İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AMONYAKLI SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tugay ALTUNACAR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

25 HAZİRAN 2020

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AMONYAKLI SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIMI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tugay ALTUNACAR
(503171140)

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. İ. Cem PARMAKSIZOĞLU

25 HAZİRAN 2020

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503171140 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Tugay ALTUNACAR, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "Amonyaklı Soğutma Sistemi Tasarımı" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. İ. Cem PARMAKSIZOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Seyhan ONBAŞIOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Hakan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 15 Haziran 2020
Savunma Tarihi : 25 Haziran 2020

Eğitim hayatım boyunca desteklerini esirgemeyen aileme,

ÖNSÖZ

Çevre dostu olması ve verimli sistemler sunması sebebiyle amonyak bu çalışmada soğutma sisteminde akışkan olarak kullanılmış ve bu hususta amonyaklı soğutma sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarımda kullanılan elemanlar hakkında bilgiler verilmiş ve teorik-deneysel kıyaslamalarla çalışma tamamlanmıştır.

Yüksek lisans tez çalışmam için imkanlarını sunarak bana destek olan ve bu çalışmanın gerçekleşmesinde katkıları bulunan AYTEK Soğutma Sistemleri'ne, soğutma sektöründeki deneyimleriyle fikirler sunan Sn. Emren AÇICI, tasarım ile alakalı teknik katkılarından ötürü Sn. Ercan ALTUNDAL, sistemin çalışma prensibi ve deneysel prosedür ile alakalı görüşlerini aktaran Sn. Aşkın ŞAHİN, ölçüm aletlerinin işlevleri ile alakalı bilgilerini paylaşan Sn. Şaban KARADENİZ başta olmak üzere, tüm teknisyen ve çalışma arkadaşlarıma teşekkürü bir borç biliyor ve şükranlarımı sunuyorum.

Yüksek lisans hayatım ve tez çalışmalarım süresince bilgi ve tecrübelerini aktararak desteklerini esirgemeyen ve fikirler veren tez danışmanım Prof. Dr. İsmail Cem PARMAKSIZOĞLU'na ve deneysel çalışma olanağı sağlayan Prof. Dr. Seyhan ONBAŞIOĞLU'na teşekkürlerimi ve şükranlarımı sunarım.

Bugünlere gelmemde maddi ve manevi desteklerini bir an için eksik etmeyen, her daim yanımda olan çok değerli aileme en içten hislerimle teşekkür ederim.

Haziran 2020

Tugay ALTUNACAR
(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
SEMBOLLER ..... **xiii**
TABLO LİSTESİ ..... **xv**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xvii**
GRAFİK LİSTESİ ..... **xxi**
ÖZET ..... **xxiii**
SUMMARY ..... **xxv**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Soğutmanın Tarihçesi 1
1.2 Soğutucu Akışkanlar ve Bazı Kavramlar 5
1.2.1 Soğutucu akışkan olarak amonyak 12
1.3 Tezin Amacı 15
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI **17**
3. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİ ve DENEY TESİSATI **51**
3.1 İdeal Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi 51
3.2 Gerçek Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi 52
3.3 Amonyaklı Soğutma Sistemi Tasarımı 53
3.4 Soğutma Sistemindeki Ana Elemanlar 56
3.4.1 Kompresörler 56
3.4.1.1 Kompresöre ait yağlama yağının incelenmesi 59
3.4.2 Isı değiştiricileri 61
3.4.3 Kısılma vanası 64
3.5 Soğutma Sistemindeki Yardımcı Elemanlar 65
3.5.1 Yağ ayırıcı 65
3.5.2 Sıvı deposu 66
3.5.3 Filtre-Kurutucu 67
3.5.4 Gözetleme camı 68
3.5.5 Sıvı ayırıcı 69
3.5.6 Vanalar 69
3.5.6.1 Sıcaklık kontrollüsu vanası 70
3.5.6.2 Selenoid vana 70
3.5.6.3 Çek vana 70
4. TERMODİNAMİK HESAPLAR ve PROGRAM ÇÖZÜMLEMELERİ **73**
4.1 Kütlenin Korunumu 74
4.2 Enerjinin Korunumu 75
4.3 Ekserji Yıkımı 75
4.4 Volümetrik Verim 77
4.5 Kompresere ait Veriler 78

4.5.1 Soğutma kapasitesi 81
4.5.2 Kompresör tarafından çekilen güç 82
4.5.3 Soğutma etkinlik katsayısı(COP) 82
4.5.4 Kütle debisi 83
4.6 CoolPack Programı ile Çözümleme 84
4.6.1 CoolPack ile aşırı ısıtma ve soğutma etkisinin gözlenmesi 88
4.6.1.1 Aşırı ısıtma ve soğutmanın olmadığı durum 88
4.6.1.2 Yalnız aşırı ısıtmanın olduğu durum 89
4.6.1.3 Yalnız aşırı soğutmanın olduğu durum 90
4.6.1.4 Aşırı ısıtma ve soğutma durumlarının etkilerinin yorumlanması 91
4.6.2 CoolPack ile ekserji analizi 93
5. DENEYLER 95
5.1 Deneyin Amacı 95
5.2 Deneyler 95
5.3 Yeğin Özeliklerin Belirlenmesi 97
5.4 Belirsizlik Analizi 100
5.5 Deneysel ve Teorik Sonuçların Karşılaştırılması 101
5.5.1 Kompresör tarafından çekilen güç ve volümetrik verim 101
5.5.2 Soğutma kapasitesi 104
5.5.3 Soğutma etkinlik katsayısı 106
5.5.4 Ana elemanlar üzerinden akışkan miktarını gözlemleme 108
5.6 Ölçümler Üzerinden Ekserji Verimi 109
6. SONUÇ VE ÖNERİLER 113
KAYNAKLAR 115
ÖZGEÇMİŞ 119

KISALTMALAR

CFC **:** Kloroflorokarbonlar
HCFC **:** Hidrokloroflorokarbonlar
HFC **:** Hidroflorokarbonlar
HC **:** Hidrokarbonlar
ODP **:** Ozon Tüketme Potansiyeli
GWP **:** Küresel Isınma Potansiyeli
TEWI **:** Toplam Eşdeğer Isınma Etkisi
COP **:** Soğutma Etkinlik Katsayısı
R717 **:** Amonyak
PLC **:** Programlanabilir Mantık Devresi

SEMBOLLER

$\dot{m}_{komp}$: Kompresörden geçen kütle debisi

$\dot{m}_{yoğ}$: Yoğuşturucudan geçen kütle debisi

$\dot{m}_{TXV}$: Kısılma vanasından geçen kütle debisi

$\dot{m}_{buh}$: Buharlaştırıcıdan geçen kütle debisi

$\dot{W}_{komp}$: Kompresör tarafından çekilen güç

$\dot{Q}_{yoğ}$: Yoğuşturucu kapasitesi

$\dot{Q}_{buh}$: Soğutma kapasitesi

I_{komp} : Kompresördeki ekserji yıkımı

$I_{yoğ}$: Yoğuşturucudaki ekserji yıkımı

I_{TXV} : Kısılma vanasındaki ekserji yıkımı

I_{buh} : Buharlaştırıcıdaki ekserji yıkımı

I_{toplam} : Toplam ekserji yıkımı

η_{I} : İkinci yasa verimi

η_{v} : Volümetrik verim

s_{s} : Ölü nokta stroku

s_{h} : Tüm strok

V_{h} : Silindir süpürme hacmi

V_{s} : Ölü noktada silindir emiş hacmi

V_{i} : Faydalı silindir emiş hacmi

$P_{yoğ}$: Yoğuşma basıncı

P_{buh} : Buharlaşma basıncı

$T_{yoğ}$: Yoğuşma sıcaklığı

T_{buh} : Buharlaşma sıcaklığı

n : Motor dönme hızı

$\mathbf{V_s}$: Sistem suyunun hacimsel debisi

$\mathbf{T_{s,in}}$: Sistem suyu giriş sıcaklığı

$\mathbf{T_{s,out}}$: Sistem suyu çıkış sıcaklığı

HP : Basma hattı gösterge basıncı

LP : Emme hattı gösterge basıncı

I : Devreden geçen akım değeri

$\boldsymbol{\rho_w}$: Suyun yoğunluğu

$\mathbf{c_{p,w}}$: Suyun özgül ısı kapasitesi

$\boldsymbol{\Delta T_s}$: Sistem suyundaki sıcaklık farkı

$\mathbf{P_{atm}}$: Atmosferik basınç

h : Entalpi

s : Entropi

r : Sıkıştırma oranı

R : Ölçülmesi gereken büyüklük

x : Bağımsız değişken

w : Hata oranı

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 1.1 : Saf soğutucu akışkanların Montreal Protokolü ile gruplandırılması. **4**
Tablo 1.2 : Karışım sonucu elde edilmiş soğutucu akışkanların Montreal Protokolü ile gruplandırılması. **4**
Tablo 1.3 : Soğutucu akışkanların standart ASHRAE tanımlaması..... **6**
Tablo 1.4 : Soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri. **10**
Tablo 1.5 : Soğutucu akışkanların ASHRAE standardına göre yanıcılık ve zehirlilik sınıfları. **12**
Tablo 1.6 : Amonyağın fiziksel özellikleri..... **14**
Tablo 2.1 : Soğutma sisteminin çalışma koşulları[19]. **21**
Tablo 2.2 : Sisteme ait çalışma şartları ve kabuller[21]. **29**
Tablo 2.3 : Yoğuşma sıcaklığı 45°C ve buharlaşma sıcaklığı -5°C durumunda sistem verileri[21]. **32**
Tablo 2.4 : Yüzdesel olarak COP azalması[23]. **38**
Tablo 2.5 : Çalışma koşulları[24]..... **42**
Tablo 2.6 : Kaskad ve iki aşamalı soğutma sistemlerinin karşılaştırılması[24]..... **42**
Tablo 4.1 : Kompresör seçimi giriş verileri. **78**
Tablo 4.2 : Bitzer yazılımından elde edilen fonksiyonun sabitleri. **80**
Tablo 4.3 : Değişen yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarında Bitzer yazılımının verdiği sonuçlar..... **81**
Tablo 4.4 : Programlar arasında parametrelerin kıyaslanması. **87**
Tablo 4.5 : CoolPack programıyla farklı durumlarda elde edilen COP, kütle debisi ve kompresör tarafından çekilen güç değerleri. **91**
Tablo 5.1 : Deney sonuçları. **96**
Tablo 5.2 : Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri. **97**
Tablo 5.3 : Çevrimdeki noktaların özelik değerleri (CoolPack yazılımından). **99**
Tablo 5.4 : Belirsizlik analizi sonucu yüzdesel hata. **101**
Tablo 5.5 : Ana elemanlardan geçen kütlesel debiler. **108**
Tablo 5.6 : Ekserji yıkım değerleri..... **110**

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Jacob Perkins'in buz makinası. **2**
Şekil 1.2 : Soğutmanın yıllar bazında değişimi. **3**
Şekil 1.3 : 1930'dan itibaren soğutkan familyalarının periyodları. **5**
Şekil 1.4 : Amonyağın moleküler yapısı. **13**
Şekil 1.5 : Alternatif soğutkanların sınıflandırılması. **13**
Şekil 1.6 : Amonyak lnP-h diyagramı. **15**
Şekil 2.1 : Üç aşamalı kaskad soğutma çevrimi[18]..... **17**
Şekil 2.2 : IT ve HT çevrimlerinde R12 ve R717'nin kütlesel debi bilgileri[18]..... **18**
Şekil 2.3 : IT ve HT çevrimlerinde R12 ve R717'nin basınç bilgileri[18]..... **18**
Şekil 2.4 : Aşım sıcaklığının etkisi[18]. **19**
Şekil 2.5 : Soğutma çevrimi ve lnP-h diyagramı[19]. **20**
Şekil 2.6 : Soğutkanların farklı yoğuşma ve buharlaşma sıcaklarında ekserji değerleri[19]..... **21**
Şekil 2.7 : Soğutkanların farklı yoğuşma ve buharlaşma sıcaklarında COP değerleri[19]..... **22**
Şekil 2.8 : Soğutkanların farklı yoğuşma ve buharlaşma sıcaklarında ikinci yasa verimi[19]. **22**
Şekil 2.9 : Kaskad soğutma çevrimi şeması[20]..... **23**
Şekil 2.10 : Değişen kaskad ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklıklarında, aşırı ısıtma ve aşırı soğutma işlemlerinin farklı soğutkanlarının COP'leri üzerine etkisi[20]. **24**
Şekil 2.11 : Değişen kaskad ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklıklarında, çevrimler arası kütlesel debi oranı[20]..... **25**
Şekil 2.12 : R717-R744 kaskad soğutma sistemine ait lnP-h diyagramı[20]. **25**
Şekil 2.13 : Aşırı ısıtma ve aşırı soğutma işlemlerinin R717-R744 kaskad soğutma sisteminin COP'sine etkisi[20]. **26**
Şekil 2.14 : Aşırı ısıtma ve aşırı soğutma işlemlerinin R717-R744 kaskad soğutma sisteminde kütle debisi oranına etkisi[20]. **27**
Şekil 2.15 : Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının ve kaskad ısı değiştiricisi sıcaklık farkının R717-R744 kaskad soğutma sisteminde COP ve kütle debisi oranına etkisi[20]..... **27**
Şekil 2.16 : Çevrimin her iki aşamasındaki kompresörlerin izentropik verimlerinin değişiminin COP üzerine etkisi[20]..... **28**
Şekil 2.17 : Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ve lnP-h diyagramı[21]. **29**
Şekil 2.18 : Değişen buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında farklı soğutkanların COP değerleri[21]..... **30**
Şekil 2.19 : Soğutkanların değişen buharma sıcaklıklarında basınç oranı ilişkisi[21]. **31**
Şekil 2.20 : Soğutkanların değişen buharlaşma sıcaklıklarında ekserji yıkım değerleri ve ikinci yasa verimi[21]. **31**
Şekil 2.21 : Kaskad sistemine ait çalışma şeması ve basınç-entalpi diyagramı[22].. **33**

Şekil 2.22 : Kompresörlerin izentropik ve volümetrik verimleri[22]. **34**
Şekil 2.23 : Değişen kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklıklarında sistemin COP ve ekserji yıkımı[22]. **35**
Şekil 2.24 : Değişen buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında optimum kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklığının değişimi[22]. **35**
Şekil 2.25 : Değişen buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında COP'nin durumu[22]. **36**
Şekil 2.26 : Kaskad sistemine ait çalışma şeması[23]. **36**
Şekil 2.27 : Değişen kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklıklarının sistem COP'si üzerine etkisi ve max COP değerleri[23]. **37**
Şekil 2.28 : Değişen buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının COP'ye etkisi[23]. **38**
Şekil 2.29 : Değişen kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklıklarının farklı soğutkan çiftlerinde kütlesel debi oranına etkisi[23]..... **39**
Şekil 2.30 : Rejeneratörlü kaskad soğutma sistemi[23]..... **39**
Şekil 2.31 : Aşırı ısıtma ve soğutma işlemlerinin RR'ye etkisi[23]. **40**
Şekil 2.32 : Kaskad ısı değiştiricisinin yoğuşma sıcaklığının COP'ye etkisi[23]. **40**
Şekil 2.33 : Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarının COP üzerine etkisi[23]..... **41**
Şekil 2.34 : Kaskad ve iki aşamalı soğutma sistemlerine ait lnP-h diyagramı[24]. .. **41**
Şekil 2.35 : Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi[25]. **43**
Şekil 2.36 : İdeal ve aşırı ısıtma-soğutma uygulanmış sistemlerin lnP-h diyagramı[25]..... **43**
Şekil 2.37 : Aşırı ısıtma ve soğutma etkisinin soğutma etkisinde yaptığı etki[25]. .. **44**
Şekil 2.38 : Aşırı ısıtma ve soğutmanın COP'ye etkisi[25]..... **44**
Şekil 2.39 : Aşırı ısıtma ve soğutmanın kütlesel debiye etkisi[25]. **45**
Şekil 2.40 : Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi[26]..... **46**
Şekil 2.41 : Sıkıştırma oranı-kompresör çıkış tarafındaki sıcaklık ilişkisi[26]. **46**
Şekil 2.42 : Sıkıştırma oranı-buharlaşma sıcaklığı ilişkisi[26]..... **47**
Şekil 2.43 : Sıkıştırma oranı-COP ilişkisi[26]. **47**
Şekil 2.44 : Sıkıştırma oranı-ikinci yasa verimi ilişkisi[26]. **48**
Şekil 2.45 : Aşırı ısıtma uygulanmış sistemde sıkıştırma oranı-kompresör çıkış sıcaklığı ilişkisi[26]..... **48**
Şekil 2.46 : İdeal ve aşırı ısıtma uygulanmış sistemde limit sıkıştırma oranı değerleri[26]..... **49**
Şekil 2.47 : Aşırı ısıtma işlemi uygulanmış sistemde sıkıştırma oranı-COP ilişkisi[26]. **49**
Şekil 3.1 : İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi. **51**
Şekil 3.2 : Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi..... **52**
Şekil 3.3 : Amonyaklı soğutma sistemi deney tesisatı..... **54**
Şekil 3.4 : Yapılarına göre soğutma kompresörleri. **57**
Şekil 3.5 : Pistonun silindir içindeki hareketi. **58**
Şekil 3.6 : Bitzer W…A serisi açık tip pistonlu kompresör. **58**
Şekil 3.7 : Reniso KC 68 yağı ile R717'nin karışma durumu. **60**
Şekil 3.8 : Reniso K sınıfı mineral yağlama yağlarının özellikleri..... **61**
Şekil 3.9 : Isı değiştiricilerinin konstrüksiyonel olarak sınıflandırılması. **61**
Şekil 3.10 : Plakalı ısı değiştirici yapısı..... **62**
Şekil 3.11 : Yarı kaynaklı plakalı ısı değiştirici..... **63**
Şekil 3.12 : Kısılma vanalarının sınıflandırılması. **64**
Şekil 3.13 : Danfoss'un TEA ailesi termostatik kısılma vanası. **65**
Şekil 3.14 : Tasarımda kullanılan yağ ayırıcı. **66**
Şekil 3.15 : Tasarımda kullanılan sıvı deposu. **67**

Şekil 3.16 : Sıvı hattında kullanılan filtre-kurutucu. **68**
Şekil 3.17 : Sıvı hattında filtre-kurutucudan sonra kullanılan gözetleme camı..... **68**
Şekil 3.18 : Tasarımda kullanılan sıvı ayırıcı. **69**
Şekil 3.19 : Danfoss'un EVRA ailesi selenoid vanası..... **70**
Şekil 3.20 : Danfoss'un CHV ailesi çek vanası. **71**
Şekil 4.1 : Sistemin ana elemanlar üzerinden gösterimi. **73**
Şekil 4.2 : Emme-Basma işleminin devirinde hacim-basınç ilişkisini gösteren diyagram. **77**
Şekil 4.3 : Kompresörün çalışma sıcaklık aralığı. **79**
Şekil 4.4 : Seçilen giriş verileri neticesinde kompresörün verdiği sonuçlar. **79**
Şekil 4.5 : CoolPack referans değerler üzerinden lnP-h diyagramı. **85**
Şekil 4.6 : CoolPack programında çevrim şartlarının tanımlanması. **86**
Şekil 4.7 : CoolPack programında lnP-h diyagramı üzerinden sonuçlar. **86**
Şekil 4.8 : CoolPack programında çevrimdeki noktaların özelik değerleri. **87**
Şekil 4.9 : CoolPack programında aşırı ısıtma ve soğutmanın olmadığı durumda sonuçların lnP-h diyagramında gösterilmesi. **88**
Şekil 4.10 : CoolPack programında aşırı ısıtma ve soğutmanın olmadığı durumda çevrimdeki noktaların özelik değerleri. **88**
Şekil 4.11 : CoolPack programında yalnız aşırı ısıtmanın olduğu durumda sonuçlarının lnP-h diyagramında gösterilmesi. **89**
Şekil 4.12 : CoolPack programında yalnız aşırı ısıtmanın olduğu durumda çevrimdeki noktaların özelik değerleri. **89**
Şekil 4.13 : CoolPack programında yalnız aşırı soğutmanın olduğu durumda sonuçların lnP-h diyagramında gösterilmesi. **90**
Şekil 4.14 : CoolPack programında yalnız aşırı soğutmanın olduğu durumda çevrimdeki noktaların özelik değerleri. **90**

GRAFİK LİSTESİ

Sayfa

Grafik 4.1 : Bitzer yazılımından elde edilen soğutma kapasitesi. **81**
Grafik 4.2 : Bitzer yazılımından elde edilen kompresör tarafından çekilen güç. **82**
Grafik 4.3 : Bitzer yazılımından elde edilen COP değerleri. **83**
Grafik 4.4 : Bitzer yazılımından elde edilen kütle debisi değerleri. **83**
Grafik 4.5 : CoolPack programında aşırı ısıtma ve soğutma durumlarının COP'ye etkisi. **91**
Grafik 4.6 : CoolPack programında aşırı ısıtma ve soğutma durumlarının kütle debisine etkisi. **92**
Grafik 4.7 : CoolPack programında aşırı ısıtma ve soğutma durumlarının kompresör tarafından çekilen güce etkisi. **93**
Grafik 4.8 : CoolPack programında aşırı ısıtma ve soğutma durumlarında toplam ekserji yıkım değerleri. **93**
Grafik 4.9 : CoolPack programında aşırı ısıtma ve soğutma durumlarının ikinci yasa verimi değerleri. **94**
Grafik 5.1 : Buharlaşma sıcaklığının kompresörden çekilen güce etkisi. **102**
Grafik 5.2 : Yoğuşma sıcaklığının kompresörden çekilen güce etkisi. **102**
Grafik 5.3 : Değişen buharlaşma sıcaklıklarında deneysel ve teorik kompresörden çekilen güç kıyaslanması. **103**
Grafik 5.4 : Sıkıştırma oranı-volümetrik verim ilişkisi. **103**
Grafik 5.5 : Buharlaşma sıcaklığının soğutma kapasitesine etkisi. **104**
Grafik 5.6 : Yoğuşma sıcaklığının soğutma kapasitesine etkisi. **105**
Grafik 5.7 : Değişen buharlaşma sıcaklıklarında deneysel ve teorik soğutma kapasitesi kıyaslaması. **105**
Grafik 5.8 : Buharlaşma sıcaklığının soğutma etkinlik katsayısına etkisi. **106**
Grafik 5.9 : Yoğuşma sıcaklığının soğutma etkinlik katsayısına etkisi. **107**
Grafik 5.10 : Değişen buharlaşma sıcaklıklarında deneysel ve teorik soğutma etkinlik katsayısı kıyaslaması. **107**
Grafik 5.11 : Değişen buharlaşma sıcaklıklarında deneysel ve teorik kütlesel debi kıyaslaması. **109**
Grafik 5.12 : Değişen buharlaşma sıcaklıklarının ekserji verimine etkisi. **110**

AMONYAKLI SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIMI

ÖZET

Soğutma endüstrisinde 20.yy ile birlikte sentetik soğutkanların ortaya çıkmasıyla eğilim CFC ailesinin soğutkanlarına doğru idi. Lakin bu yüzyılın sonlarına doğru gelen şikayetler değerlendirilerek Montreal'de soğutkanların geleceğiyle ilgili önemli kararlar alındı. CFC grubunun ozon tüketme potansiyeli ve sera etkisine sebep olması sebebiyle kullanımı yasaklandı. Geçiş döneminde ise en yaygın grup olarak HCFC ailesi kullanıldı. Moleküle H atomunun ilavesiyle nispeten ODP değerinde düşüş sağlanmıştı. Lakin Cl'un bulunması sebebiyle hala ozonla reaksiyon oluşturması ve sera gazı etkisinin hala yüksek seviyelerde seyretmesi HCFC ailesinin de kademeli olarak azaltılmasını ve 2030 yılında kaldırılmasını şart koşuyordu. Klor içermeyen HFC grubu ise ODP 0 değeri ile ozona zarar vermezken, sera etkisi değeri hala yüksek mertebelerdedir. Yönetmelikler gereği HFC grubunun da önümüzdeki yıllarda kullanımını azaltmaya yönelik programlar oluşturulmaktadır. Çevreye yönelik alınan bu önlemler ve programlar tekrardan doğal soğutkanları endüstriyel alanda kullanıma itmiştir. Bu akışkanlardan biri de amonyaktır. R717 olarak adlandırılan amonyak ozon tüketme potansiyeli ve sera etkisi olmaması sebebiyle çevresel etkiler bazında oldukça dikkat çekmektedir. Keza amonyağın kullanıldığı sistemlerde enerji verimliliğinin de yüksek olması soğutkanlar içerisinde amonyağı tercih edilebilir nitelikte kılıyor. Ancak güvenlik problemleri sebebiyle, kullanımı belli alanlarla kısıtlanmış durumdadır.

