uygulamalı Soğutma Tekniği", *TMMOB Makine Mühendisleri Odası*, 115: 112-145 (1999).
34. İnternet: Bulgurcu, H., "Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimleri", http://deneysan.com/Content/images/documents/sogutmacevrimleri_97866787.pdf (2015).

35. İsa, K. and Onat, A., "İklimlendirme ve Soğutma Sistemlerinde Enerji Verimliliği", *Doğan Yayıncılık*, İstanbul, 40-76 (2012)
36. İnternet: Karabulut, H., "Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemi Elemanları Ders Notu" *Harran Üniversitesi Mühendislik Fakültesi*, <http://eng.harran.edu.tr/~hbulut/Elementlar.pdf> (2010).
37. Çakır, U. and Çomaklı, K., "Mevcut Soğutucu Akışkanlar Ve Alternatifleri", **X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi**, 1079-1087 (2011).
38. Çomaklı, K. and Bakırcı, K., "Soğutma/Isıtma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar Ve Alternatifleri", *Mühendis ve Makine Dergisi*, 47 (562): 33-45 (2006).
39. BITZER Kuhlmaschinenbau GmbH, "Refrigerant Report 20", *Refrigerant, Bitzer International*, Sindelfingen, 3-9 (2019).
40. Koyun. T. and Acar. M., "Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar Ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri" *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88: 46-53 (2005).
41. İnternet: Ekin Endüstriyel, "Lehimli Isı Eşanjörü Ürün Kataloğu", <https://ekinendustriyel.com/Admin/Kataloglar/Link?i=75&t=d&l=t>, (2019).
42. İnternet: Emerson Climate, "Ec2 Display Case Controllers", http://frigopolska.pl/upload/dok/EN_EC2__Electronic_Case_Controller-35018.pdf, 3-9 (2005).
43. İnternet: Ordell, "Udl 200 Veri Toplayıcı", <https://ordel.com.tr/tr/urunler/veri-toplayicilar/udl200> (2020).

ÖZGEÇMİŞ

Talha Aydınli, 1993 yılında İstanbul'da doğdu. İlk-Orta öğretimini İstanbul Sultan Fatih İlköğretim okulunda tamamladı. İstanbul Akşemsettin Anadolu Lisesi'nden 2011 yılında mezun oldu. 2012 yılında Karabük Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü'nde lisans öğrenimine başlayıp 2017 yılında başarıyla mezun oldu. Mezuniyetinin hemen ardından Karabük Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı. Yüksek lisans eğitimine devam ederken 2018 yılında İstanbul Yeni Havalimanı'nda, Telemobil firmasının VRF Klima Sistemleri Mekanik Saha Mühendisi olarak göreve başladı. 2019 yılında Mitsubishi Electric çözüm ortağı olan, Aysberg Mühendislik firmasında, Satış Sonrası Hizmetler Mühendisi olarak göreve başladı. Aynı zamanda 2019 yılında Kastamonu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İş Sağlığı ve Güvenliği Uzaktan Eğitim Yüksek Lisans eğitimine başlamıştır. Talha Aydınli, halen sözü geçmekte olan programlardaki Yüksek Lisans eğitimlerine devam etmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Merkez Mah. Fahri Korutürk Cad. 74/7

EYÜPSULTAN / İSTANBUL

Tel : 0553 185 9770

E-posta : talha_ayd@hotmail.com