Çevre dostu olması ve verimli sistemler vermesi ile projenin geliştirilmesine yönelik motivasyon oluşturan R717 ile buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tipik olarak bir buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi, kompresör, yoğuşturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcı içerir. Bu bağlamda kompresör olarak açık tip pistonlu bir kompresör, ısı değiştiricisi olarak plakalı ısı değiştiriciler ve kısılma vanası olarak termostatik kısılma vanası tercih edilmiştir. Bir soğutma sisteminin işlevini yerine getirebilmesi için sistem yardımcı elemanlara da ihtiyaç duyar. Bu yardımcı elemanların tayininde de çevrimde kullanılacak olan soğutucu akışkanla uyumu önemli bir faktördür. R717'nin yağ ile karışmama ya da çok az karışma durumundan kaynaklı bir yağ ayırıcı düşünülmüştür. Kompresör ile yoğuşturucu arasında, akışkanın az bir miktarı by-pass hattına ayrılır. Sıcaklık kontrollü su vanası, basınç düşürücü vana ve basınç dengeleme hattı ile basıncın düzenlenmesi sağlanır. Sıvı deposu ile herhangi bir arıza da akışkanın depolanabileceği bir yer mevcut olur. Devrede bulunan filtre-kurutucular ile nem, çapak, tortu vs. gibi maddelerin tutulması sağlanır. Gözetleme camları ile akışkanın faz durumu gözlemlenir. Kompresöre sıvı girişini önlemek için de buharlaştırıcıdan sonra sıvı ayırıcı konulur.

Soğutma devresi tasarımında ana ve yardımcı elemanların seçim işlemine kompresör seçimi ile başlanmıştır. Adı üstünde buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi olduğu için, sıkıştırma işlemini gerçekleştiren kompresör soğutma sisteminin en önemli

elemanıdır. Bu çalışmada, seçilen kompresöre girdi değerler vererek teorik olarak performans tabloları oluşturulmuştur. Bitzer'in yazılım programıyla çalıştırılan sistemden COP, soğutma kapasitesi gibi parametrelerin çıktıları alınmıştır. Aynı zamanda buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına bağlı olarak Bitzer'in verdiği kübik fonksiyon soğutma kapasitesi, kütle debisi, kompresör tarafından çekilen güç için farklı sabitlerle ifade edilerek oldukça faydalı bir bağıntı oluşturur. Bu parametrelerin buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığıyla değişimi gözlenmiştir. Girdi değerleri CoolPack programında da girilerek aralarında bu iki paket program hakkında bir kıyaslama yapılmıştır. Kıyaslama gerçekleştirilirken CoolPack'de girdi değerlere Bitzer programının verdiği soğutma kapasitesi sonucu olan 22.1 kW da girilir. Sonuçların paralel olduğu görüldükten sonra aşırı soğutma ve aşırı ısıtma işlemlerinin etkisini görmek için CoolPack'te sıcaklık değerleri değiştirilerek COP, kütle debisi, kompresör tarafından çekilen güç kıyaslaması yapılmıştır. İkinci yasa verimi de dört farklı durum için kıyaslanmıştır.

Deneysel süreçte 16 farklı ölçüm alınarak soğutma kapasitesi, kompresör tarafından çekilen güç, COP gibi parametrelerin ölçümü gerçekleşmiştir. Kompresör tarafından çekilen gücün tayininde analizör, soğutma kapasitesinin belirlenmesinde sistem suyunun hacimsel debisini ölçen akış ölçer ve sistem suyu sıcaklıklarını belirleyen sıcaklık sensörü kullanılmıştır. Emme ve basma tarafından alınan gösterge basınç değerleriyle belirli kabuller alınarak her noktada iki yeğin özelik tespit edilmiştir. Yeğin özelikler tespit edilerek, ana elemanlar olan kompresör, yoğuşturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcıdan geçen soğutucu akışkanın kütle debisi hesaplanmıştır. Ölçüm cihazlarının hassasiyetleri sebebiyle deneysel bulguların hatalarını analiz etmek için belirsizlik analizi kullanılmıştır. Deneylerde 16 farklı ölçüm ile tespit edilen gösterge basınçlarından buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığına geçilerek teorik ve deneysel akışkan miktarı kıyası gerçekleştirilmiştir. Bitzer'in sağladığı kübik fonksiyonda ölçümlerde tespit edilen buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları girilerek, kütle debisi, COP, kompresörden çekilen güç ve soğutma kapasitesi teorik olarak belirlenmiştir. Birinci yasa verimini simgeleyen COP değeri teorik durumda deneylere göre daha fazladır. Soğutma kapasitesi değerleri ise teorik ve deneysel durumda yaklaşık olarak benzer profil göstermiştir. En fazla akışkan debisinin kompresörden, en düşük miktarın buharlaştırıcıdan geçtiği görülmüştür. İkinci yasa verimi için ise deneylerde alınan 16 ölçüm arasında kıyaslama yapılmıştır ve en verimli durum son ölçümde gerçekleşmiştir. Ölçüm sonuçları değerlendirildiğinde, sistemin bir rejim noktasının olduğu ve bu rejime erişinceye kadar enerji verimliliğinin arttığı, rejim noktasını aşınca verimlilik değerinin azaldığı görülmektedir.

COOLING SYSTEM DESIGN USING AMMONIA

SUMMARY

With the discovery of synthetic refrigerants in refrigeration industry in the 20th century, the use of CFCs increased. However, increasing complaints were evaluated at the end of this century and important decisions were made regarding the future of refrigerants in Montreal. The use of CFCs was prohibited owing to ozone depletion potential and global warming potential. In the transition period, HCFCs were used as the most common. ODP values of HCFCs were lower compared to CFCs because of the addition of hydrogen. However, the ODP values of HCFCs were still not 0 and global warming potentials of HCFCs were high, which made it possible to use HCFCs until 2030. While the chlorine-free HFC does not harm ozone, GWP is still at high levels. Based on the regulations, programs are created to reduce the use of HFCs in the coming years. In the refrigeration industry, with these measures and programs taken for the use of refrigerant, the importance of natural refrigerants has increased. Ammonia, which is referred to with R717, draws considerable attentian on the basis of environmental effects. The ozone depletion potential value of R717, one of these refrigerants, is 0 and the global warming potential value of R717 is less than 1. Likewise, high energy efficiency in systems where ammonia is used makes ammonia preferred in refrigerants. For these reasons, the use of ammonia in cooling systems and conducting studies in this field are increasing. Also, R717 is a economically preferable refrigerant. However, due to security problems, its use is restricted to certain areas.

With the R717, which is a motivation for the development of the project with its environmental friendliness and efficient systems, the vapor compression refrigeration system was designed. Typically a vapor compression refrigeration system includes compressor, condenser, throttling valve and evaporator. R717 enters the compressor as a vapor and is compressed to the condenser pressure. It leaves the compressor at a high temperature-high pressure and cools down and condenses as it flows through the condenser by rejecting heat. While the throttle valve is an element that allows the high pressure fluid to be reduced to low pressure, the low temperature refrigerant then enters the evaporator where it evaporates by absorbing heat. In this context, a reciprocating compressor as a compressor, plate heat exchangers as a heat exchanger and a thermostatic throttle valve as a throttle valve are preferred. In order for a cooling system to function, the system also needs auxiliary elements. In the determination of these auxiliary elements, compatibility with the refrigerant to be used in the cycle is an important factor. An oil separator is used becaue of R717 not mixing or very little mixing with oil. Between the compressor and the condenser, a small amount of fluid turns to the by-pass line. Regulating the pressure is provided by thermostatically controlled water valve, pressure reducing valve and pressure equalizing pipe. Liquid receiver provides resting of fluid with in the system and is used for storing refrigerant from the system when maintenance is needed. With filter-dryers, substances such as moisture and sediment are prevented from circulating in the cycle. With the sight

glasses, we observe the phase state of the fluid. A liquid separator is put to prevent liquid phase in the compressor.

The selection process of the main and auxiliary elements began with the selection of the compressor. Since it has a steam compression cooling cycle, it is the most crucial element of the compressor cooling system that performs the compression process. By giving input values to the selected compressor, theoretically performance tables were created. We got the output of parameters such as COP and cooling capacity from the system run by Bitzer's software program. At the same time, depending on the evaporation and condensation temperatures, Bitzer's cubic function cooling capacity, mass flow rate, shaft power are expressed in different constants, creating a very useful relation. The variation of these parameters with evaporation and condensation temperature was observed. An increase in cooling capacity, COP and mass flow of the refrigerant was observed with the increase of evaporation temperature and decrease of condensation temperature. Shaft power was increased with the increase of the condensation temperature. In was determined that the shaft power reaching the maximum value at a certain value of the evaporation temperature. Input values were also entered in the CoolPack program and a comparison was made between these two programs. While comparing, 22.1 kW, which is the result of Bitzer program, is entered in CoolPack. After seeing the results are parallel, temperature values are changed in CoolPack so as to see the impact of subcooling and superheating processes; COP, mass flow rate and shaft power were compared. In these examinations carried out with the same cooling capacity, it was determined that the COP value was highest only in the process in which subcooling was performed. On the other hand, COP value was observed to be the smallest only when superheating was applied. In the mass flow of the refrigerant, the smallest amount was determined when both superheating and subcooling were applied. The second law efficiency was compared for four different scenarios. The most efficient situation in terms of the second law is the process without superheating and subcooling, which can be described as the ideal situation.

In the experimental process, 16 different measurements were taken and the parameters such as cooling capacity, shaft power and COP were measured. The analyzer was used to determine the shaft power. Flow meter measuring the volumetric flow rate of the system water and temperature sensor determining the system water temperatures were used to determine the cooling capacity. Two intensive properties were determined at each point by taking certain assumptions with the gauge pressure values taken by suction and compression. The error findings that may be owing to measurement precisions were determined by uncertainty analysis. The error rate of the first law efficiency is about %1, and the error rate of the first law efficiency is approximately %3. By determining the intensive properties, the amount of fluid per unit second passing through the main components, compressor, condenser, throttle valve and evaporator were calculated. In the cubic function provided by Bitzer, the evaporation and condensation temperatures determined in the measurements were entered, and the mass flow, COP, shaft power and cooling capacity were determined theoretically. The COP value, which symbolizes the first law efficiency, is more in theory than the experiments. Cooling capacity values show approximately similar profiles in theoretical and experimental situations. In mass amounts, the highest amount of fluid passes through the compressor and the lowest amount through the evaporator. For exergy efficiency, a comparison was made between the 16 measurements taken in the experiments, and the most efficient situation occurred in the last measurement. When the measurement results are evaluated in general, it is seen that the system has a regime

point and energy efficiency increases until it reaches this regime, and the efficiency value decreases when it exceeds the regime point.

1. GİRİŞ

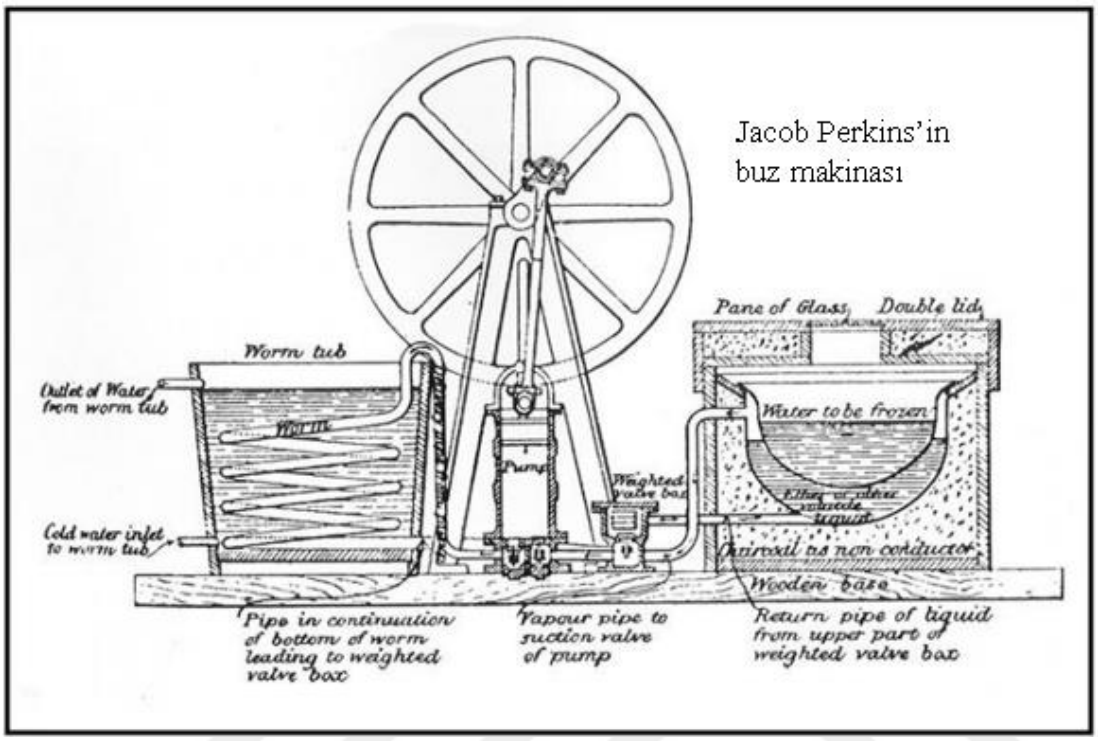
Termodinamiğin önemli uygulama alanlarından olan soğutma, bir maddenin veya ortamın sıcaklığını, onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirme ve bu düşük sıcaklıkta tutabilmek için maddeden ısı alınması işlemine denir.

1.1 Soğutmanın Tarihçesi

Soğutmanın tarihçesi, insanoğlunun vazgeçilmez bir parçası olduğu için çok eskilere dayanmaktadır. Soğutmaya gereksinim duymalarının sebepleri arasında serinlemek, yiyeceklerini muhafaza etmek gibi temel ihtiyaçlar yer alır. Bu bağlamda eski çağlarda insanların, serinleme ve gıdaları muhafaza edebilmek için bulduğu çözümler soğutmanın ilk uygulama alanı olmuştur. M.Ö. 1100 senelerinde, Çinlilerin donmuş buz kütlelerini kuyularda saklayıp yaz mevsimi süresince serinlemek için kullanması soğutmanın ilk uygulaması olarak bilinir. Yunanlılar ve Romalıların gece soğuyan toprak yüzeyinden faydalanarak, gece toprağa gömdükleri suyu gündüzleri içmesi soğuk içecek ihtiyaçlarını karşılamıştır [1]. Fakat yaşanan gelişmelerle birlikte, insanoğlunun bulduğu bu doğal soğutma teknikleri, insanoğlunun ihtiyaçlarını karşılayamamaya başlamıştır ve mekanik soğutmanın temeli atılmaya başlanmıştır.

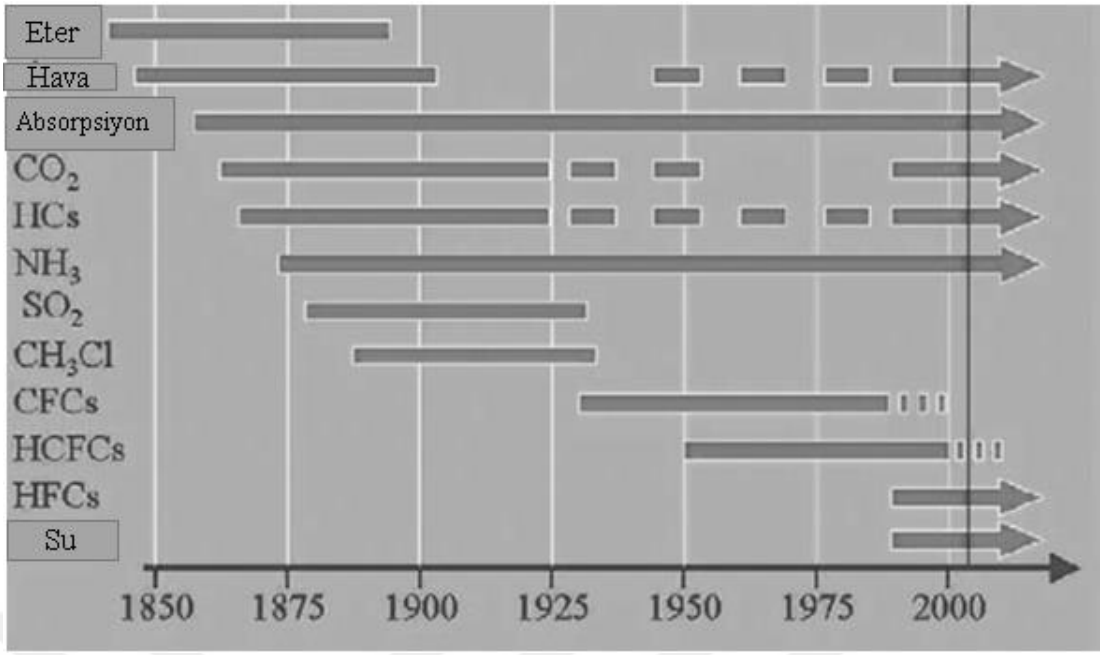
Mekanik soğutmanın temeli 1748 tarihinde University of Glasgow'da Profesör. Dr. William Cullen tarafından atıldı; Cullen sürdüğü eter sonucunda elinin serinlemeye başladığını görüp çalışmalara başlamış ve eteri kısmı vakum prensibiyle kullanıp laboratuvar ortamında buz üretimi gerçekleştirmiştir [2]. 1758 tarihinde Benjamin Franklin ve Cambridge Üniversitesi'nden Profesör John Hadley, sudan hızlı buharlaşabilen alkol ve diğer uçucu sıvıların buharlaşmasının, suyu dondurmak için gerekli soğutmayı karşılayabilmiş ve buharlaşmanın sıcaklık üzerine etkisini gözlemlemişlerdir [3]. Mekanik soğutma ile alakalı bilinen ilk patent 1790 yılında İngiliz Thomas Harris ve John Long'a aittir. Emme basma tulumba usulü olarak insan gücüyle çalışan sistem önümüzdeki yıllardaki çalışmalara da ışık tutmuştur [4]. 1805 yılında Amerikalı mucit Oliver Evans soğutma yapmak amacıyla buhar kullanarak bir sistem tasarlasa da bu çalışma pratiğe dökülememiştir ve Evans'ın çalışmalarından

ilham alan Amerikalı mühendis Jacob Perkins 1834'te soğutkan olarak eter kullanıp pistonlu bir soğutma makinası yaparak patent almıştır. Bir başka araştırmacı John Hague ile yardımlaşarak ilk buz makinası üretimini gerçekleştirmiştir [5].



Şekil 1.1: Jacob Perkins'in buz makinası.

Bu zamana kadar gerçekleştirilen çalışmaların çoğunda akışkan olarak eter kullanılmaktaydı. Fakat yanıcılık, zehirleyicilik gibi güvenlik problemleri sebebiyle farklı soğutkanlar araştırılmaya başlanmıştır. Bu dönemde çalışmalar yürütülen soğutkanlar arasında amonyak (NH_3), karbondioksit (CO_2) ve sülfürdioksit (SO_2) yer almaktaydı. 1873 yılında Alman bilim adamı Carl von Linde amonyak kullanarak, 1886 senesinde de mühendis Windhausen karbondioksit kullanarak geliştirdikleri soğutma sistemleri bu çalışmalarda öne çıkmıştır. Soğutma alanındaki gelişmeler kronolojik olarak Şekil 1.2'de gösterilmektedir.



Şekil 1.2: Soğutmanın yıllar bazında değişimi [6].

Lakin kullanılan bu akışkanların da zehirleyici etkisinin olması sebebiyle 1920'li yıllarda hastalık ve ölümlerin artması kamuoyunda yeni akışkanların bulunması yönünde bir fikir oluşturdu. General Motors, araştırma laboratuvarlarında, 1928 yılında gerçekleştirmiş olduğu çalışmalarda ticari kullanım açısından uygun olabilecek olan R12'yi piyasaya sürmüştür [7]. Bu dönemden itibaren CFC ailesinin soğutkanları, soğutma alanında bir devrim yaratmış ve yeni soğutucu akışkanların oluşmasında da öncü rol oynamışlardır. R11 büyük kapasiteli su soğutucularında, R12 buzdolaplarında, R22 iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında kullanılmıştır. Eter, amonyak, karbondioksit gibi akışkanlarda yaşanan zehirleyicilik, yanıcılık gibi problemler, bu yeni akışkanların kullanımı ile engellenmeye başlanmıştır. Fakat 1970'lerde CFC moleküllerinin, atmosferin üst kısımlarında soğutucu akışkan moleküllerinin parçalanmasıyla ozon tabakasını tahrip eden klorini açığa çıkarması ve atmosferin alt kısımlarında ise aynı moleküllerin kızıl ötesi ışınları yutmasına sebep olması sera etkisine ve atmosferin ısınmasına yol açmıştır [8]. Bu şikayetler üzerine 100'e yakın ülke Montreal'de, soğutucu akışkanların kullanımı, ozon tabakasının korunması ve sera etkisinin azaltılması konularını görüşüp Montreal Protokolü'nü imzalamışlardır. Soğutkanlar hakkında alınan kararlar üç ana başlık altında toplanabilir. Yaygın olan soğutucu akışkanları göz önüne alarak, 1. grup akışkanlar üretimi ve kullanımı yasaklanan veya kısıtlamaya tabi tutulan soğutucu maddeler, 2. grup akışkanlar henüz üretimi ve kullanımı yasaklanmayan, kısıtlamaya tabi tutulan

maddeler, geçiş dönemi alternatif soğutucu maddeler, 3. grup akışkanlar kullanımı yasaklanan veya kısıtlamaya tabi tutulan soğutucu maddelere alternatif maddeleri göstermektedir ve bu başlıklar Tablo 1.1 ve Tablo 1.2'de belirtilmiştir.

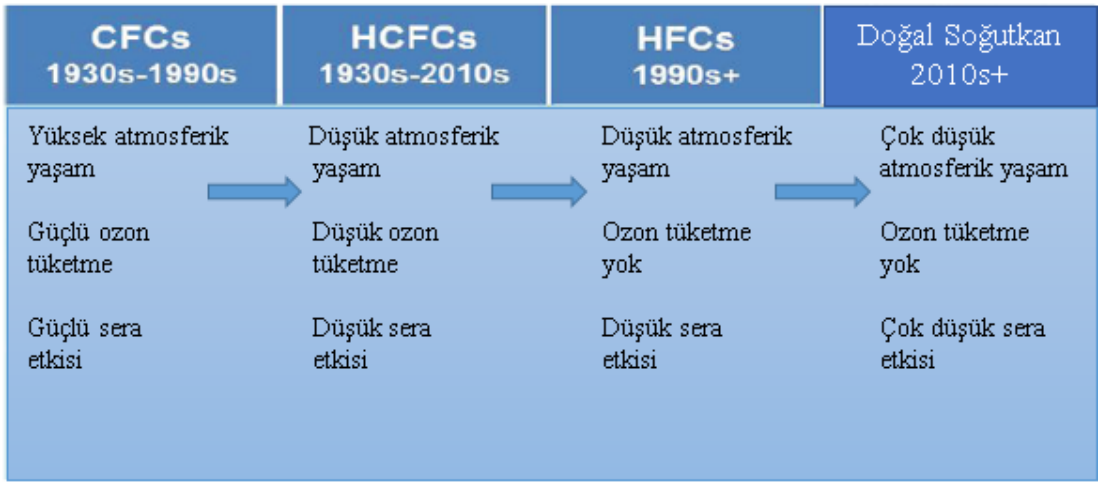
Tablo 1.1: Saf soğutucu akışkanların Montreal Protokolü ile gruplandırılması.

Soğutucu Madde	Grup
R11 (CFC-11)	1
R12 (CFC-12)	1
R13 (CFC-13)	1
R13B1 (BFC-13)	1
R22 (HCFC-22)	2
R23 (HFC-23)	3
R32 (HFC-32)	3
R113 (CFC-113)	1
R114 (CFC-114)	1
R115 (CFC-115)	1
R134a (HFC-134a)	3
R152a (HFC-152a)	3
R290 (HC-290)	3
R600a (HC-600a)	3
R717 Amonyak	3
R718 Su	3
R744 Karbondioksit	3
R764 Sülfürdioksit	3

Tablo 1.2: Karışım sonucu elde edilmiş soğutucu akışkanların Montreal Protokolü ile gruplandırılması.

Soğutucu Madde	Bileşimi (Ağırlık olarak)	Grup
R401a	%52 R22+%33 R124+%15 R152a	2
R402a	%38 R22+%60 R125+%2 R290	2
R404a	%44 R125+%4 R134a+%52 R143a	3
R407a	%20 R32+%40 R125+%40 R134a	3
R407b	%10 R32+%70 R125+%20 R134a	3
R407c	%23 R32+%25 R125+%52 R134a	3
R410a	%50 R32+%50 R125	3
R500	%73,8 R32+%26,2 R125	1
R502	%51,2 R32+%48,8 R125	1
R507	%50 R125+%50 R143a	3

Görüldüğü üzere, CFC familyasındaki soğutkanların ozon tahribatına ve sera etkisine yol açması sıkı önlemlerin alınmasına sebebiyet vermiştir ve 1996 yılıyla birlikte bu soğutkanların üretimleri tamamen durmuştur. Geçiş döneminin en önemli soğutkanlarından HCFC ailesinden olan R22 içerdiği hidrojen ile birlikte, çevreye olan olumsuz etkileri CFC ailesindeki soğutkanlara göre daha azdır; fakat içerdiği klor sebebiyle ozon ile reaksiyona girmesi söz konusudur. Ayrıca ozona zararı indirgense de sera etkisi durumu HCFC ailesinin de tam anlamıyla kabul görmemesini sağlamaktadır. Bu sebeple hala bazı bölgelerde kullanılmakta olan fakat yıllar geçtikçe üretimi azalan R22'nin 2030 itibarıyla üretimi tamamen kesilmesi planlanmıştır. HFC ailesinin soğutkanlarının ODP değerleri 0 olmasına karşın, GWP değerleri yüksektir. İlerleyen zamanlarda, HFC ailesinin soğutkanlarına yönelik de programların düzenlenmesi planlanmaktadır. Bu yüzden çevresel etkiler baz alındığında doğal akışkanlar kullanılarak soğutma sistemleri geliştirmek protokol çerçevesinde ülkelerin temel vizyonlarındandır.



Şekil 1.3: 1930'dan itibaren soğutkan familyalarının periyodları [9].

1.2 Soğutucu Akışkanlar ve Bazı Kavramlar

Bir soğutma çevriminde ısının bir ortamdan alınıp başka bir ortama taşınmasında ara madde olarak yararlanılan **soğutucu akışkanlar (soğutkanlar)** ısı alışverişini genellikle sıvı halden buhar haline ve buhar halden sıvı haline dönüşerek sağlarlar. Tablo 1.3'te ASHRAE standardına göre akışkanlar listelenmiştir.

Tablo 1.3: Soğutucu akışkanların standart ASHRAE tanımlaması [10].

No	*Kimyasal Adı*	*Formülü*
METAN SERİSİ		
R10	Karbon tetra klorür	CCl_4
R11	Tri klor flor metan	CCl_3F
R12	Di klor diflor metan	CCl_2F_2
R12B1	Brom klor di flor metan	$CBrClF_2$
R12B2	Di brom diflor metan	CBr_2F_2
R13	Klor tri flor metan	$CClF_3$
R13B1	Brom tri flor metan	$CBrF_3$
R14	Karbon tetra flor	CF_4
R20	Kloroform	$CHCl_3$
R21	Di klor flor metan	$CHClF_2$
R22	Klor di flor metan	$CHCClF_2$
R22B1	Brom di flor metan	$CHBrF_2$
R23	Triflormetan	CH_2Cl_2
R30	Metilenklorür	CH_2F_2
R31	Monoflormetan	CH_3F
R32	Di flor metan (metil florit)	CH_2F_2
R40	Klor metan (metil klorit)	CH_3Cl
R41	Flor metan (meil florit)	CH_3F
R50	Metan	CH_4
PROPAN SERİSİ		
R216ca	1,3-dikloro1,1,2,2,3,3-hegzafloropropan	$CClF_2CF2CClF_2$
R218	Oktaofloropropan	$CF_3CF_2CF_3$
R245cb	1,1,1,2,2-penta flor propan	$CF_3CF_2CH_3$
R290	Propan	$CH_3CH_2CH_3$
SİKLİK ORGANİK BİLEŞİKLER		
C316	1,2-dikloro1,2,3,3,4,4-hegzaflorosiklobütan	$C_4Cl_2F_6$
C317	Klor hepta flor siklo bütan	C_4ClF_7
C318	Okta flor siklo bütan	C_4F_8
ZEOTROP KARIŞIMLAR		
No	***Bileşenler/ Karışım Oranı***	
R401a	R22/152a/124 (53/13/34)	
R401b	R22/152a/124 (61/11/28)	
R401c	R22/152a/124 (33/15/52)	
R402a	R125/290/22 (60/2/38)	
R402b	R125/290/22 (38/2/60)	
R403a	R290/22/218 (5/75/20)	
R403b	R290/22/218 (5/56/39)	

Tablo 1.3 (devam): Soğutucu akışkanların standart ASHRAE tanımlaması.

ZEOTROP KARIŞIMLAR		
No	***Bileşenler/ Karışım Oranı***	
R404a	R125/143a/134a (44/52/4)	
R405a	R22/152a/142b/C318 (45/7/4.5/42.5)	
R406a	R22/600a/142b (55/4/41)	
R407a	R32/125/134a (20/40/40)	
R407b	R32/125/134a (10/70/20)	
R407c	R32/125/134a (23/25/52)	
R407d	R32/125/134a (15/15/70)	
R408a	R125/143a/22 (7/46/47)	
R409a	R22/124/142b (60/25/15)	
R409b	R22/124/142b (65/25/10)	
R410a	R32/125 (50/50)	
R410b	R32/125 (45/55)	
R411a	R1270/22/152a (1,5/87,5/11)	
R411b	R1270/22/152a (3/94/3)	
R412a	R22/218/142b (70/5/25)	
HİDROKARBONLAR		
R600	Bütan $CH_3CH_2CH_2CH_3$	
R600a	İzo-bütan $CH(CH_3)_3$	
OKSİJEN BİLEŞİKLERİ		
R610	Etil eter $C_2H_5OC_2H_5$	
R611	Metil format $HCOOCH_3$	
No	***Kimyasal Adı***	***Formülü***
ETAN SERİSİ		
R110	Hegza klor etan	CCl_3CCl_3
R111	Penta klor flor etan	CCl_3CCl_2F
R112	Tetra klor di flor etan	CCl_2FFCCl_2F
R112a	Tetra klor di flor etan	CCl_3CClF_2
R113	Tri klor tri flor etan	CCl_2FCClF_2
R113a	Tri klor tri flor etan	CCl_3CF_3
R114	Di klor tetra flor etan	$CClF_2CClF_2$
R114a	1,2-dikloro1,2,2,2tetraklor etan	CCl_2FCF_3
R114B2	1,2-dibrom-1,1,2,2tetrafloretan	$CBrF_2CBrF_2$
R115	Klor penta flor etan	$CCl_2F_2CF_3$
R116	Hegza flor etan	CF_3CF_3
R120	Penta klor etan	$CHCl_2CCl_3$
R123	2,2-dikloro1,1,1-triflor etan	$CHCl_2CF_3$
R123a	1,2-dikloro1,1,2-triflor etan	$CHClFCClF_2$
R124	2-kloro1,1,1,2-tetraflor etan	$CHClFCF_3$

Tablo 1.3 (devam): Soğutucu akışkanların standart ASHRAE tanımlaması.

No	*Kimyasal Adı*	*Formülü*
ETAN SERİSİ		
R125	Pentaflor etan	CHF_2CF_3
R133a	2-kloro1,1,1-triflor etan	CH_2ClCF_3
R134a	Tetrafloretan	CF_3CH_2F
R140a	Triklor etan (metil kloroform)	CH_3CCl_3
R141b	1,1-dikloro1-flor etan	CCl_2FCH_3
R142b	1-kloro1,1-diflor etan	$CClF_2CH_3$
R143a	1,1,1-triflor etan	CF_3CH_3
R150a	1,1-diklor etan	$CHCl_2CH_3$
R152a	1,1-diflor etan	CHF_2CH_3
R160	Klor etan (etil kolrit)	CH_2CH_2Cl
R170	Etan	C_2H_6
AZEOTROP KARIŞIMLAR		
No	*Bileşenler/ Karışım Oranı*	
R500	R12/152a (74.8/26.2)	
R501	R22/12 (75/25)	
R502	R22/115 (48.8/51.2)	
R503	R23/13 (40.1/59.9)	
R504	R32/115 (48.2/51.8)	
R505	R12/31 (78/22)	
R506	R31/114 (54.1/44.9)	
R507a	R125/143a (50/50)	
R508a	R23/116 (39/61)	
R508b	R23/116 (46/54)	
R509a	R22/218 (44/56)	
İNORGANİK BİLEŞİKLER		
R702	Hidrojen H_2	
R704	Helyum He	
R717	Amonyak NH_3	
R718	Su H_2O	
R720	Neon Ne	
R728	Azot N_2	
R732	Oksijen O_2	
R740	Argon Ar	
R744	Karbon dioksit CO_2	
R744a	Azot dioksit N_2O	
R764	Kükürt dioksit SO_2	
AZOT BİLEŞİKLERİ		
R630	Metil amin CH_3NH_2	
R631	Etil amin $C_2H_5NH_2$	

Soğutucu akışkanlar, soğutma sistemlerinde çevrimde dolaşan çalışma akışkanları olduğu için sistem performansı üzerinde önemli katkısı vardır. Dolayısıyla soğutucu akışkanlardan istenilen bir takım özellikler mevcuttur. İstenen özellikleri şu şekilde sıralayabiliriz [11]:

1. Bir soğutma çevriminde en düşük basınç buharlaştırıcıda gerçekleşir. Çevreye hava sızmasını dolayısıyla havanın getirdiği su buharının soğuk kısımlarda katılaşarak işletme aksaklıklarına sebep olmasını engelleyebilmek için bu basınç değerinin atmosfer basıncından yüksek olması gerekir.
2. Buharlaşma basıncı mümkün olabildiğince yüksek yoğuşma basıncı mümkün mertebelerde düşük olması istenir. Bu sayede düşük yoğuşma sıcaklıkları ve yüksek etkinlik katsayıları elde edilebilir.
3. Soğutucu akışkanın gizli buharlaşma ısısı yüksek olmalıdır.
4. Az güç sarfiyatı ile daha fazla soğutma elde edebilmelidir.
5. Viskozitesi düşük ve yüzey gerilimi az olmalıdır.
6. Emniyetli ve güvenilir olmalıdır. Nakli depolanması, sisteme şarjı kolay gerçekleşmelidir.
7. Soğutma devresinde normal şartlar altında bulunmaması gereken rutubetin (suyun) olması durumunda bile zararlı bir reaksiyon meydana getirmemelidir.
8. Renk ve koku gibi özellikleri sayesinde sistemden kaçak olması halinde tespiti kolay olmalıdır.
9. Kaçak durumunda insan ve diğer canlıların sağlığına, gıda maddelerine zararlı etkisi olmamalıdır.
10. Havaya karıştığında yanıcı ve patlayıcı olmamalıdır.
11. Çalışma şartlarındaki basınç ve sıcaklıkların uç değerlerinde dahi ayrışıp çözülmemeli; bütün özelliklerini muhafaza etmelidir.
12. Temini kolay, fiyatı ucuz olmalıdır.
13. Kritik noktası ve kaynama sıcaklığı, kullanılacağı soğutma sistemine uygun olmalı, ısıl iletkenliği yüksek, molar buhar ısınma ısısı alçak olmalıdır.
14. Elektriksel özelliği bilhassa hermetik ve yarı-hermetik kompresörler için uygun olmalıdır.

Bu şartların hepsini sağlayabilen bir soğutucu akışkan olmamakla birlikte, uygulamadaki durumları gözeterek sistem için en doğru akışkan seçimi gerçekleştirilebilir. Doğru akışkan seçiminde temin edilebilirlik, fiyat, malzeme uyumu gibi değişik parametreler rol oynar. Bir diğer parametrede çevresel etkileridir. Soğutucu akışkan seçiminde çevresel bazda rol oynayan bazı kavramların açıklaması şu şekildedir:

***ODP*:** Ozon tüketme potansiyeli olarak açılımını yapacağımız kavram bir gazın ozon tabakasına verebileceği zararı ifade etmektedir. Cl ve Br içeren soğutkanlar, değişen oranlarda ozon için risk oluşturmaktadır. Tabloların oluşturulmasında referans alınan akışkan R11 olup ODP değeri 1'dir. 0-1 aralığında değişen değerlere sahiptir. Soğutucu akışkanların ODP değerlerini gösteren bilgiler Tablo 1.4'te yer almaktadır.

***GWP*:** Küresel ısınma potansiyeli olarak açılımını yapacağımız kavram referans akışkan olan CO_2 için 1 kabul edilerek belirli zaman süresince sera gazının çevreye küresel ısınma etkisini gösterir. Soğutucu akışkanların GWP değerlerini gösteren bilgiler Tablo 1.4'te verilmektedir.

Tablo 1.4: Soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri [12].

Soğutucu Akışkan	ODP	GWP 100 yıl
R10	0,82	1400
R11	1	4750
R12	0,82	10900
R13	1	14400
R14	0	7390
R20	0	30
R21	0,04	151
R22	0,04	1790
R23	0	14200
R32	0	716
R40	0,02	13
R41	0	107
R50	0	23
R113	0,85	6130
R114	0,58	9180
R115	0,57	7230
R116	0	12200
R123	0,01	77
R124	0,02	619

Tablo 1.4 (devam): Soğutucu akışkanların ODP ve GWP değerleri.

Soğutucu Akışkan	ODP	GWP 100 yıl
R125	0	3420
R134a	0	1370
R141b	0,12	717
R142b	0,06	2220
R143a	0	4180
R152a	0	133
R290	0	20
R401a	0,028	1200
R401b	0,03	1300
R402a	0,015	2700
R402b	0,024	2400
R403a	0,03	3100
R403b	0,022	4400
R404a	0	3700
R405a	0,021	5300
R406a	0,047	1900
R407a	0	2100
R407b	0	2700
R407c	0	1700
R407d	0	1600
R409a	0,038	1600
R409b	0,037	1500
R410a	0	2100
R410b	0	2200
R412a	0,043	2200
R500	0,605	8100
R501	0,235	4100
R502	0,311	4600
R503	0	14000
R504	0,295	4100
R507a	0	3800
R508a	0	13000
R508b	0	13000
R509a	0,018	5700
R600	0	20
R600a	0	20
R717	0	<1
R718	0	<1
R744	0	1

***TEWI*:** Toplam eşdeğer ısınma etkisi olarak açılımını yapacağımız kavram akışkanın kendisi ile birlikte soğutma sistemine enerji temini esnasında oluşan CO_2 emisyonu küresel ısınmaya neden olur. Doğrudan ve dolaylı olan bu iki etkinin toplamı bize TEWI değerini verir [13].

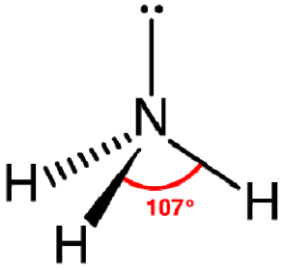
***Yanıcılık ve Zehirlilik*:** Hidrojen içeren tüm bileşiklerde belli oranlarda yanma özelliği mevcut olup bu yanıcı özellikler farklı karışım oranları ve yanma özelliği azaltan başka maddelerin eklenmesiyle giderilmeye çalışılmaktadır. A1, A2 ve A3 sınıflarıyla ifade edilir. Zehirlilik durumunda ise derişiklik değerinin 400ppm'in üzerindeki soğutkanlar B sınıfı ile ifade edilir. Soğutucu akışkanların yanıcılık ve zehirlilik özelliği ile alakalı bilgiler Tablo 1.5'te verilmektedir.

Tablo 1.5: Soğutucu akışkanların ASHRAE standardına göre yanıcılık ve zehirlilik sınıfları (* =minimum yanma hızı <10 m/s) [14].

YANICILIK	***Yüksek Yanıcılık***	**A3** R290 R600a	**B3**
	Düşük Yanıcılık	**A2** R152a	**B2**
		A2L* R32 R1234yf R1234ze	**B2L*** R717
	Yanıcılık yok	**A1** R22 R134a R410a R1233zd R404a R407c R507a R744	**B1** R123
		Düşük Zehirlilik	***Yüksek Zehirlilik***
		ZEHİRLİLİK	

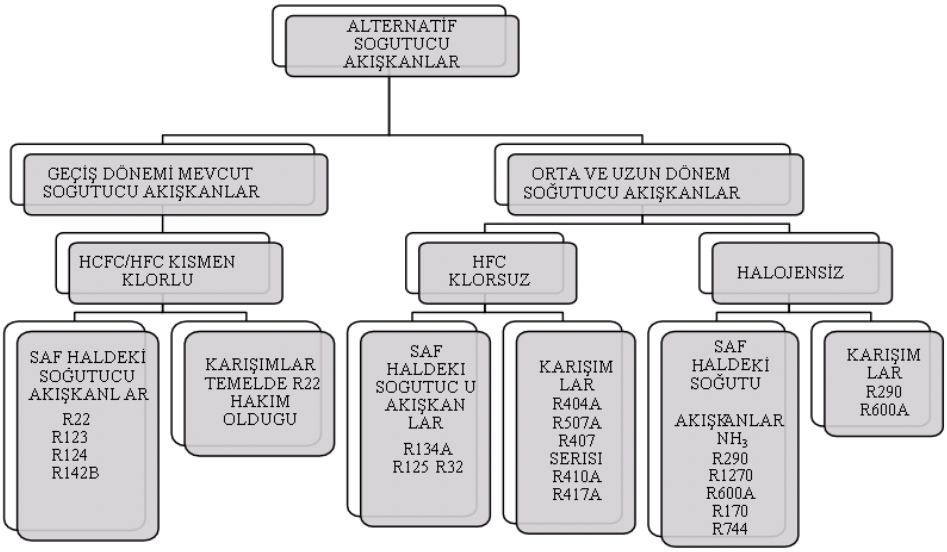
1.2.1 Soğutucu akışkan olarak amonyak

Amonyak, azot ve hidrojen atomlarının birlikte oluşturduğu renksiz ve keskin kokulu bir gaz olup kimyasal formülü NH_3'tür.



Şekil 1.4: Amonyağın moleküler yapısı.

ASHRAE standartlarında inorganik bileşikler sınıfında değerlendirilen ve soğutucu numarası R717 olan amonyak, doğal soğutucu akışkanlara yönelik artan çalışmalarda üst sıralarda yer alan ve değerlendirilen bir soğutucu akışkandır. Orta ve uzun vadede kullanımı olan soğutkanlar içerisinde yer alır ve bu durum Şekil 1.5'te gösterilmektedir.



Şekil 1.5: Alternatif soğutkanların sınıflandırılması [15].

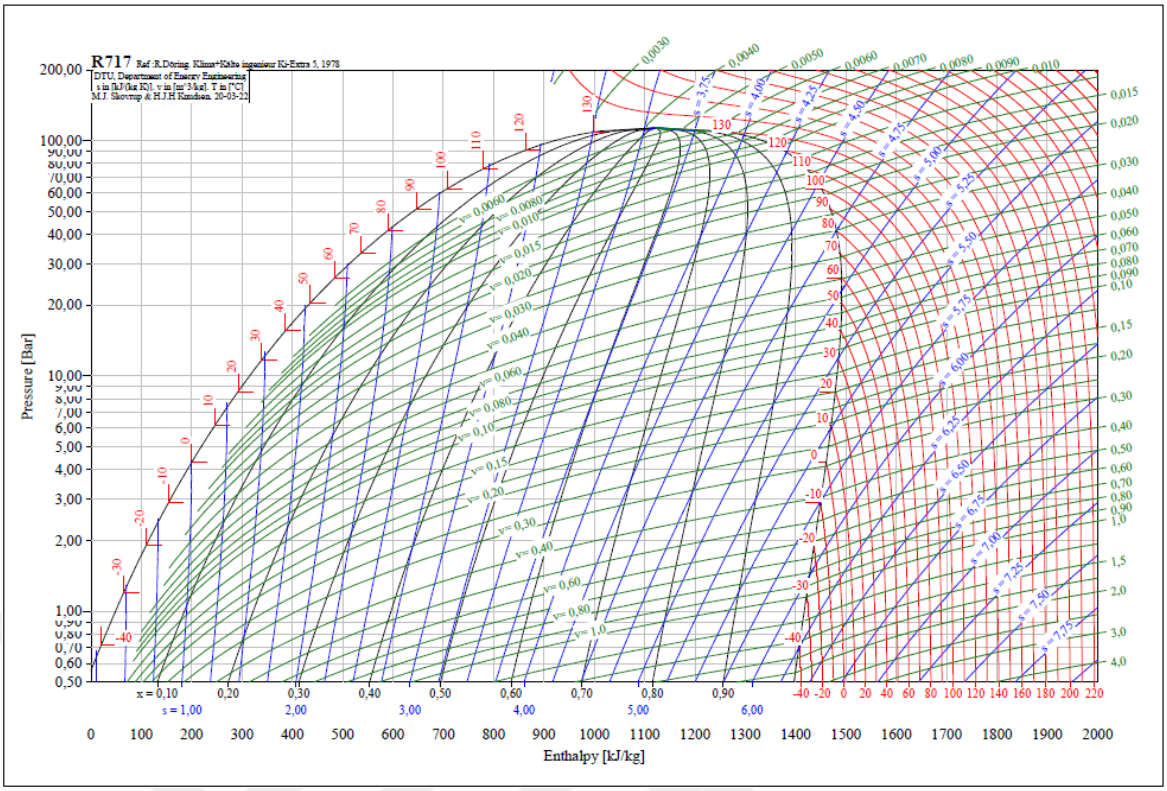
ODP ve GWP değerleri açısından çevre dostu olarak değerlendirebileceğimiz amonyak mükemmel ısıl özelliklere sahip olması sebebiyle uzun yıllardır soğutma sistemlerinde kullanılmıştır. Hacimsel özgül soğutma yükünün büyük olması nedeniyle özellikle büyük endüstri tesislerinde, soğuk depoculukta ve şok odalarında kullanımı yaygındır. Birçok ülkede de sahip olduğu ısıl özelliklerden faydalanabilmek için küçük endüstri tesislerinde kullanımı için çalışmalar yürütülmektedir. Amonyağın özelliklerini maddeler halinde şu şekilde sıralayabiliriz [16]:

- Birçok soğutkana göre daha ekonomik olup kolay temin edilebilir.
- Ozon tabakasına zarar vermez; sera etkisi yaratmaz.
- Buharlaşma ısısının yüksek olması ve buhar özgül hacminin düşük olması sebebiyle sistemde dolaştırılması gereken akışkan miktarı düşük seviyededir. Bu özelliği sayesinde, diğer soğutkanlarla kıyasladığımızda aynı soğutma kapasitesini elde etmek için diğer soğutkanlardan daha az miktarda çevrimde dolaştığı çalışmalarla desteklenmiştir.
- Amonyağın yasaklanan soğutucu akışkanlara kıyasla daha iyi ısı iletkenliği sağlaması sistemde bulunan buharlaştırıcı ve yoğuşturucu yüzey alanlarının daha düşük tutulabilmesine imkan verir.
- Zehirleyici ve yanıcı özelliklerinden kaynaklı bu konu üzerinde iyi eğitilmiş işletme personellerle çalışılması zorunludur.
- Kokusunun keskinliği sayesinde sistemde oluşabilecek kaçaklar kolaylıkla tespit edilebilir. Tespit edildiğinde tedbirler alınmalıdır. Sebebi kaçak artıp amonyak hava ile temas ettiğinde insanlar üzerinde burun ve gözlerde yanma, bronşlarda kızarma, solunum zorluğu ve hatta ölüme bile sebep olabilir.
- Amonyağa ait fiziksel özellikler Tablo 1.6'da belirtilmiştir.

Tablo 1.6: Amonyağın fiziksel özellikleri [17].

Soğutucu Numarası	Adı	Mol ağırlığı (kg/kmol)	1 atm'de Kaynama Noktası Sıcaklığı (°C)	Donma Noktası Sıcaklığı (°C)	Kritik Sıcaklık Tkr (°C)	Kritik Basınç Pkr (kpa)	Kritik Hacim Vkr (L/kg)
R717	Amonyak	17,03	-33,3	-77,7	133	11417	4,245

- Amonyak kullanılan tesiste bakır ve bakır alaşımları korozif etki yaratması sebebiyle tercih edilmez. Demir ve çelik kullanılması gerekir.
- Amonyak küçük soğutma yükleri için pek elverişli değildir; çünkü sistemde dolaşan akışkan miktarı çok azalırsa ayar ve kontrol zorlaşır.



Şekil 1.6: Amonyak lnP-h diyagramı.

1.3 Tezin Amacı

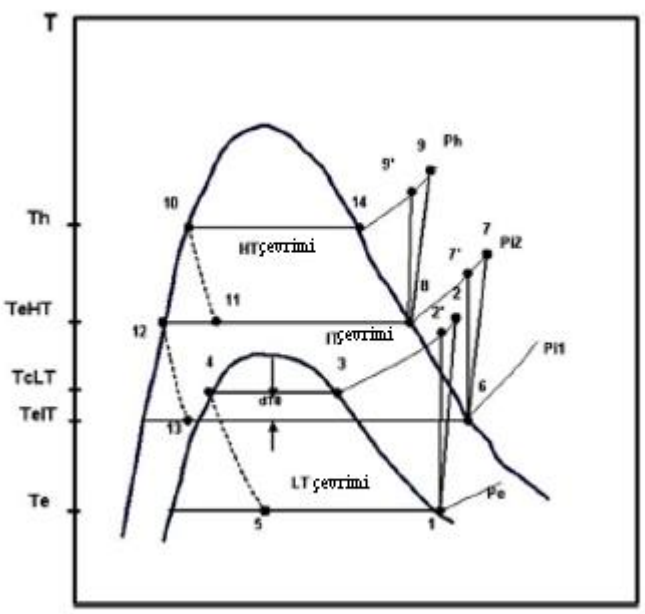
Görüldüğü üzere, Montreal Protokolü çerçevesinde CFC ailesinin kullanımı yasaklanmıştır. HCFC ailesinin soğutkanları da kısıtlamaya tabi tutulmuştur. HFC ailesinin soğutkanları da ilerleyen senelerde kademeli olarak azaltılması planlanmaktadır. Tüm bu gelişmeler, endüstriyel alanda doğal soğutkanların kullanımını teşvik edici gelişmelerdir. Amonyağın; ODP değerinin 0 olması, GWP değerinin de 1'den küçük olması projenin ana motivasyonlarından biridir. Diğer soğutkanlar ile kıyas yapıldığında, aynı soğutma kapasitesini elde etmek için daha az miktarda amonyak dolaştırmak maliyet açısından da son derece uygundur. Maliyet ve temin hususunda oldukça uygun olan amonyaklı sistemler aynı zamanda soğutma açısından verimli sistemler olmuşlardır. Dolayısıyla bu tezin amacı, çevre dostu ve enerji verimliliği gibi üstünlükleri bulunan amonyak ile bir buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi tasarımı gerçekleştirmektir. Kompresör seçiminde giriş değeri olarak kullandığımız unsurlar üzerinden, enerji ve ekserji analizi yapmak, aşırı ısıtma-soğutma gibi uygulamaların birinci ve ikinci yasa verimi üzerindeki etkilerini görmek

ve deneyler ile Bitzer'in kübik fonksiyonundan yararlanarak elde edilen teorik sonuçları karşılaştırmak tezin diğer hedefleridir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

-A Finite Time Analysis of a Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants [18]

Bu çalışmada özet olarak, iki farklı çevre dostu soğutucu akışkanın üç aşamalı kaskad çevriminde performans incelemesi yapılmaktadır. Bu kapsamda R12-R13 çifti yerine R717-R508b çifti kullanılmıştır. Yüksek sıcaklık tarafında çok kademeli, düşük sıcaklık tarafında tek kademeli bir kaskad soğutma sisteminin parametrelerinin optimizasyonu yayının temel amacıdır.



Şekil 2.1: Üç aşamalı kaskad soğutma çevrimi[18].

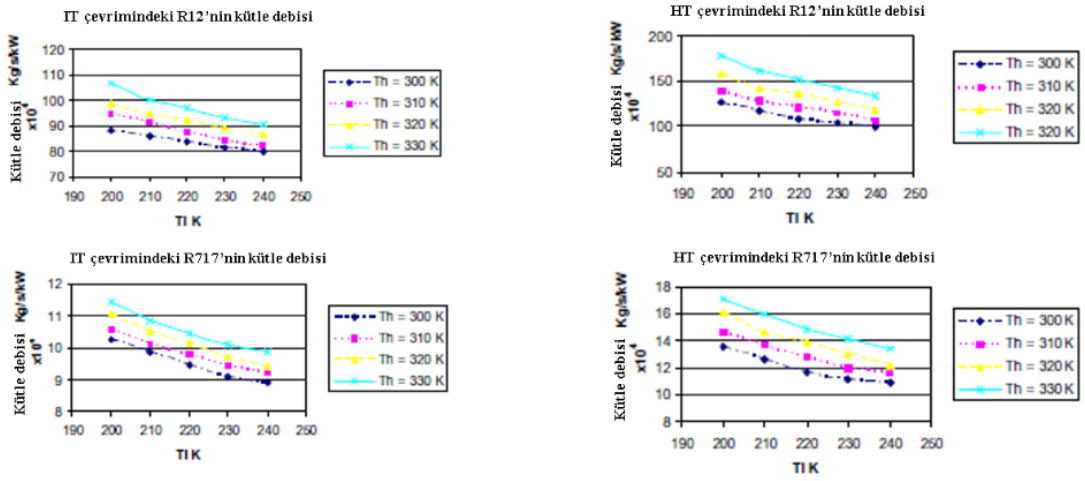
Şekil 2.1'de görülen çevrimde IT ve HT çevrimlerinde dolaşan akışkan R717; LT çevriminde dolaşan akışkan ise R508b'dir. IT çevriminin yoğuşturucusunda atılan ısının tamamı HT çevriminin buharlaştırıcısında kullanılır. Yararlanılacak bazı bağıntılar şunlardır:

$$\dot{m}_{HT}\left(h_8-h_{10}\right)=\dot{m}_{IT}\left(h_7-h_{12}\right) \tag{2.1}$$

$$\dot{m}_{IT}\left(h_6-h_{12}\right)=\dot{m}_{LT}\left(h_2-h_4\right) \tag{2.2}$$

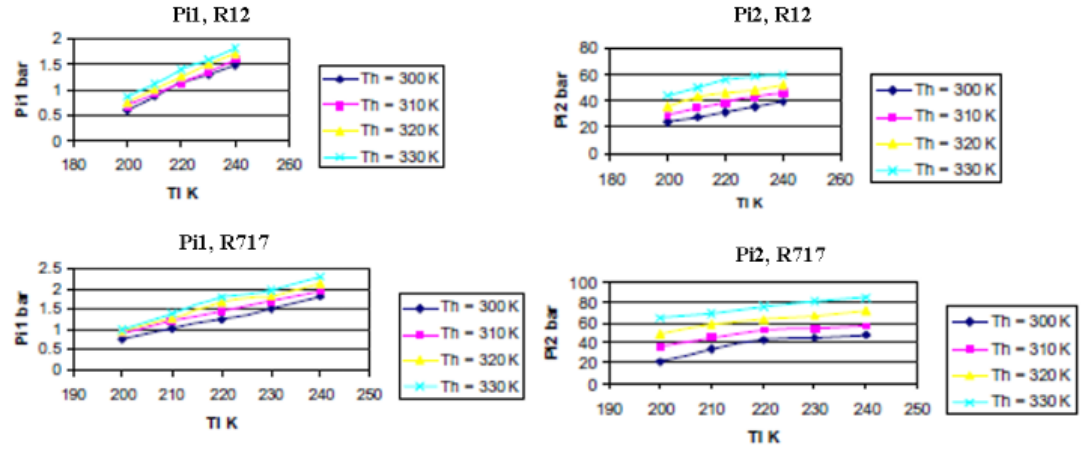
$$COP=\frac{\dot{m}_{LT}\left(h_1-h_4\right)}{\dot{W}} \tag{2.3}$$

$$\dot{W}=\dot{m}_{LT}\left(h_2-h_1\right)+\dot{m}_{IT}\left(h_7-h_6\right)+\dot{m}_{HT}\left(h_9-h_8\right) \tag{2.4}$$



Şekil 2.2: IT ve HT çevrimlerinde R12 ve R717'nin kütlesel debi bilgileri[18].

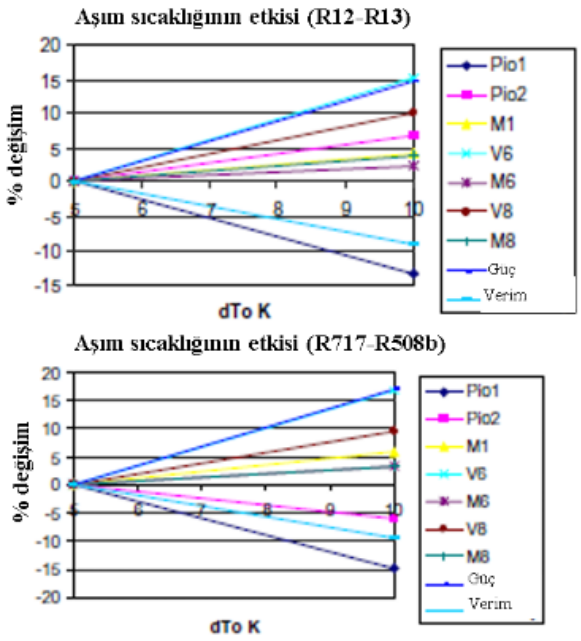
Şekil 2.2'de IT ve HT çevrimlerindeki akışkanların kütlesel debileri, Tl diye nitelendirilen minimum sistem sıcaklığı ve Th diye nitelendirilen maksimum yoğuşma sıcaklığına bağlı çizdirilmiştir. Bu grafiklerden IT-HT çevrimlerinde R717 kullanılması durumunda daha düşük debilerde akışkan dolandırılabileceğinin sonucu çıkarılabilir.



Şekil 2.3: IT ve HT çevrimlerinde R12 ve R717 kullanıldığında basınç bilgileri[18].

Şekil 2.3'te IT ve HT çevrimlerindeki akışkanların basınca etkisi yansıtılmıştır. Soğutucu akışkanın R717 olması durumunda sıkıştırma oranının arttığı görülmekte ve bu sebeple daha büyük bir kompresör kullanılması gerektiği sonucu çıkarılabilir.

Bu aşamaya kadar alınan sonuçlarda LT ile IT çevrimleri arasında simgelenmiş aşım sıcaklığının derecesi 5K idi. Bu sıcaklığın 10K'e kadar çıkarılmasıyla birlikte sistem parametrelerinde meydana gelen değişim Şekil 2.4'de gösterilmektedir.



Şekil 2.4: Aşım sıcaklığının etkisi[18].

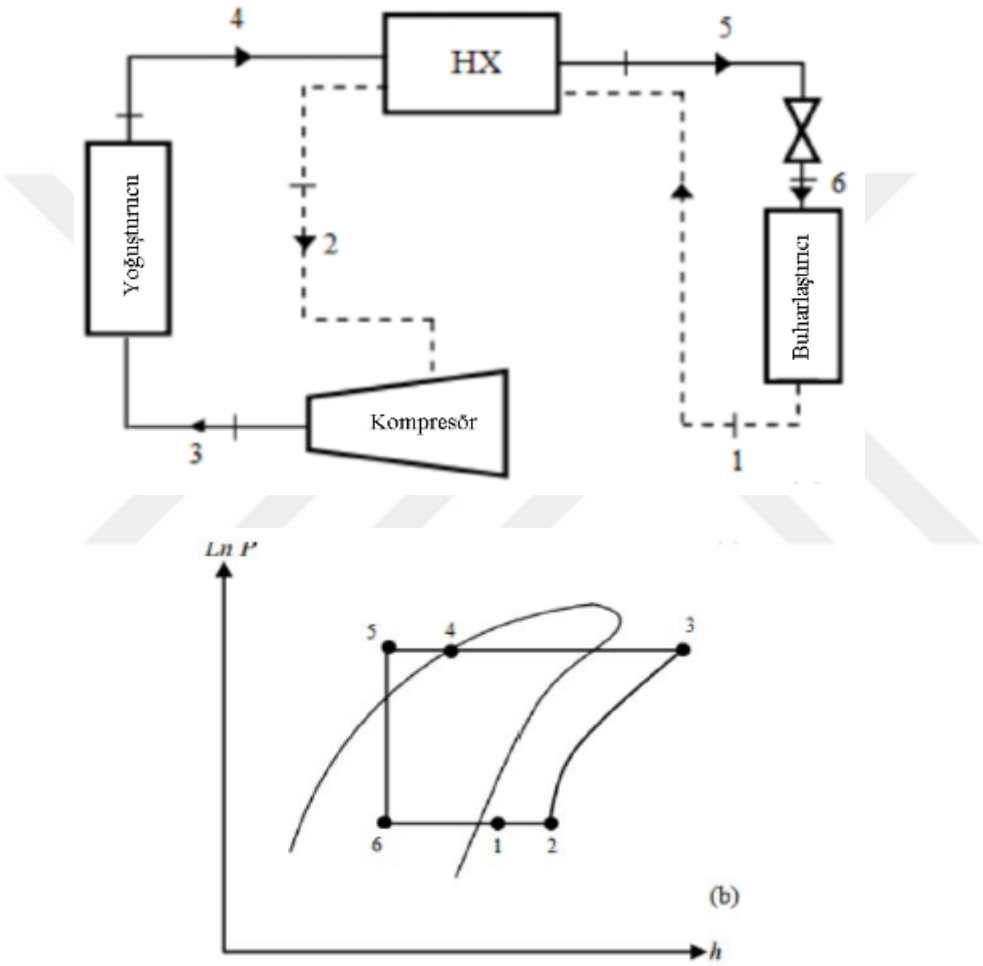
Şekil 2.4'ten LT ile IT çevrimleri arasında simgelenmiş aşım sıcaklığının derecesi, soğutma verimliliği ve aşamalar arası basınçlar üzerinde olumsuz etkileri olduğu sonucu çıkarılmaktadır. Bu sebeple bu sıcaklık değerinin dikkatli bir biçimde seçilmesi gerekir.

Çalışmanın sonucunda, kullanımı artık yasaklanmış R12-R13 çiftine alternatif olarak sunulan R717-R508b çiftinin COP olarak daha düşük değere sahip olduğu fakat sağladığı verimin de geçerli bantta olduğu, iyi bir tasarım çifti olduğu çıkarılabilir.

-Exergy Analysis of Vapour Compression Refrigeration System Using R507a, R134a, R114, R22 and R717 [19]

Bu çalışmada özet olarak, 5 farklı soğutkan R507a, R134a, R114, R22 ve R717 kullanılan bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin enerji ve ekserji analizi yapılmaktadır.

Soğutma uygulamalarında seçilen soğutucu akışkanın öneminden bahsedilmiştir. Ozon tahribatı sebebiyle kullanımı biten CFC ailesinin yerini HCFC'ye bırakmasından sonra bu grubun da sera etkisine yol açması insanoğlunu yeni arayışlara itmiştir. R717, HC grubundan daha az tehlikeli görülmüştür. Bunun sebebi her ikisi de yanıcı olmasına karşın R717'nin moleküler ağırlık olarak havadan hafif olması sayesinde zehirlenme riskinin az olduğu belirtilmiştir. Şekil 2.5'te kullanılan çevrim ve ona ait lnP-h diyagramı gösterilmektedir.



Şekil 2.5: Soğutma çevrimi ve lnP-h diyagramı[19].

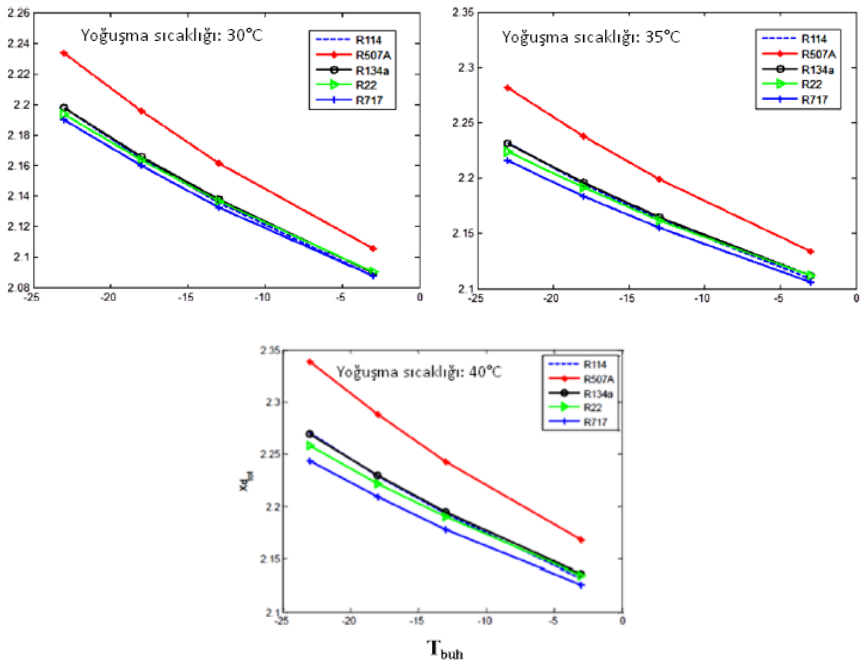
Şekil 2.5'ten görüldüğü üzere tipik bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ek olarak yoğuşturucu çıkışında ısı değiştirici kullanılmıştır. Bunun sebebi daha yüksek sistem verimi elde etmektir. Buharlaştırıcıyı kızgın buhar fazında terk eden akışkan HX'te daha da ısınır. Kompresörde sıkıştırılan akışkanın basıncı arttıktan sonra yoğuşturucuda doymuş sıvı fazda yoğuşturucuyu terk eder. HX'e bir kez daha girip ısı kaybeden ve sıcaklığı düşen soğutkan sabit entalpide genişleyerek doymuş sıvı-buhar

karışımı fazına ulaşır. Yapılan termodinamik kabuller maddeler halinde belirtilmekte ve sisteme ait çalışma koşulları Tablo 2.1'de gösterilmektedir.

- Borulardaki basınç kayıpları ihmal edilmektedir.
- Sistemdeki tüm komponentler daimi haldedir.
- Sistemdeki ve HX içindeki ısı kayıpları ihmal edilmektedir.
- Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir.
- Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı fanlarının güç tüketimi ihmal edilmektedir.

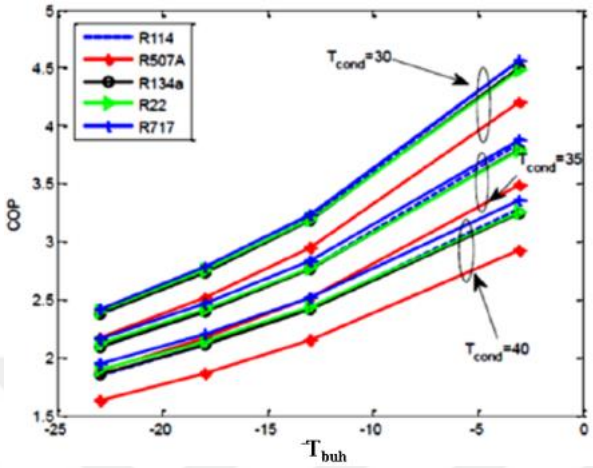
Tablo 2.1: Soğutma sisteminin çalışma koşulları[19].

Ortam Sıcaklığı	293 K
Ortam Basıncı	100 kPa
Buharlaşma Sıcaklığı	248-273 K
Yoğuşma Sıcaklığı	303,308,313 K
Aşırı Isıtma Sıcaklığı	3 K
Isı Değiştiricisindeki Aşırı Isıtma	3 K
Kompresör İzentropik Verimi	80%
Kompresör Mekanik Verimi	90%
Elektrik Motor Verimi	90%



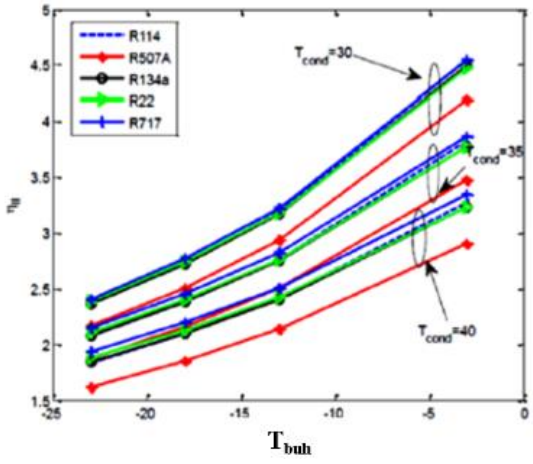
Şekil 2.6: Soğutkanların farklı yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarında ekserji yıkımları[19].

Şekil 2.6'da soğutkanların 30°C, 35°C ve 40°C yoğuşma sıcaklıklarında -25°C ile 0°C arasında değişen buharlaşma sıcaklıklarında ekserji yıkımları gösterilmiştir. Artan yoğuşma sıcaklıkları ekserji yıkımını arttırmışken buharlaşma sıcaklıklarındaki artma ekserji yıkımını azaltmıştır. En büyük ekserji yıkımı ise R507a'da meydana gelmiştir.



Şekil 2.7: Soğutkanların farklı yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarında COP değerleri[19].

Şekil 2.7'de soğutkanların 30°C, 35°C ve 40°C yoğuşma sıcaklıklarında -25°C ile 0°C arasında değişen buharlaşma sıcaklıklarında COP değerleri gösterilmektedir. Artan yoğuşma sıcaklıklarında COP düşerken buharlaşma sıcaklığının artması COP'yi arttırmaktadır. En büyük COP değerlerine akışkan R717 iken rastlanır. R507a kullanıldığında ise minimum COP değerleri gözlenir. R114, R134a ve R22 akışkanları R717'ye yakın performanslar göstermektedir.



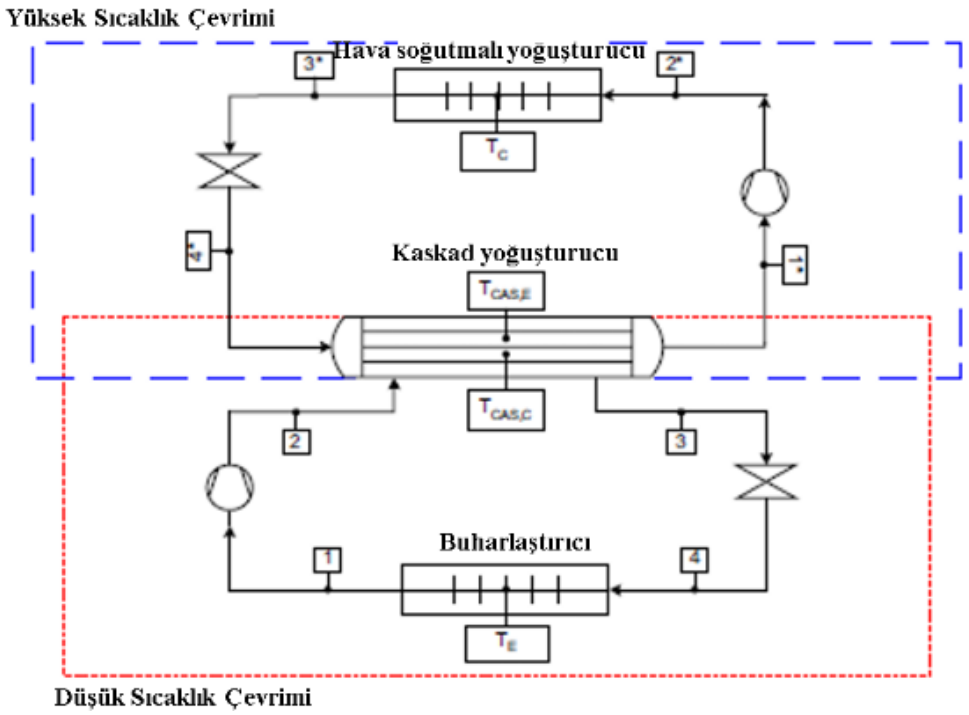
Şekil 2.8: Soğutkanların farklı yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarında ikinci yasa verimi[19].

Şekil 2.8'de soğutkanların 30°C, 35°C ve 40°C yoğuşma sıcaklıklarında -25°C ile 0°C arasında değişen buharlaşma sıcaklıklarında ikinci yasa verimi gösterilmiştir. Sonuçlar Şekil 2.7'deki COP değerleri ile paralellik göstermiştir.

Çalışmanın sonucunda, 5 farklı soğutkan kullanılarak gerçekleştirilen çalışmada R717 kullanılması durumunda en iyi soğutma veriminin elde edileceği görülmüştür. En düşük performans R507A tarafından sergilenirken, diğer soğutkanlar birbiriyle çok örtüşen performanslar göstermiştir. Ayrıca artan yoğuşma sıcaklıklarının soğutma etkinlik katsayısı ve ekserji verimini düşürdüğü gözlenmiş; tam aksine buharlaşma sıcaklıklarının artması bu iki parametreyi de arttırmıştır.

-Thermodynamic Analysis of an R744-R717 Cascade Refrigeration System [20]

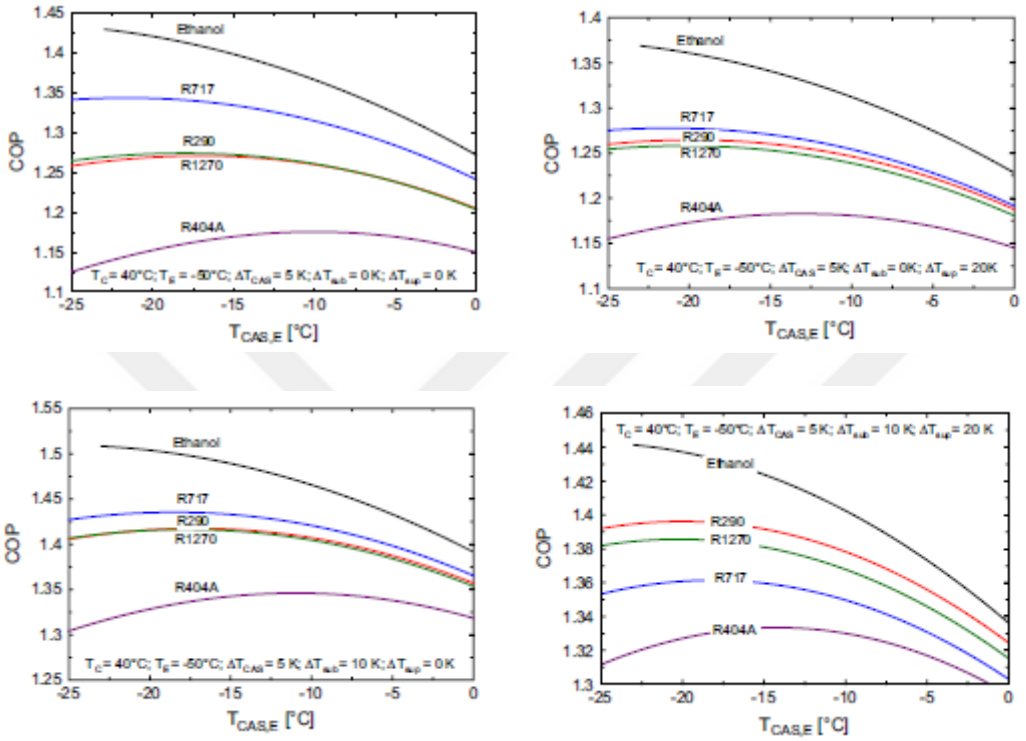
Bu çalışmada özet olarak, ilk kısmında yüksek sıcaklık çevriminde etanol, R1270, R290, R404a ve R717, düşük sıcaklık çevriminde R744 kullanılarak gerçekleştirilen kaskad çevrimin termodinamik incelemesi gerçekleştirilecektir. Daha sonrasında yüksek çevrim için seçilen soğutkan ile R744 kaskad soğutma sisteminde daha detaylı incelenecektir.



Şekil 2.9: Kaskad soğutma çevrimi şeması[20].

Kaskad soğutma ait çevrim şeması Şekil 2.9'da verilmekte olup yapılan termodinamik kabuller şu şekildedir:

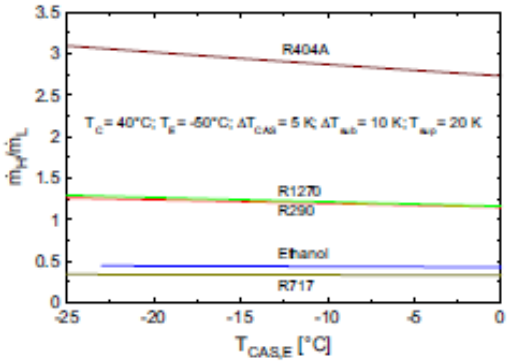
- Her iki çevrime ait kompresörde izentropik verim 0.78'dir.
- Borularda basınç kayıpları ve sistemde ısı kayıpları ihmal edilmektedir.
- Kısılma vanalarında genişleme izentalpiktir.
- Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir.



Şekil 2.10: Değişen kaskad ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklıklarında, aşırı ısıtma ve aşırı soğutma işlemlerinin farklı soğutkanların COP'leri üzerine etkisi[20].

Şekil 2.10'da değişen kaskad ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklıklarında, aşırı ısıtma ve aşırı soğutma işlemlerinin farklı soğutkanların COP'leri üzerine etkisi incelenmektedir. Sol üstteki görselde herhangi bir işlem uygulanmamış olup, sağ üstteki görselde 20K'lik aşırı ısıtma, sol alttaki görselde 10K'lik aşırı soğutma ve sağ alttaki görselde hem 20K'lik aşırı ısıtma hem de 10K'lik aşırı soğutma işlemi uygulanmıştır. En yüksek COP değerleri 4 farklı durumda da etanolde olurken R404a en düşük COP değerlerini göstermektedir. Aşırı ısıtma etanol, R717 ve R404a'da COP değerini yükseltmiş; R290 ve R1270 akışkanları üzerinde bir tesir göstermemiştir. Aşırı soğutma ise her soğutkanın COP'sinde önemli bir artışa sebep olmuştur. Aşırı soğutma ve aşırı ısıtmanın birlikte uygulandığı durumda ise R717, diğer kategorilerde ikinci sırada en yüksek COP değerini göstermişken bu kategoride en yüksek COP

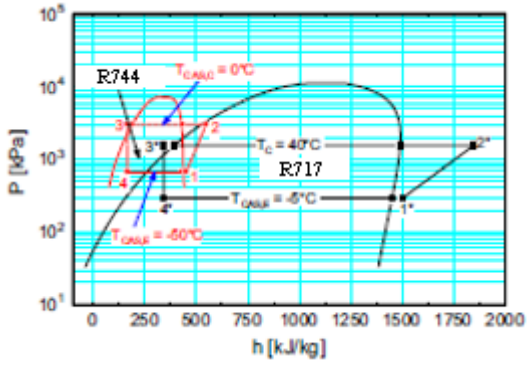
değerini gösterme bazında dördüncü sırada yer almıştır. Bu görsellerden ayrıca optimum bir kaskad ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklığı olduğu görülmektedir.



Şekil 2.11: Değişen kaskad ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklıklarında, çevrimler arası kütlesel debi oranı[20].

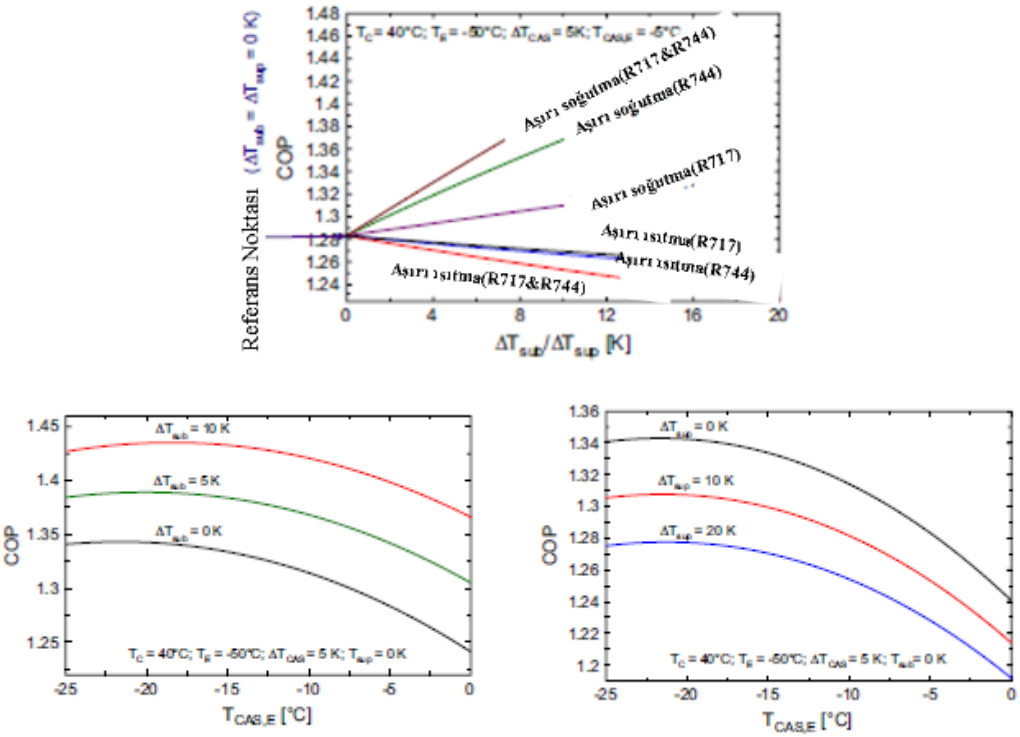
Şekil 2.11'de değişen kaskad ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklıklarında, çevrimler arası kütlesel debi oranı gösterilmektedir. R404a'nın yüksek sıcaklık devresinde kullanılması, 2.5 ile 3.5 arasında değişen en yüksek kütle akış oranını gerektirirken, R717 kullanımı, yüksek buharlaşma gizli ısısı nedeniyle en düşük kütle akış oranını (0,33 ila 0,34) gerektirir. R1270 ile R290'nın COP karakteristiklerindeki benzerlik kütle oranında da devam etmektedir.

Bu bilgiler ışığında yüksek sıcaklık çevriminde etanolün en yüksek COP'ye sahip olması sebebiyle seçilmesi olası görünür. Fakat etanolün düşük buharlaşma basıncı sağlaması ve bu değerin atmosferik basınçtan düşük olması takdirde hava sızmalarına sebep olması, R717'yi yüksek sıcaklık çevrimi için en ideal soğutkan yapar. Bu seçim yapıldıktan sonra R717-R744 çifti daha detaylı incelenecektir.



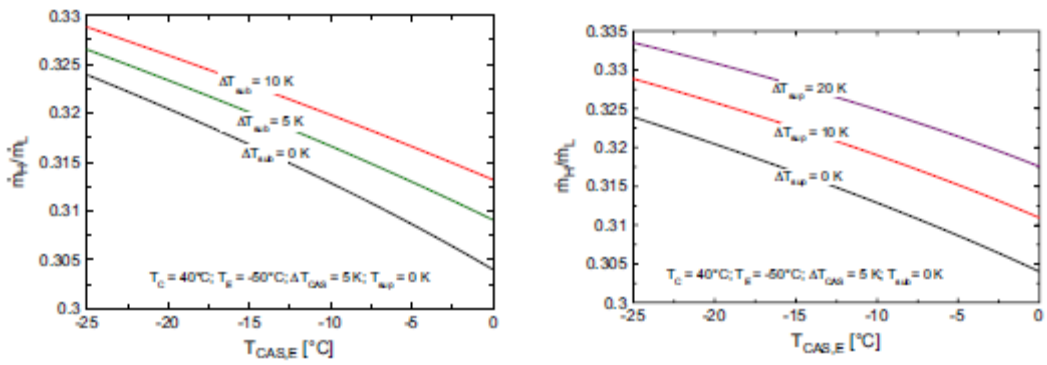
Şekil 2.12: R717-R744 kaskad soğutma sistemine ait lnP-h diyagramı[20].

Şekil 2.12'de çevrime ait lnP-h diyagramı verilmektedir. Detaylı olarak incelenecek ilk durum sistem COP'sidir.



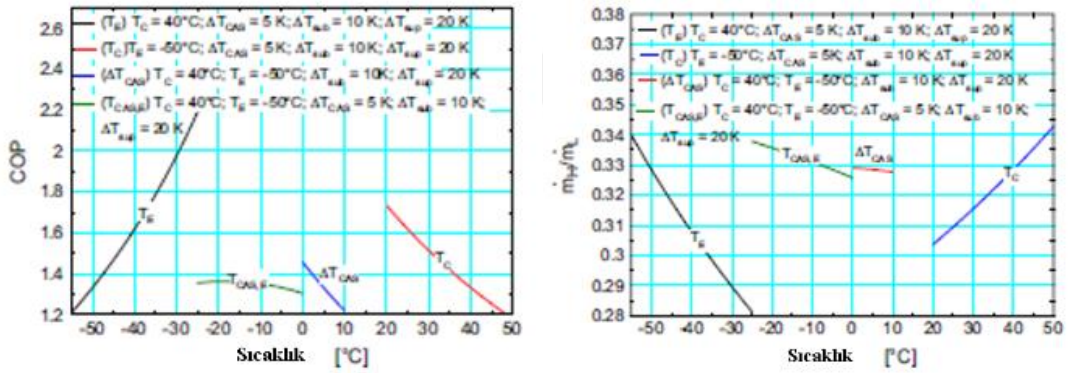
Şekil 2.13: Aşırı ısıtma ve aşırı soğutma işlemlerinin R717-R744 kaskad soğutma sisteminin COP'sine etkisi[20].

Şekil 2.13'ün üst kısmındaki görsel ile çevrimlere uygulanan aşırı ısıtma ve aşırı soğutma uygulamalarının COP'ye etkisi gözlenmiştir. Aşırı ısıtma ve aşırı soğutma olmaksızın sisteme ait COP değeri referans olarak alınmıştır. Temel olarak, yapılan aşırı soğutma işlemlerinin COP'yi artırdığı, aşırı ısıtma işlemlerinin ise COP'yi azalttığı görülür. Çevrimin her iki aşamasına da yapılan işlemler COP'yi daha çok etkilemiştir. Aşırı soğutma işlemleri, aşırı ısıtma işlemlerine oranla COP üzerinde daha dikkate değer değişimler gerçekleştirmiştir. Ayrıca düşük sıcaklık çevrimine yapılan aşırı soğutma işlemi, yüksek sıcaklık çevrimine yapılan aşırı soğutma işlemine göre COP'yi daha fazla etkilemiş; farklı aşamalara uygulanan aşırı ısıtma işlemleri ise çok dramatik farklılıklar doğurmamıştır. Sol alt kısımdaki görsel her iki aşamaya da uygulanan aşırı soğutma işleminde, değişen kaskad ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklıklarına COP'nin verdiği reaksiyonu gösterirken, sağ alt kısımdaki görsel her iki aşamaya da uygulanan aşırı ısıtma işleminde, değişen kaskad ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklıklarına COP'nin verdiği reaksiyonu gösterir.



Şekil 2.14: Aşırı ısıtma ve aşırı soğutma işlemlerinin R717-R744 kaskad soğutma sisteminde kütle debisi oranına etkisi[20].

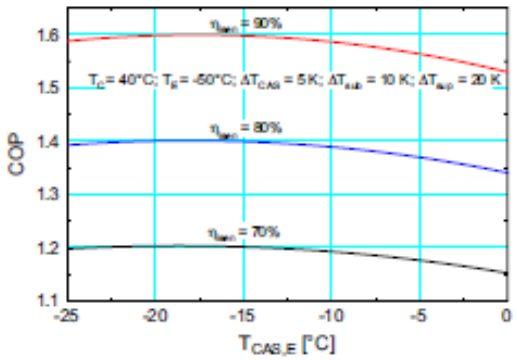
Şekil 2.14'te sol taraftaki görsel aşırı soğutma, sağ taraftaki görsel aşırı ısıtma işleminin R717-R744 kaskad sisteminde kütle debisi oranına etkisini gösterir. Aşırı ısıtma ve aşırı soğutma işlemlerinin sıcaklıkları artırıldığında kütle debilerinin oranı artmaktadır.



Şekil 2.15: Buharlaşma, yoğuşma sıcaklıklarının ve kaskad ısı değiştiricisi sıcaklık farkının R717-R744 kaskad soğutma sisteminde COP ve kütle debisi oranına etkisi.

Şekil 2.15'in sol tarafındaki görselden buharlaşma sıcaklığındaki artışın COP'yi artırdığı, yoğuşma sıcaklığındaki artışın COP'yi azalttığı açıkça görülür. Optimum bir kaskad ısı değiştiricisi buharlaşma sıcaklığı sistemin COP'sini artırabilir. Kaskad ısı değiştiricisinde sıcaklık farklarının artması COP'yi azaltmaktadır. Sağ taraftaki görselden kütlesel debi oranının artması sadece yoğuşma sıcaklığının artmasıyla mümkündür.

Bundan sonraki aşama kompresör izentropik verimlerindeki değişimin COP üzerine etkisini gözlemlemektir.



Şekil 2.16: Çevrimin her iki aşamasındaki kompresörlerin izentropik verimlerinin değişiminin COP üzerine etkisi[20].

Beklenildiği gibi, kompresör izentropik verimlerinin artması sistem COP'sini doğrusal olarak artırmıştır.

Çalışmanın sonuçları genel olarak gözden geçirilecek olursa, aşırı ısıtma işlemi kütle oranını artırırken, COP'yi düşürmüştür. Aşırı soğutma işlemi ise her iki parametreyi de artırmıştır. Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarında gerçekleşen değişim iki parametre üzerinde tam zıttı sonuçlar doğurmuştur. Kaskad ısı değiştiricisindeki sıcaklık farkının her iki parametreyi azalttığı belirlenmiştir. Kompresörün izentropik verim artışı COP artışına yol açmıştır.

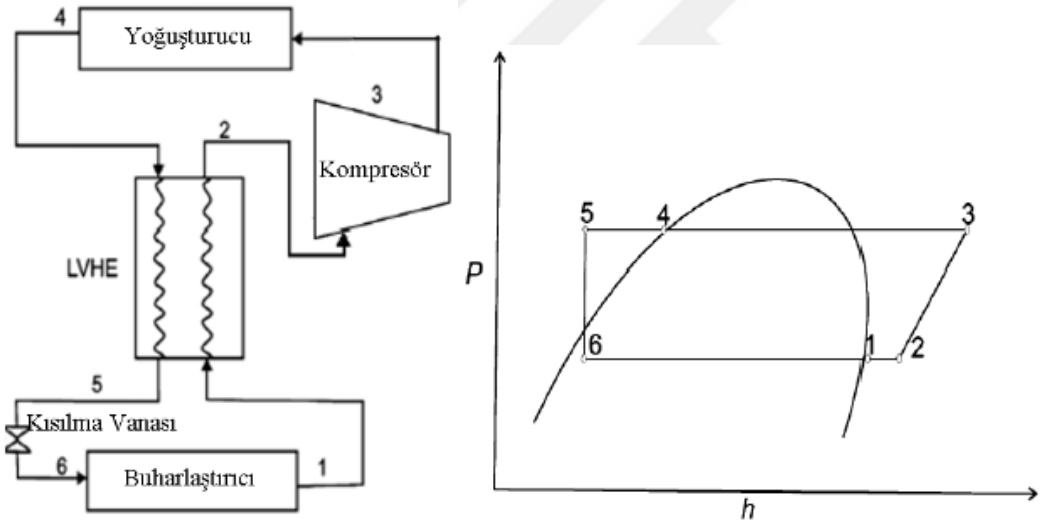
-Performance and Exergy Analysis of Vapour Compression Refrigeration System Using Various Alternative of R134a [21]

Bu çalışmada özet olarak, R152a, R290, R600, R600a, R123 ve R717 akışkanlarının kullanıldığı buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi için enerji ve ekserji analiz yapılmış ve sonuçlar R134a ile kıyaslanmıştır. Ozon tahribatı ve sera etkisiyle birlikte CFC ve HCFC ailesinin dışındaki soğutkanlar olan HFC, HC ve doğal soğutkanlarla çalışmalar yürütülmektedir. Bu çalışmadaki çalışma şartları ve kabullerle ilgili bilgi Tablo 2.2'de verilmektedir.

Tablo 2.2: Sisteme ait çalışma şartları ve kabuller[21].

Kompresör İzentropik Verimi	85%
Motor Verimi	90%
Güvenlik Faktörü(F)	0.8
Akışkan Kütle Debisi	1 kg/s
Ortam Sıcaklığı	303 K
Buharlaşma Sıcaklığı	248-283K
Yoğuşma Sıcaklığı	298-323K
Aşırı Isıtma Sıcaklığı	10K
Aşırı Soğutma Sıcaklığı	5K

Şekil 2.17'de buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin çevrim şeması ve lnP-h diyagramı verilmektedir. Şekil 2.19'da görüldüğü üzere tipik bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimine ek olarak yoğuşturucu çıkışında ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Bunun sebebi daha yüksek sistem verimi elde etmektir.



Şekil 2.17: Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ve lnP-h diyagramı[21].

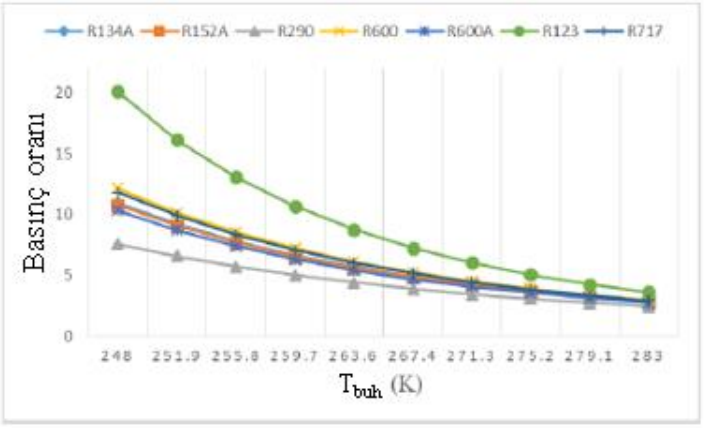
Termodinamiğin 1. ve 2. yasaları kullanılarak COP ve ekserjiye yönelik hesaplar yapılmıştır. Değişen buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının bunlar üzerine etkisi incelenmiştir.





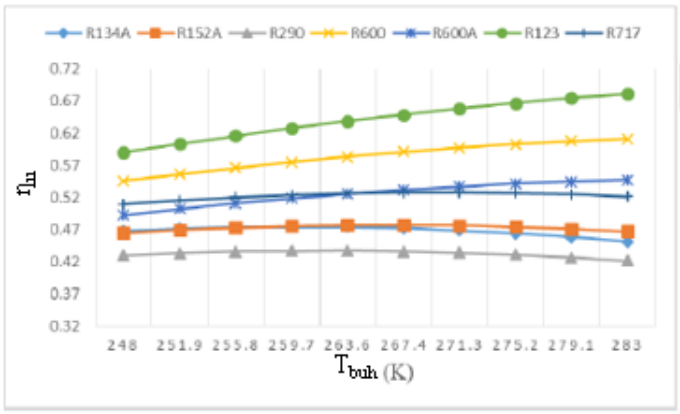
Şekil 2.18: Değişen buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında farklı soğutkanların COP değerleri[21].

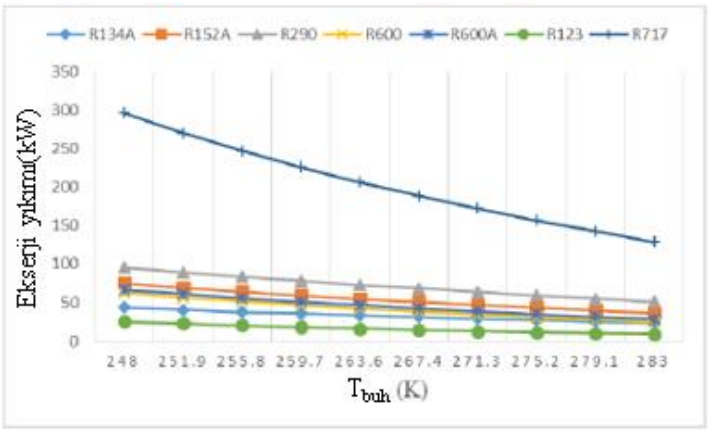
Şekil 2.18'den görüleceği üzere artan buharlaşma sıcaklıkları ve azalan yoğuşma sıcaklıkları farklı soğutkanlarda, farklı oranlarda artışa sebep olmuştur. En yüksek COP değeri R123'te gözlenirken en düşük değer R290'a aittir. R134a'ya en yakın karakteristik R152a soğutkanı tarafından gerçekleşmiştir.



Şekil 2.19: Soğutkanların değişen buharlaşma sıcaklıklarında basınç oranı ilişkisi[21].

Şekil 2.19'da artan buharlaşma sıcaklıklarında tüm soğutkanlar belli bir değer etrafında kümelenmiştir ve basınç oranları azalmıştır. En radikal değişim R123 akışkanı tarafından gerçekleşmiştir. Ayrıca R600a ve R152a basınç oranı ilişkisi olarak R134a'ya en yakın soğutkan ikilisidir.





Şekil 2.20: Soğutkanların değişen buharlaşma sıcaklıklarında ekserji yıkım değerleri ve ikinci yasa verimi[21].

Şekil 2.20'de termodinamiğin ikinci yasa çözümlemesiyle elde edilmiş ekserji yıkım değerleri ve ikinci yasa verimi gösterilmiştir. R717 en yüksek ekserji yıkım değerine sahip olsa da ikinci yasa verimi bazında en tepede yer almaz. Bunun da sebebi kompresör tarafından çekilen gücün en yüksek R717'de olmasından kaynaklanır.

Tablo 2.3: Yoğuşma sıcaklığı 45°C ve buharlaşma sıcaklığı -5°C durumunda sistem verileri[21].

Soğutkan	P_{buh} (kpa)	$P_{yoğ}$ (kpa)	Basınç Oranı	COP	η_{II} (%)	Ekserji Yıkımı(kW)
R134a	242.1	1156	4.774	1.459	47.15	30.9
R152a	218.8	1034	4.725	1.478	47.71	50.15
R290	404.2	1529	3.784	1.335	43.58	67.69
R600	84.67	433.2	5.116	1.865	59.19	37.65
R600a	130.8	598.1	4.571	1.666	53.27	41.87
R123	25.71	181	7.041	2.083	65.05	14.15
R717	352.8	1775	5.032	1.654	52.75	186.5

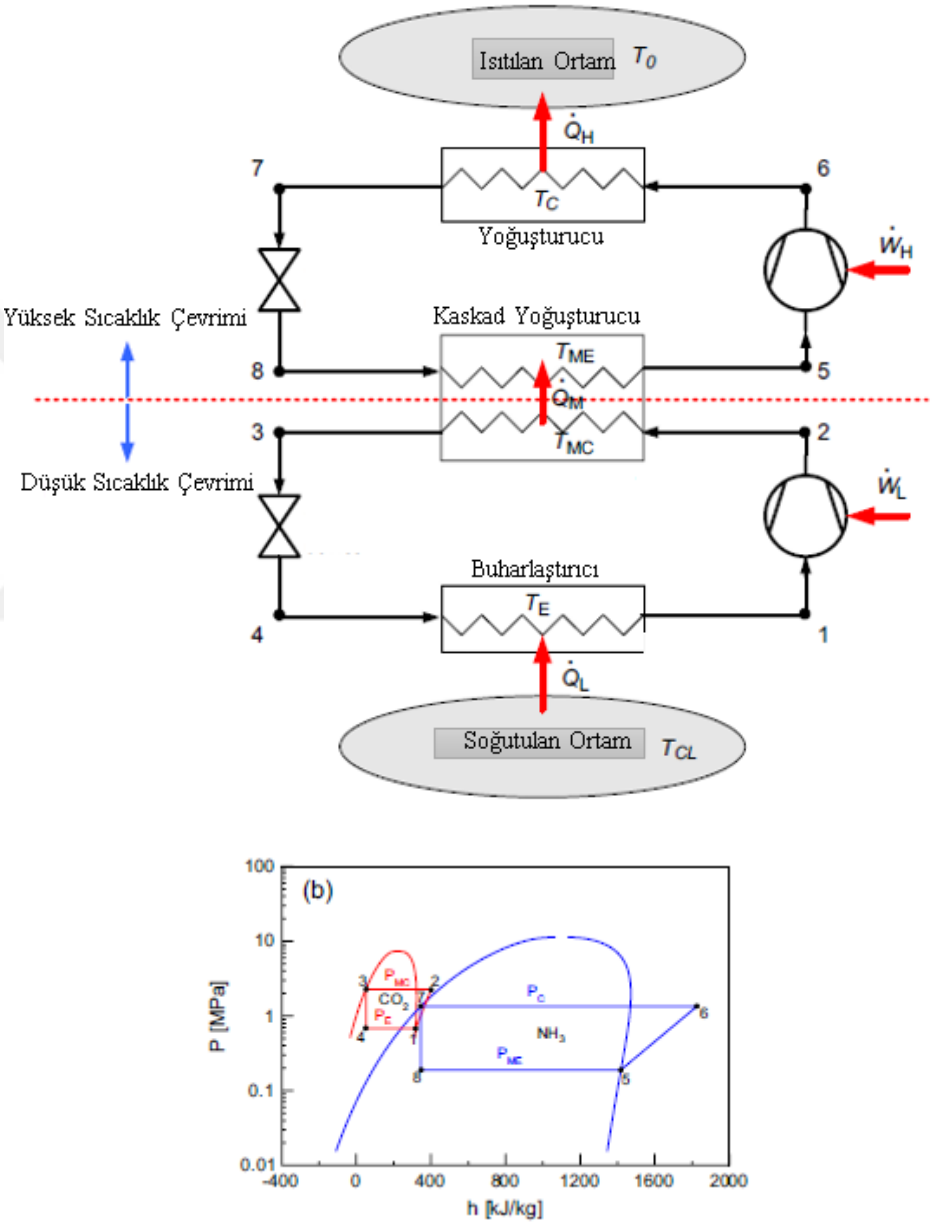
Tablo 2.3'te yapılan çalışmaların genel bir değerlendirmesi bulunmaktadır. Buradan R600, R600a, R123, R717 ve R152a çalışma şartlarında R134a'ya oranla daha iyi enerji ve ekserji verimi sağladığı sonucu çıkarılabilir.

-Thermodynamic Analysis of Optimal Condensing Temperature of Cascade Condenser in CO_2/NH_3 Cascade Refrigeration Systems [22]

Bu çalışmada özet olarak, maksimum COP'yi yakalamak ve minimum ekserji yıkımını elde etmek için en uygun kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklığı belirlenecek ve bu kaskad sistemin akışkan çifti CO_2-NH_3 olacaktır. Düşük sıcaklık uygulamalarının gerektiği alanlarda tek kademe ile bu sıcaklıklara inilmesi zordur. Bu sebeple yüksek sıcaklık çevriminde R717, düşük sıcaklık çevriminde R744 kullanımının olduğu bir kaskad sistem bu ihtiyacı karşılayabilmektedir. Devreler birbirine R717 için buharlaştırıcı, R744 için yoğuşturucu görevi gören kaskad ısı değiştiricisi ile bağlanırlar. Yapılan termodinamik kabuller şu şekildedir:

- Borulardaki basınç kayıpları ve sistemdeki ısı kayıpları ihmal edilmektedir.
- Sistemdeki tüm komponentler daimi haldedir.
- Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir.
- Genişleme işlemleri izentalpiktir.

- Her iki çevrimdeki kompresörde izentropik değildir. İzentropik verimleri basınç oranının bir fonksiyonudur. Mekanik verimlilik 0.93'tür.
- Akışkanlar yoğuşturucu ve kaskad ısı değiştiricisinin yoğuşturucusunu doymuş sıvı fazda, buharlaştırıcıyı doymuş buhar fazında terk etmektedir.
- Ortam sıcaklığı 25°C'dir.



Şekil 2.21: Kaskad sistemine ait çalışma şeması ve basınç-entalpi diyagramı[22].

Hesaplamalarda kullanılacak bazı bağıntılar ve verimlilik ifadelerinin basınç oranı (R_p) cinsinden ifadesi şu şekildedir:

$$\dot{Q}-\dot{W}+\sum_{in}\dot{m}h-\sum_{out}\dot{m}h=0 \tag{2.5}$$

$$\dot{S}_{gen}=\sum_{out}\dot{m}s-\sum_{in}\dot{m}s-\sum\frac{\dot{Q}_i}{T_i} \tag{2.6}$$

$$\dot{X}_{des}=\sum_{j}\left(1-\frac{T_o}{T_j}\right)\dot{Q}_j-\dot{W}_{cv}+\sum_{in}\dot{m}x-\sum_{out}\dot{m}x \tag{2.7}$$

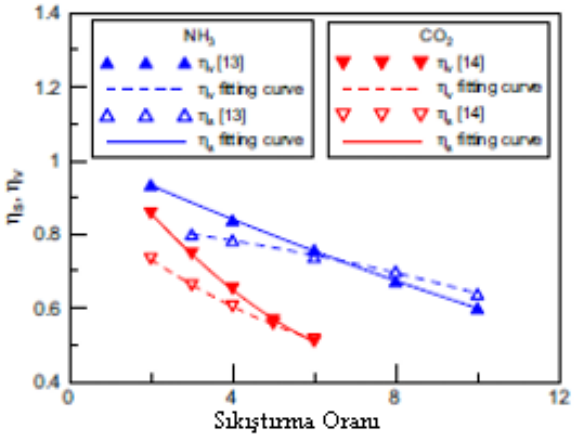
$$\dot{X}_{des}=T_o\dot{S}_{gen}\,(\text{Guoy-Stodola}) \tag{2.8}$$

$$\eta_s=-0.00097R_P^2-0.01026R_P+0.83955(\text{HTC-kompresör}) \tag{2.9}$$

$$\eta_v=-0.00076R_P^2-0.05080R_P+1.03231(\text{HTC-kompresör}) \tag{2.10}$$

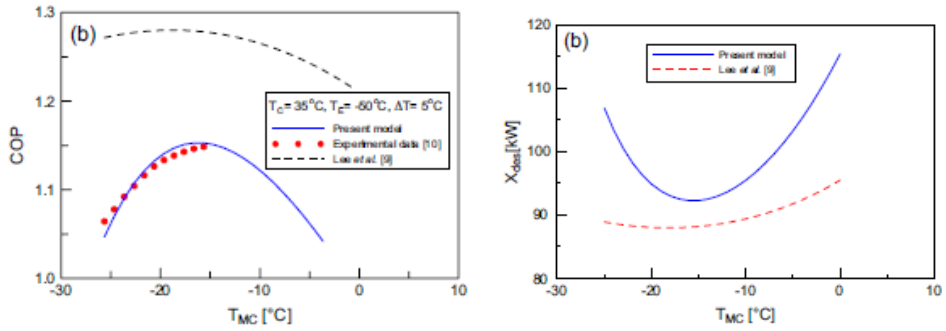
$$\eta_s=0.00476R_P^2-0.09238R_P+0.89810(\text{LTC-kompresör}) \tag{2.11}$$

$$\eta_v=0.00816R_P^2-0.15293R_P+1.13413(\text{LTC-kompresör}) \tag{2.12}$$



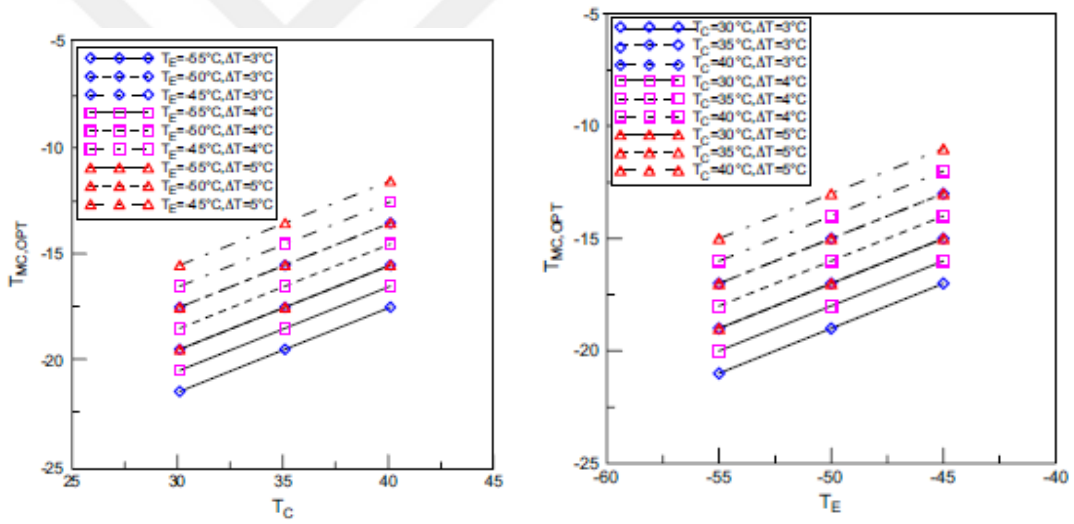
Şekil 2.22: Kompresörlerin izentropik ve volümetrik verimleri[22].

Şekil 2.22'de artan basınç oranlarında izentropik ve volümetrik verim düşmektedir.



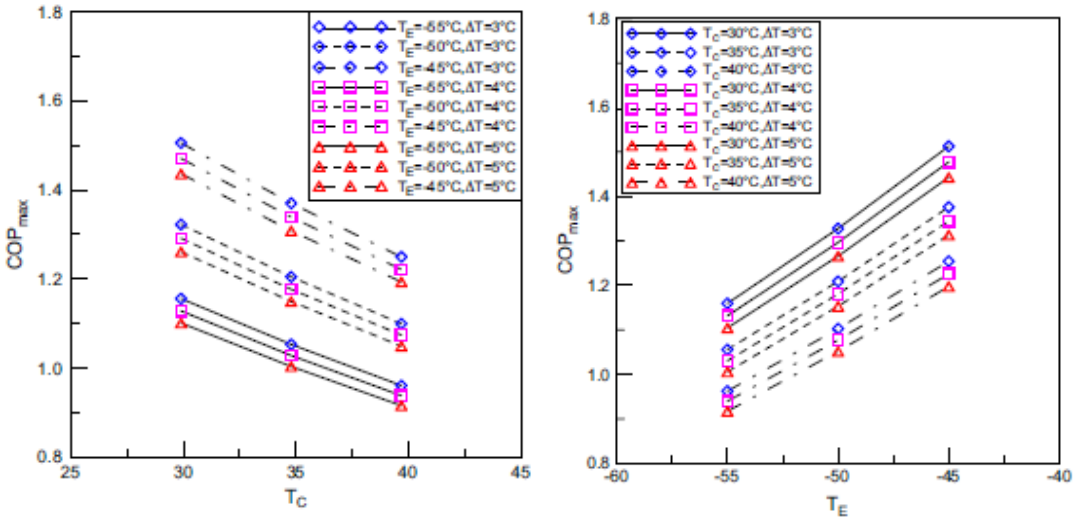
Şekil 2.23: Değişen kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklıklarında sistemin COP ve ekserji yıkımı[22].

Şekil 2.23'ten de görüldüğü üzere sistemin maksimum COP ve minimum ekserji tahribatını elde etmek için uygun bir kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklığı mevcuttur. Bu değerleri sağlayan sıcaklık ise -15°C'dir.



Şekil 2.24: Değişen buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında optimum kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklığının değişimi[22].

-50°C buharlaşma, 35°C yoğuşma ve 5°C aşım sıcaklığında optimum kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklığının -15°C olduğunu görmüştük. Şekil 2.24'te değişen sıcaklıkların bu optimum sıcaklığa etkisi gözlenmiştir. Artan buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları optimum kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklığının artmasına yol açmıştır.

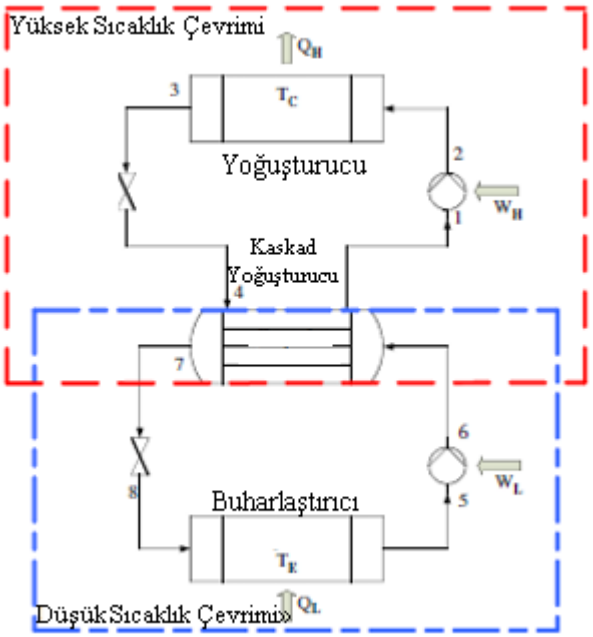


Şekil 2.25: Değişen buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarında COP'nin durumu[22].

Beklenildiği gibi, artan yoğuşma sıcaklıkları maksimum COP değerini düşürürken, buharlaşma sıcaklığının artması maksimum COP değerini yükseltmiştir.

-Performance Evaluation of Cascade Refrigeration Systems Using Different Refrigerants [23]

Bu çalışmada özet olarak, kaskad bir sistemin termodinamik analizi yapılacaktır. Düşük sıcaklık devresinde R744, yüksek sıcaklık devresinde R717, R290, R404a, R600, R410a ve R134a kullanılacaktır.

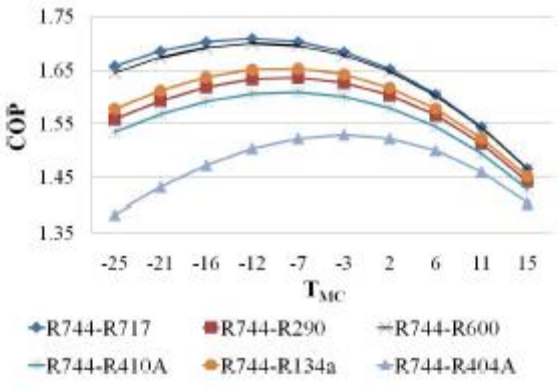


Şekil 2.26: Kaskad sistemine ait çalışma şeması[23].

Şekil 2.26'da kaskad sisteme ait çalışma şeması gösterilmiş olup termodinamik hesaplarda kabul edilen kurallar şunlardır:

- Sistemdeki tüm komponentler daimi haldedir.
- Her iki çevrimdeki kompresörün izentropik verimi 0.7'dir.
- Genişleme işleme izentalpiktir.
- Borulardaki basınç kaybı ve sistemdeki ısı kaybı ihmal edilecektir.
- Kaskad ısı değiştiricisinin yoğuşma sıcaklığı ile kaskad ısı değiştiricisinin buharlaşma sıcaklığı arasındaki fark 5°C'dir.

Buharlaşma sıcaklığının -35°C, yoğuşma sıcaklığının 35°C olarak kabul alındığı durumda kaskad ısı değiştiricisinin yoğuşma sıcaklığının COP'ye etkisi Şekil 2.29'da gösterilmektedir.



Soğutkanlar	COP_{MAX}	T_{MC} [°C]
R717-R744	1.71	−11.63
R290-R744	1.63	−8.33
R600-R744	1.70	−11.01
R410A-R744	1.61	−8.07
R134a-R744	1.65	−8.72
R404A-R744	1.53	−2.77

Şekil 2.27: Değişen kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklıklarının sistem COP'si üzerine etkisi ve max COP değerleri[23].

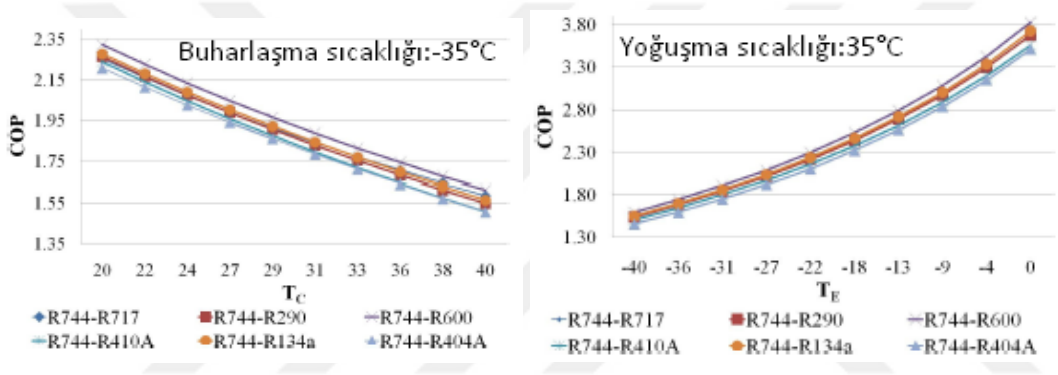
Şekil 2.27 soldaki görselde değişen kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklıklarının sistem COP'si üzerine etkisi gözlenmiştir. Farklı soğutkan için farklı kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklıklarında COP'nin zirve değerine ulaştığı gözlenir. R744-R404a çifti dışındakilerin zirve yaptığı sıcaklık değeri yakınlık gösterirken bu çiftin zirve yaptığı sıcaklık değeri -2.77°C'dir. Genel olarak en düşük COP değerleri de R404a- R744'da gözlenir.

Kaskad ısı değiştiricisinin yoğuşma sıcaklığı ile kaskad ısı değiştiricisinin buharlaşma sıcaklığı arasındaki fark 15°C olduğunda COP değerlerindeki azalma Tablo 2.4'te

belirtilmiştir. Bu tablodan sıcaklık farkının artışına en olumsuz etkiyi R404a- R744 göstermiştir.

Tablo 2.4: Yüzdesel olarak COP azalması[23].

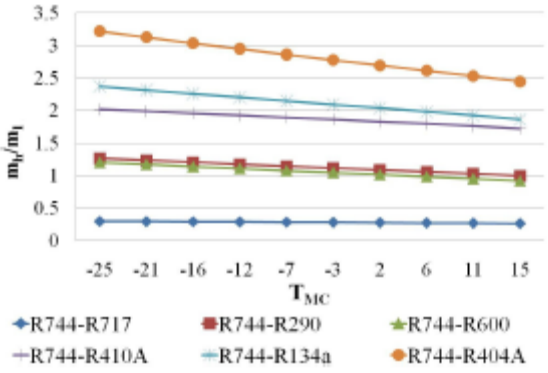
Soğutucu Akışkan Çiftleri	COP azalması (%)
R717-R744	4.2
R290-R744	4.6
R600-R744	4.3
R410a-R744	4.53
R134a-R744	4.48
R404a-R744	5.75



Şekil 2.28: Değişen buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının COP'ye etkisi[23].

Şekil 2.28 sol taraftaki görsel -35°C buharlaşma sıcaklığında, değişen yoğuşma sıcaklıklarının COP'ye etkisini göstermekte olup sağ taraftaki görsel 35°C yoğuşma sıcaklığında, değişen buharlaşma sıcaklıklarının COP'ye etkisini göstermektedir. Artan yoğuşma sıcaklıkları COP'yi olumsuz, artan buharlaşma sıcaklıkları COP'yi olumlu etkiler.

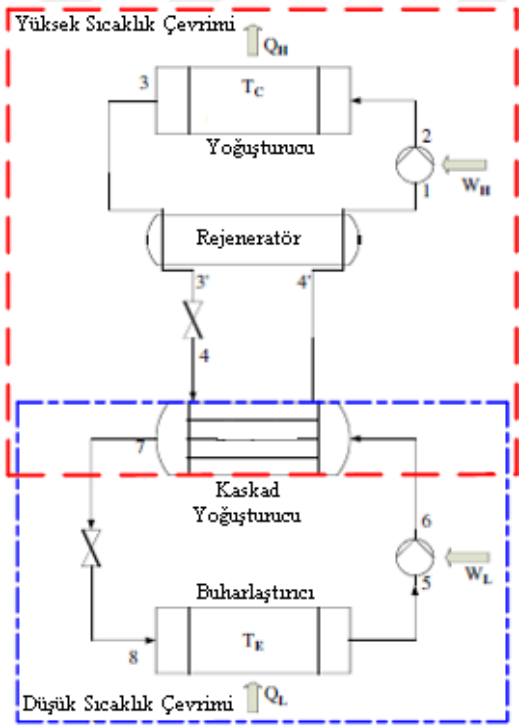
Buharlaşma sıcaklığının -35°C, yoğuşma sıcaklığının 35°C olarak kabul alındığı durumda kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklığının kütlesel debi oranına etkisi Şekil 2.29'da gösterilmektedir.



Şekil 2.29: Değişen kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklıklarının farklı soğutkan çiftlerinde kütlesel debi oranına etkisi[23].

Şekil 2.29'dan de görüldüğü üzere değişen kaskad ısı değiştiricisi yoğuşma sıcaklıklarına en büyük tepkiyi R404a -R744 çifti vermiştir. Yüksek sıcaklık tarafında dolanan akışkan debisinin düşük sıcaklık tarafında dolanan akışkan debisine oranı sadece R717-R744 çiftinde 1'den küçüktür.

Çalışmanın bundan sonraki aşamasında yüksek sıcaklık çevriminin yoğuşturucusundan sonra rejeneratör kullanılmıştır.

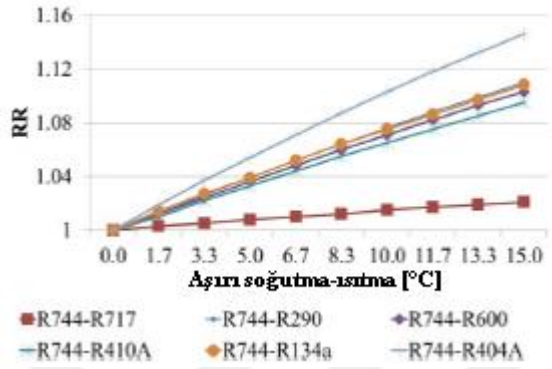


Şekil 2.30: Rejeneratörlü kaskad soğutma sistemi[23].

Rejeneratör etkinliği 1 kabul edilerek aşağıdaki hal denklemi oluşturulur.

$$h_3 - h_{3'} = h_1 - h_{4'} \quad (2.13)$$

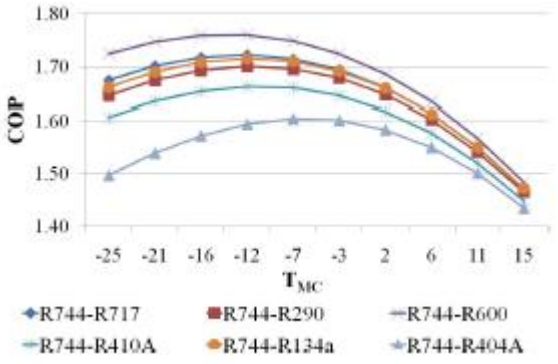
Şekil 2.31'de aşırı ısıtma ve aşırı soğutmanın RR adı verilen değişken üzerindeki etkileri gösterilecektir. RR aşırı soğutma ve aşırı ısıtma işlemleri neticesinde oluşan COP'nin; aşırı soğutma ve aşırı ısıtma işlemleri olmaksızın oluşan COP'ye oranıdır.



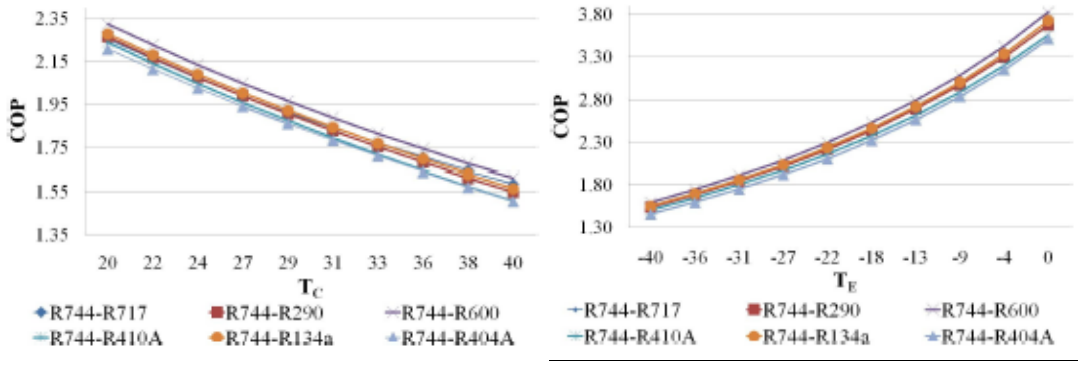
Şekil 2.31: Aşırı ısıtma ve soğutma işlemlerinin RR'ye etkisi[23].

Rejeneratör eklenmesi en az R744-R717 sisteminde performans artışına sebep olmuştur. Bunun tam aksine, R744-R404a rejeneratörle birlikte performansını önemli oranda artırmaktadır.

Buharlaşma sıcaklığının -35°C, yoğuşma sıcaklığının 35°C, aşırı ısıtma ve aşırı soğutma sıcaklıklarının 5°C alındığı durumda kaskad ısı değiştiricisinin yoğuşma sıcaklığının COP'ye etkisi Şekil 2.32'de; -35°C buharlaşma sıcaklığında, değişen yoğuşma sıcaklıklarının COP'ye etkisini Şekil 2.33'ün soldaki görselde; 35°C yoğuşma sıcaklığında, değişen buharma sıcaklıklarının COP'ye etkisini Şekil 2.33'ün sağdaki görselde gösterilmektedir.



Şekil 2.32: Kaskad ısı değiştiricisinin yoğuşma sıcaklığının COP'ye etkisi[23].



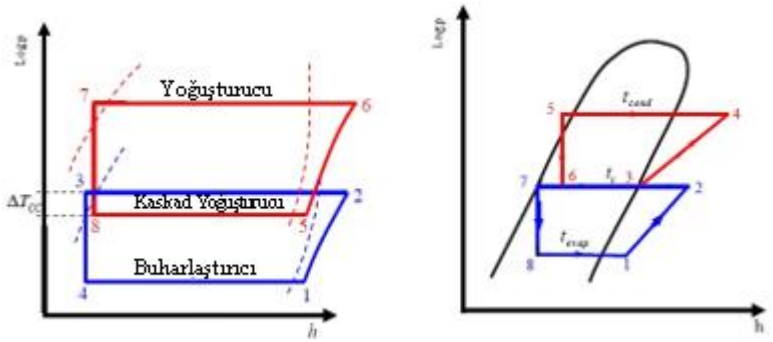
Şekil 2.33: Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarının COP üzerine etkisi[23].

Bu çalışmanın sonucunda, yüksek sıcaklık devresinde R717 kullanıldığı takdirde en iyi performanslar alındığı, R404a kullanıldığında ise performansın diğer çiftlere nazaran düşük olduğu söylenebilir.

-Performance Comparison of Cascade and Two-Stage Refrigeration Cycles Using Natural Refrigerants [24]

Bu çalışmada özet olarak, R717-R744, R290-R744 kaskad sistemleri ile birlikte iki aşamalı R717 ve R290'ın termodinamik analizleri gerçekleştirilmiştir.

Düşük sıcaklık uygulamalarında 2 aşamada da R717 kullanılarak gerçekleştirilen uygulamalar olsa da kompresörün mekanik olarak zorluklar yaşaması, düşük buharlaşma basınçları ve büyük özgül hacimler sorun yaratabilir. Bu sebepten bu çalışmada kaskad sistemle iki aşamalı sistemlerin bir karşılaştırılması yapılmaktadır.



Şekil 2.34: Kaskad ve iki aşamalı soğutma sistemlerine ait lnP-h diyagramı[24].

Çalışma bilgileri Tablo 2.5'te yansıtılmıştır.

Tablo 2.5: Çalışma koşulları[24].

Kompresör İzentropik Verimi	70%
Buharlaşma Sıcaklığı	-35°C
Yoğuşma Sıcaklığı	35°C
Aşırı Isıtma Sıcaklığı	5°C
Gerekli Tesis Kapasitesi	150 kW
Aşırı Soğutma Sıcaklığı	2°C

Elde edilen sonuçlar ve kıyaslamalar Tablo 2.6'te gösterilmektedir.

Tablo 2.6: Kaskad ve iki aşamalı soğutma sistemlerinin karşılaştırılması[24].

	Kaskad çevrim		2 aşamalı çevrim	
	R290/R744	**R717/R744**	**R290**	**R717**
v_1 (m^3/kg)	0.0320		0.3202	1.2475
$\dot{m}_{LPC}$ (kg/s)	0.5573		0.4396	0.1221
$\dot{m}_{HPC}$ (kg/s)	0.6384	0.1614	0.6502	0.1695
$\dot{V}_{LPC}$ (m^3/h)	64.29		494.51	535.93
$\dot{V}_{HPC}$ (m^3/h)	353.65	295.71	226.28	176.57
$\dot{W}_{LPC}$ (kW)	27.34		36.38	37.20
$\dot{W}_{HPC}$ (kW)	62.64	60.57	40.81	39.24
$\dot{W}$ (kW)	89.98	87.91	77.19	76.44
τ_{LPC}	2.20		3.46	4.62
η_{ex} (%)	38.59	37.71	44.56	45.58
ΔE_{xd} (kW)	53.98	56.05	45.58	41.60

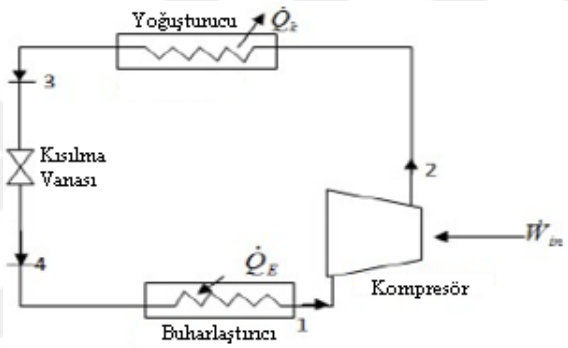
Tablo 2.6'dan çıkarılacak sonuçlar şunlardır:

- R744 kompresörünün girişindeki özgül hacim, 2 aşamalı sistemlerin düşük sıcaklık çevrimindeki kompresörlerinin girişindeki özgül hacimden küçük olması sebebiyle kaskad sisteminin düşük sıcaklık çevrimindeki kompresör diğerlerinden daha küçüktür.
- Kaskad sisteminin düşük sıcaklık çevrimindeki kompresör, 2 aşamalı sistemlerin düşük sıcaklık çevrimindeki kompresörlerine oranla daha az enerji tüketirken kaskad sisteminin yüksek sıcaklık çevrimindeki kompresör, 2 aşamalı sistemlerin yüksek sıcaklık çevrimindeki kompresörlerine oranla daha fazla enerji tüketir.
- Kaskad çevrimde meydana gelen ekserji kayıpları, 2 aşamalı çevrimde meydana gelen ekserji kayıplarından fazladır. Dolayısıyla kaskad sistemlerin ikinci yasa verimi daha düşüktür.

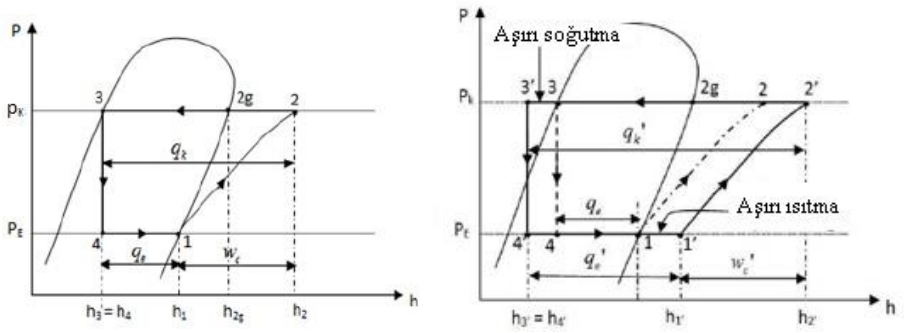
-Computer Aided Comparative Analysis of the Effects of Superheating and Subcooling on the Performance of R134a and R717 in Simple Vapour Compression Systems [25]

Bu çalışmada özet olarak, R134a ve R717 kullanılan tek aşamalı buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde aşırı ısıtma ve soğutma işlemlerinin etkileri üzerine konuşulacaktır. MATLAB ile termodinamik bağıntılar tanımlanıp çıktıları alınacaktır.

Şekil 2.35'te tipik bir buhar sıkıştırmalı soğutma sistemine ait çevrim şeması gösterilirken; Şekil 2.36'daki görsellerden sol tarafta olanı ideal bir çevrime ait lnP-h diyagramını sunarken, sağ tarafta olanı aşırı soğutma ve aşırı ısıtma etkilerinin de ilave edildiği bir çevrime ait lnP-h diyagramını gösterir.

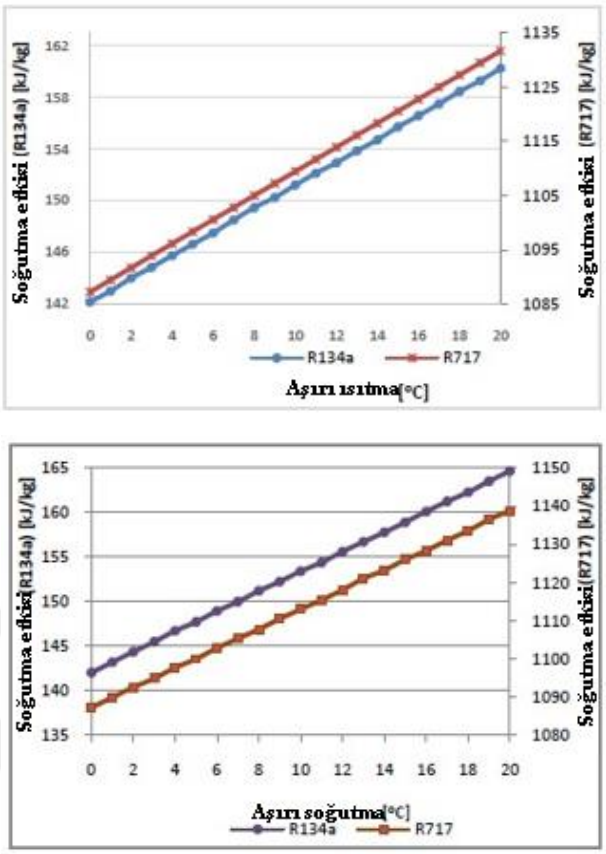


Şekil 2.35: Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi[25].

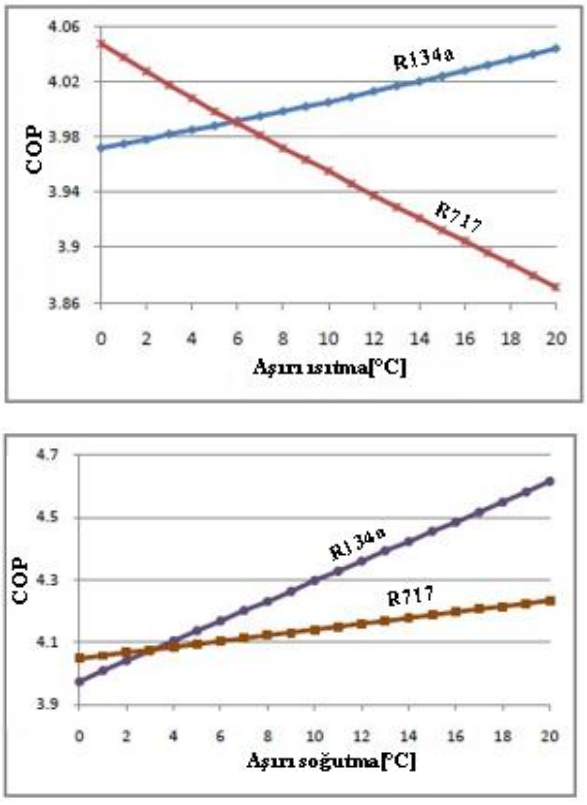


Şekil 2.36: İdeal ve aşırı ısıtma-soğutma uygulanmış sistemlerin lnP-h diyagramı[25].

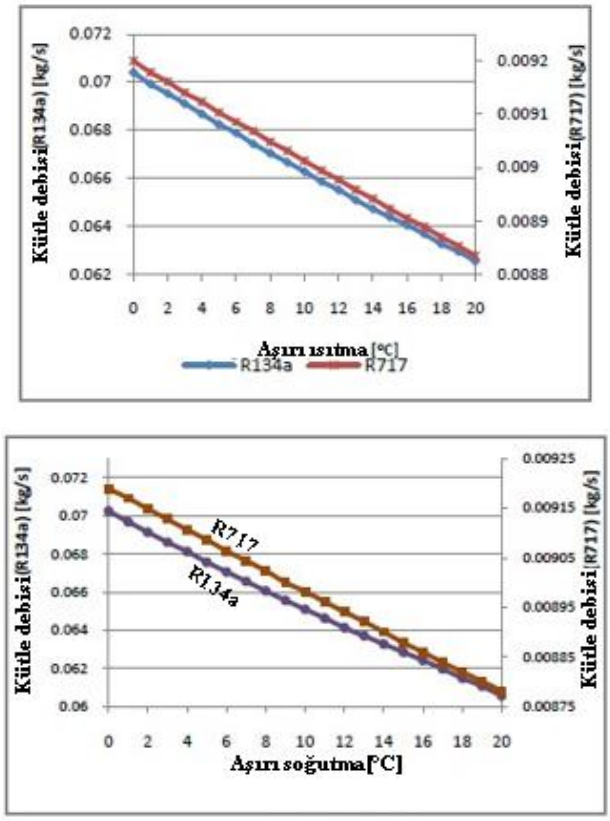
Şekil 2.37'nin üstteki görselinde aşırı ısıtmanın, alttaki görselinde aşırı soğutmanın soğutma etkisine durumu gözlenmiştir. Şekil 2.38'in üstteki görselinde aşırı ısıtmanın, alttaki görselinde aşırı soğutmanın COP üzerindeki etkisi gözlenmiştir. Şekil 2.39'un üstteki görselinde aşırı ısıtmanın, alttaki görselinde aşırı soğutmanın kütle debisine etkisi gözlenmiştir.



Şekil 2.37: Aşırı ısıtma ve soğutmanın soğutma etkisinde yaptığı etki[25].



Şekil 2.38: Aşırı ısıtma ve soğutmanın COP'ye etkisi[25].



Şekil 2.39: Aşırı ısıtma ve soğutmanın kütlesel debiye etkisi[25].

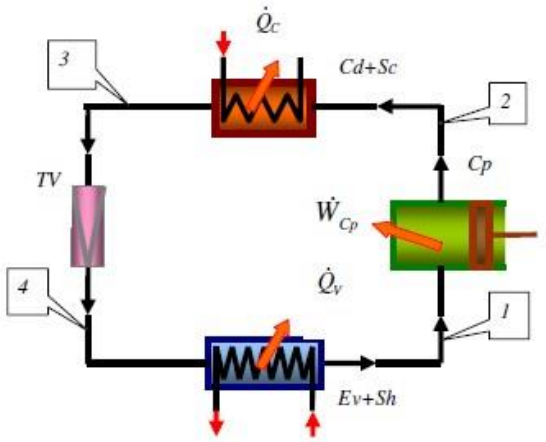
Şekil 2.37'den aşırı ısıtma ve aşırı soğutma işlemlerinin soğutma etkisi üzerinde pozitif bir etki yarattığı görülmektedir. Bu grafikte dikkat çeken bir diğer detay R717'in R134a'ya oranla 8-10 kat civarında soğutma etkisinin yüksek olduğu görülür.

Şekil 2.38'de aşırı ısıtma durumu R134a'da COP'yi artırıcı bir etki yaparken diğer taraftan R717'de COP'yi azaltıcı bir etki yapmıştır. Bu da R717'nin doymuş durumda daha iyi performans verdiğini ve aşırı ısıtma işlemine ihtiyaç duymadığını gösterir. Aşırı ısıtmanın aksine aşırı soğutma işlemi her iki soğutkan için de sistemin etkinlik katsayısının artışına sebep olmuştur. Çıkarılabilecek bir diğer sonuç doymuş hal göz önünde bulundurulduğunda daha yüksek COP değerlerini gören R717, aşırı ısıtma ve aşırı soğutma işlemlerine daha az reaksiyon vermiştir. Aşırı ısıtma ve aşırı soğutma sıcaklıkları arttıkça R134a'nın COP değeri R717'in COP değerinin üstüne çıkmaya başlamıştır. Ayrıca soğutma etkisinde bu denli fark varken COP değerlerindeki dengelenme R717'nin kompresörünün çektiği gücün daha yüksek olmasından kaynaklanır.

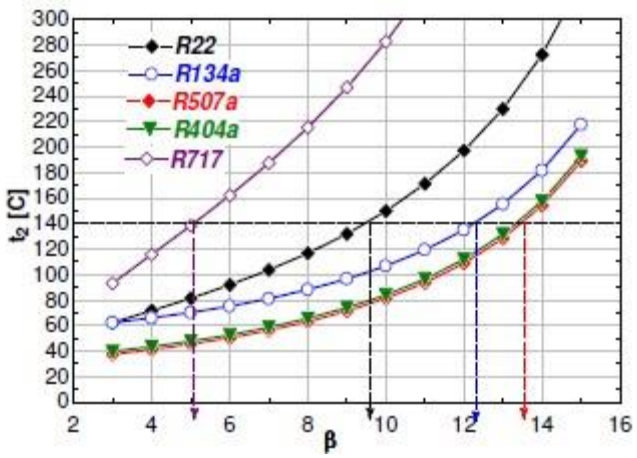
Şekil 2.39'dan yapılan her iki işleminde kütle debilerini azalttığı görülür. Akışkanları birbiriyle kıyasladığımızda ise R717'nin kütle debileri, R134a'ya oranla oldukça düşük mertebelerdedir bunun sebebi R717'nin yüksek ısıl özelliklerinden kaynaklanır.

-Exergy Analysis and Refrigerant Effect on the Operation and Performance Limits of a One-Stage Vapour Compression Refrigeration System [26]

Bu çalışmada özet olarak, tek aşamalı bir buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminin çalışması ve performansları üzerindeki soğutucu akışkan etkisinin karşılaştırmalı bir analizi ele alınır. Kullanılan soğutkanlar R22, R134a, R507a, R404a ve R717'dir.



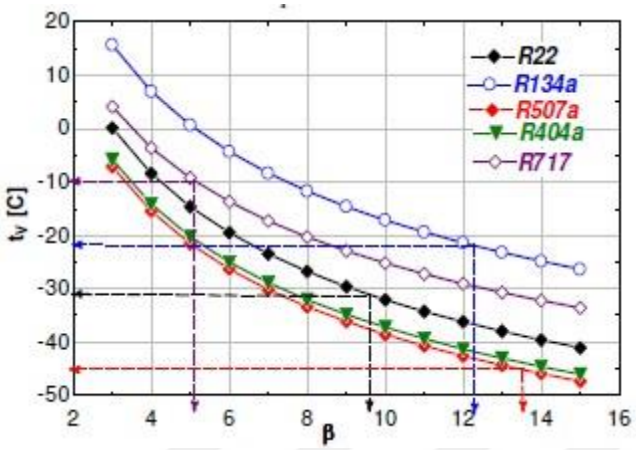
Şekil 2.40: Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi[26].



Şekil 2.41: Sıkıştırma oranı-kompresör çıkış tarafındaki sıcaklık ilişkisi[26].

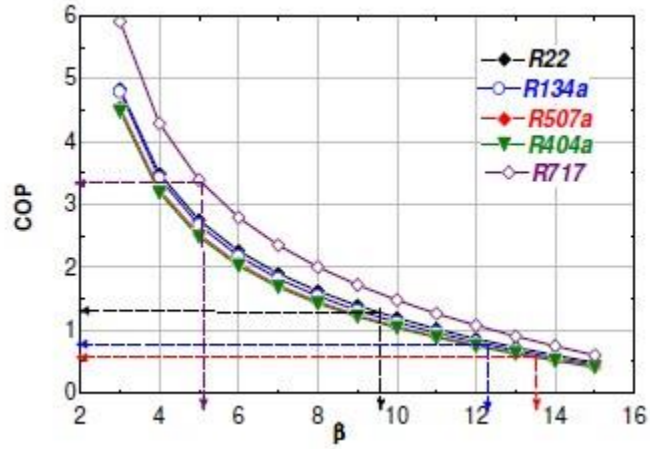
Şekil 2.41'de sıkıştırma oranının artmasıyla kompresör çıkış sıcaklığı arttığı gözlenmektedir. Sıkıştırma oranı 2-16 arasında değişmektedir. Yatay kesikli çizgi kompresör yağı tutuşabilirlik limitini ifade etmektedir ve kompresör çıkışında istenen maksimum sıcaklık değeri 140°C'dir. Bu limitte sıkıştırma oranı en küçük olan

akışkan R717 iken azeotropik karışımlar olan R404a ile R507a benzer performanslar göstermektedir. Yaklaşık olarak limit sıkıştırma oranı değerleri R717 için 5; R22 için 10; R134a için 12; R404a ve R507a için 14'e yakındır.



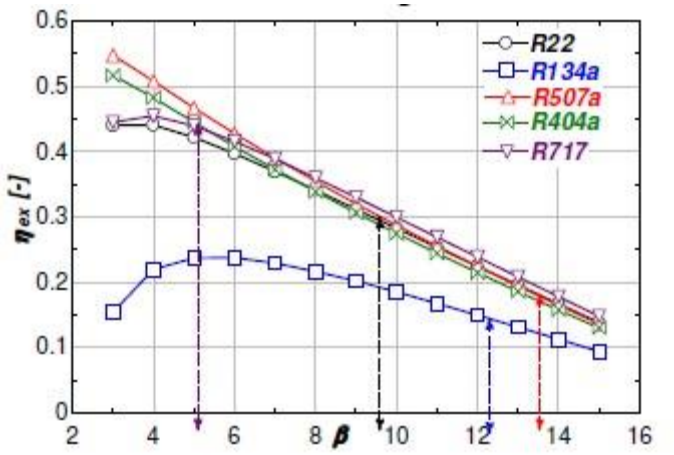
Şekil 2.42: Sıkıştırma oranı-buharlaşma sıcaklığı ilişkisi[26].

Şekil 2.42'de sıkıştırma oranına bağlı olarak buharlaşma sıcaklıklarının değişimi verilmektedir. Her bir akışkanın limit sıkıştırma oranlarını göz önünde bulundurduğumuzda buharlaşma sıcaklığı alt limiti R717 için -10°C; R22 için -20°C; R134a için -30°C; R404a ve R507a için -45°C'e yakındır.



Şekil 2.43: Sıkıştırma oranı-COP ilişkisi[26].

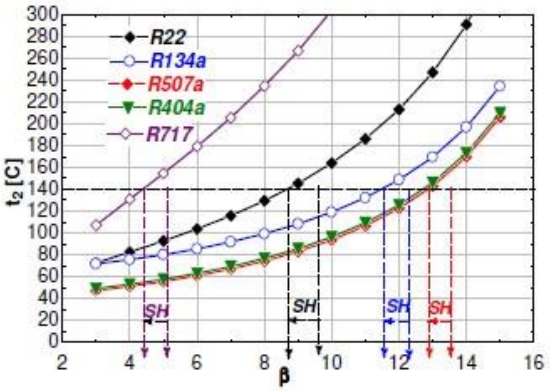
Şekil 2.43'ten de görüldüğü üzere artan sıkıştırma oranlarında COP değerinin azaldığı tespit edilir. En yüksek COP değerleri R717'de gözlenir; diğer akışkanlar ise birbirine COP karakteristiği bakımından yakındır. Her bir soğutkan için limit sıkıştırma oranında sadece R717'nin COP değeri makul bir değer olarak düşünülebilir.



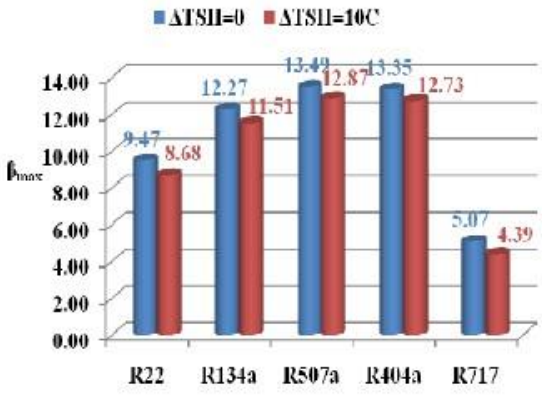
Şekil 2.44: Sıkıştırma oranı-ikinci yasa verimi ilişkisi[26].

Şekil 2.44'ten genel olarak artan basınç oranının ekserjik verimi negatif etkilediği görülmektedir. En kötü ikinci yasa verimi R134a'ya aittir. Limit sıkıştırma oranlarını göz önüne aldığımızda R717'nin ikinci yasa verimi her daim %40'ın üzerinde olacaktır.

Çalışmanın bu aşamasında 10°C'lik aşırı ısıtma işleminin limit sıkıştırma oranına etkisi gözlenecektir. Bu durum Şekil 2.45'te sıkıştırma oranı-kompresör çıkış sıcaklığında gösterilmiş olup limit sıkıştırma oranları arasındaki kıyaslama Şekil 2.46'da gösterilmektedir.

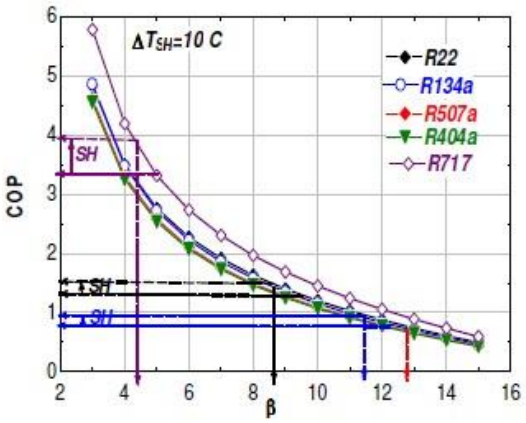


Şekil 2.45: Aşırı ısıtma uygulanmış sistemde sıkıştırma oranı-kompresör çıkış sıcaklığı ilişkisi[26].



Şekil 2.46: İdeal ve aşırı ısıtma uygulanmış sistemde limit sıkıştırma oranı değerleri[26].

Şekil 2.45'ten aşırı ısıtma uygulamasıyla kompresör çıkış sıcaklıklarının da arttığını göstermektedir. Bu sebeple üst limit sıkıştırma oranları her soğutkan için düşmüştür.



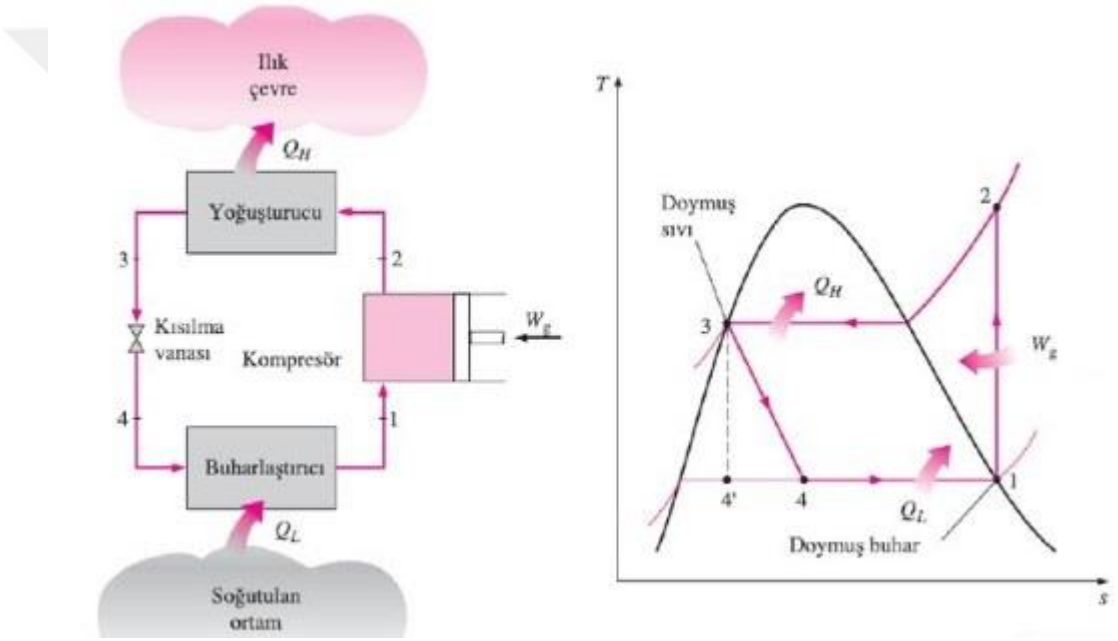
Şekil 2.47: Aşırı ısıtma işlemi uygulanmış sistemde sıkıştırma oranı-COP ilişkisi[26].

Şekil 2.47'de aşırı ısıtma işlemi ile birlikte azalan maksimum sıkıştırma oranlarının COP'yi artırdığı görülmektedir. En yüksek artış COP değeri 4'e çıkan R717'dedir.

3. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİ ve DENEY TESİSATI

Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi, dört ana eleman olarak adlandırılan kompresör, yoğuşturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcıdan oluşan, soğutucu akışkanın kompresörde sıkıştırılması esasına dayanan en yaygın kullanılan soğutma sistemidir.

3.1 İdeal Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi

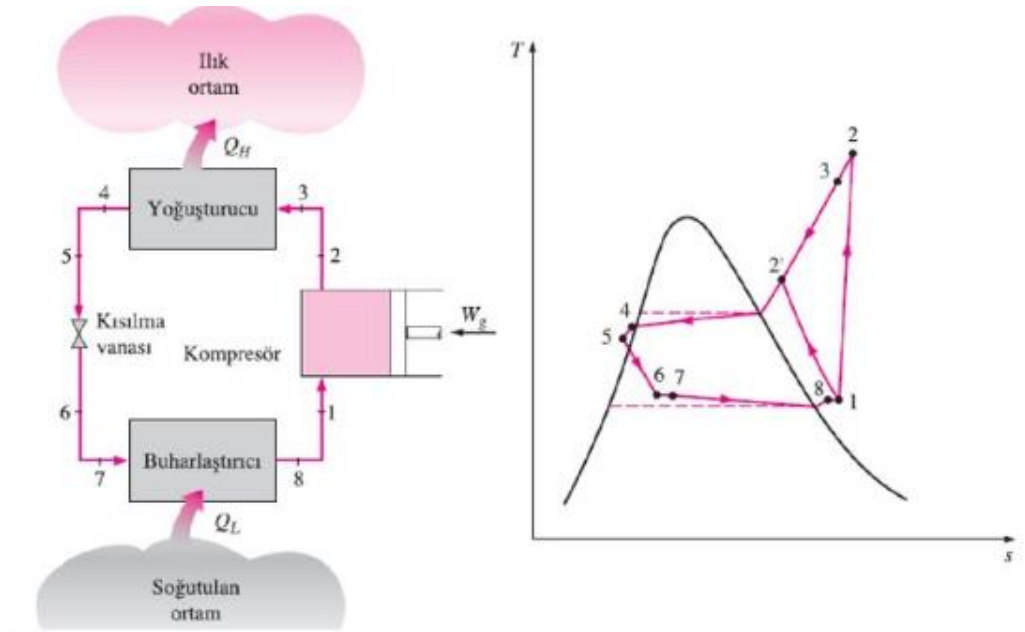


Şekil 3.1: İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi [27].

Şekil 3.1'de ideal bir buhar sıkıştırmalı sistemde 1-4 arasında yapılan işlemler özetlenmiş ve T-s diyagramıyla bu hal noktalarında akışkanın sahip olduğu özellikler gösterilmiştir. İdeal bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kompresörde izentropik olarak yüksek basınca sıkıştırılan akışkan kızgın buhar fazında yoğuşturucuya girer. Yoğuşturucu sonunda doymuş sıvı haline geçebilmek için dış ortama ısı atılır. Kısılma vanasında izentalpik genişlemeyle alçak basınca kısılan soğutkan doymuş sıvı-buhar karışımında buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıda dış ortamdan ısı alarak buharlaşan

ve buharlaştırıcıyı doymuş buhar olarak terk eden soğutkan tekrardan kompresör tarafından emilir ve çevrim süreklilik kazanır.

3.2 Gerçek Buhar Sıkıştırmalı Soğutma Çevrimi



Şekil 3.2: Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi [28].

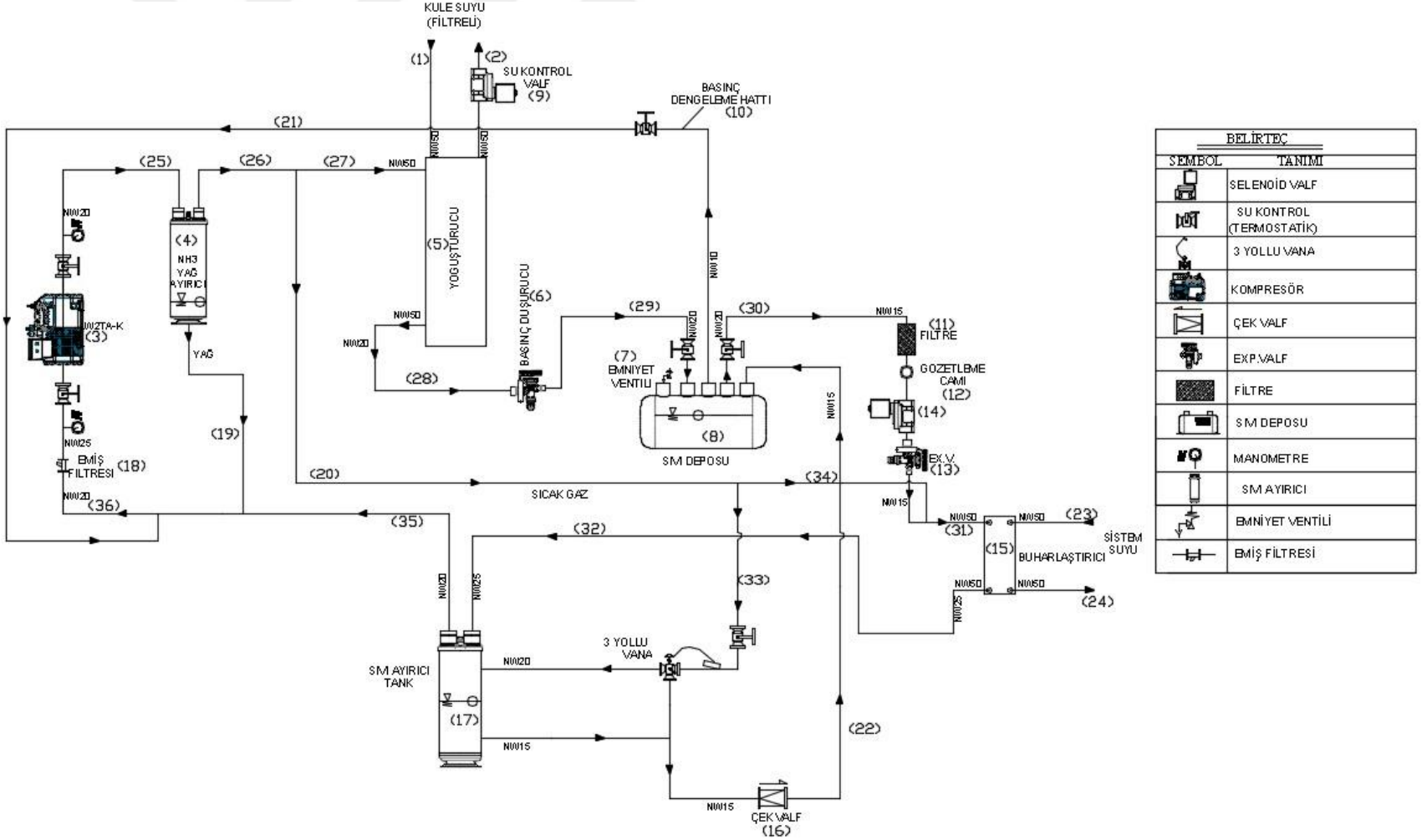
Şekil 3.2'de gösterilen gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde ideal olana göre farklılıklar göze çarpmaktadır. İdeal bir sistemde kompresörde yapılan sıkıştırma işlemi sabit entropide gerçekleşirken gerçek sistemde durum farklıdır. Gerçek sistemde 2 ve 2' noktalarından görüldüğü üzere sistemin entropisinde artış ya da azalış gözlenebilir. Entropinin artış-azalış eğilimini ısı geçişinin yönü belirler. Şekil 3.2'den de görüldüğü üzere entropinin azalması ile birlikte kompresör işi daha az olabilir ve bu izentropik durumdan bile daha tercih edilesi bir durumdur. Akışkan yoğuşturucudan geçerken ideal durumda sabit basınçta ısı kaybederken gerçek durumda basınç düşüşü olacaktır. Kısılma vanasına soğutkanın tam sıvı fazda verilmesi gerekir. İdeal durumdaki doymuş sıvı durumundan farklı olarak gerçek sistemde akışkan üzerinde aşırı soğutma işlemi ile uygulanarak daha düşük sıcaklıklarda kısılma vanasına girmesi sağlanır. Bu hamle ile kısılma vanasına tam olarak sıvı fazda verilmesi durumu kontrol altına alınır aynı zamanda soğutma gücü de arttırılır. Tıpkı yoğuşturucuda olduğu gibi buharlaştırıcıda ideal durumda sabit basınç altında ısı geçişi gerçekleşirken, gerçek sistemde basınç kaybı olacaktır. İdeal durumda soğutkan doymuş buhar fazında kompresöre verilirken gerçekte durumu

garantiye almak için kızgın buhar halde verilir aksi halde kompresöre sıvı maddenin gelmesi kompresöre hasar verir. Tıpkı aşırı soğutma işleminde olduğu gibi aşırı ısıtmayla da soğutma gücünün arttırılması sağlanabilir.

3.3 Amonyaklı Soğutma Sistemi Tasarımı

İdeal ve gerçek buhar sıkıştırmalı sistemlerde çevrimde gerçekleşen olaylar anlatılmıştı. Ana elemanları tekrardan kısaca tanımlayacak olursak, kompresör buharlaştırıcıda alçak basınçta buhar fazda çıkan akışkanın yoğuşturucuya iletilmesinde basıncını artıran ve iş çeken bir elemandır. Yoğuşturucu ise kızgın buhar fazındaki akışkanın ısısını dış ortama vermesini ve sıvı faza gelmesini sağlayan elemandır. Kısılma vanası yüksek basınçlı akışkanın alçak basınca kısılmasını sağlayan bir elemanken, buharlaştırıcı ise dış ortamdan ısıyı çekerek akışkanın buhar fazına ulaşmasını sağlayan elemandır. Fakat sistemin düzenli ve güvenli olarak çalışması için sadece ana elemanlar yeterli değildir. Bu noktada devreye yardımcı elemanlar girer. Yardımcı elemanlar, soğutucu akışkanları servis vs. gibi işlemlerde açıp kapayabilmesini, sistemin emniyetli ve verimli biçimde çalışabilmesini, çıkabilecek muhtemel sorunları tespit edebilmesini ve çevrimdeki yağ ve sıvı seviyesinden haberdar olunmasını sağlar.

Şekil 3.3'te tasarlanan devre şeması gösterilmektedir. Öncelik olarak tasarım şeması üzerinden çevrim detaylı olarak anlatılmış daha sonrasında kullanılan ana ve yardımcı elemanlar hakkında daha ayrıntılı bilgiler verilmiştir.



Şekil 3.3: Amonyaklı soğutma sistemi deney tesisatı

Emme ve basma hattı arasındaki basınç farkı fazla olan soğutkanlar için, örneğin R717, R134a gibi, yaygın olarak kullanılan pistonlu kompresörde soğutkan sıkıştırma işlemine uğrar. Pistonlu kompresörle çalışan buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde kompresörün (3) yağlanması zorunludur. Bu sebeple soğutkan ile birlikte yağlama yağının da çevrimde etkileri göz önünde bulundurulmalıdır. Yağlama yağı kompresördeki sıkıştırma esnasında temas halinde hareket eden aksamın sürtünmesini azaltır, soğutkanın sızıntısını önleyerek sızdırmazlık sağlar. Fakat yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda ise yağ filmi oluşturarak ısı geçişini kötüleştirir. Amonyağın da yağ ile özelliğini değerlendirecek olursak birbiri içinde karışmama (immiscible)durumu vardır. Bu sebeple amonyaklı bir soğutma sistemde emiş hattına ((25)'ten girip (19)'da çıktıktan sonra (36)'ya) yağı tahliye etmek ve aynı zamanda tekrardan kompresöre yağı beslemek için bir yağ ayırıcı (4) bulundurulur. Yağın bir noktada arındırıldığı sistemde soğutkan yoğuşturucuda ısısını kaybedip sıvı faza geçmeden önce akışkanın az bir miktarı sıcak gaz ((26)'dan (20)'ye) olarak by-pass işlemi (33) ve buharlaştırıcı girişine (34) gönderilir. Bu uygulamadaki amaç, kompresöre yüksüz yol vermek ve yağ ayırıcı sayesinde yağın sistemde dolaşması önemli düzeyde engellense de tamamıyla önlenememesi, bunun da yağ filmi oluşturmaması için sıcak gazın akış hızı ile yağı sürüklemesi ve kompresöre döndürülmesini sağlamasıdır. Akışkan bu noktada (27) su soğutmalı yoğuşturucuya (5) girer ve çıkışta (28) sıvı faza dönüşür. Termostatik su kontrol vanası (9) yoğuşma basıncının düzenlenmesinde yardımcı olur. Belli bir yoğuşma basıncının üzerine çıkılmaması istendiğinde suyun dolaşımı daha yüksek debilerde sağlanırken, yoğuşma basıncı artırılmak istendiğinde su dolaşımı bu vana sayesinde kısılır. Kızgın buhar halinde yoğuşturucuya giren akışkan kule suyundaki su ile ısısını kaybeder fakat soğutma yeterli düzeyde olmazsa yoğuşturucu çıkışında arzulanan basınç değeri sağlanmayabilir. Şayet böyle bir durumun gerçekleşeceği düşünülürse, yoğuşturucu çıkışındaki bir basınç düşürücü vana (6) ile arzu edilen basınç değerine düşüş gerçekleştirilir. Yine yoğuşturucu çıkışında yüksek basınç devresinde bir sıvı deposu (8) bulundurularak herhangi bir servis durumunda sistemdeki soğutucu akışkanı depolanması, aynı zamanda çevrimdeki sıvının dinlendirilmesi sağlanır. Emniyet ventili (7) herhangi bir arıza durumunda basınç yükselmesini engellemek için akışkanın atılmasını sağlar. Basınç dengeleme hattı (10) ise sıvı deposunda bulunan basınç sensörü ile kumanda edilen ve depoda oluşabilecek yüksek basıncı emiş hattına ((21)'den (36)'ya)) by-pass eden bir düzenektir. Sıvı

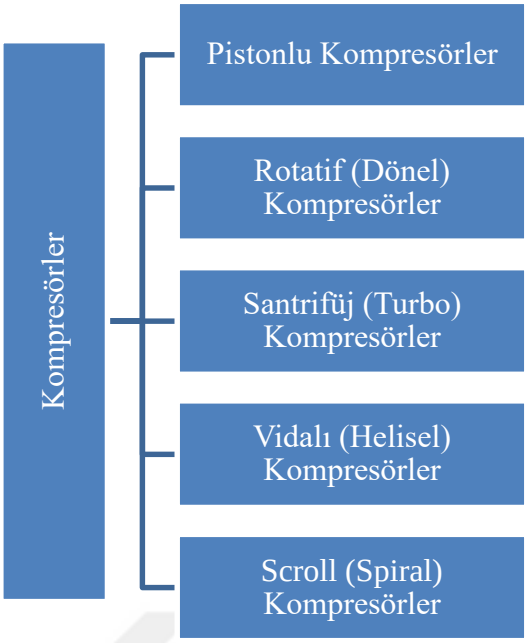
hattındaki bulunan filtre (11) su ve nemlerin tutulmasını sağlar. Amonyaklı sistemlerde aslında suyu tam olarak tutabilen bir filtre-kurutucu zordur; sebebi amonyak ile suyun moleküler bağ yapılarının benzerlik içermesi ve birbirleri içinde iyi çözünebilmesidir. Filtre-kurutucu sonrasında bulunan gözetleme camı (12) ile özellikle soğutkan içerisinde bulunabilecek nem seviyesi gözetlenir. Kısılma vanası (13) ile genişleme ve buharlaştırıcı (15) ile akışkanın buhar fazına geçişi sağlanır. Kompresöre sıvı maddenin gelmesini engellemek amacıyla da bir sıvı ayırıcı (17) bulundurulur. Sıvı ayırıcıda bulunan seviye sensörü ile belirli bir birikim değerinin üzerine ulaştığında tek yönlü akışa izin veren bir çek vana (16) ile sıvı deposuna aktarım ((22) nolu hat üzerinden) gerçekleşir. Kompresör emiş hattı tarafında bulunan emiş filtresi (18) özellikle pistonlu kompresörlerde kompresörlere çapak, tortu vs. gibi pisliklerin girmesini engeller. Sıvı deposu, sıvı ayırıcı ve yağ ayırıcı elemanlarında sıvı ve yağ seviyelerini kontrol etmek amacıyla gözetleme camları bulunur. Sistemde kullanılan tüm borular çelikten yapılmıştır. Amonyaklı sistemlerde kesinlikle bakır ve bakır alaşımları kullanılmaz. Emiş hattında kompresöre net biçimde nem vs girilmemesi istendiğinden sadece bu hattın boruları yalıtılmıştır. Sistem çalışırken amonyak aktarmak, yağ almak gibi operasyonlar vanalarla yapılmalıdır ve vanalar sinyali programlanabilir mantık devresinden(PLC) alır.

3.4 Soğutma Sistemindeki Ana Elemanlar

Bölümün başında da bahsedildiği gibi buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi 4 ana elemanı içerir. Bunlar kompresör, yoğuşturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcıdır. Sistemde kullanılan elemanlar üzerinden bu dört elemanı detaylı inceleyelim.

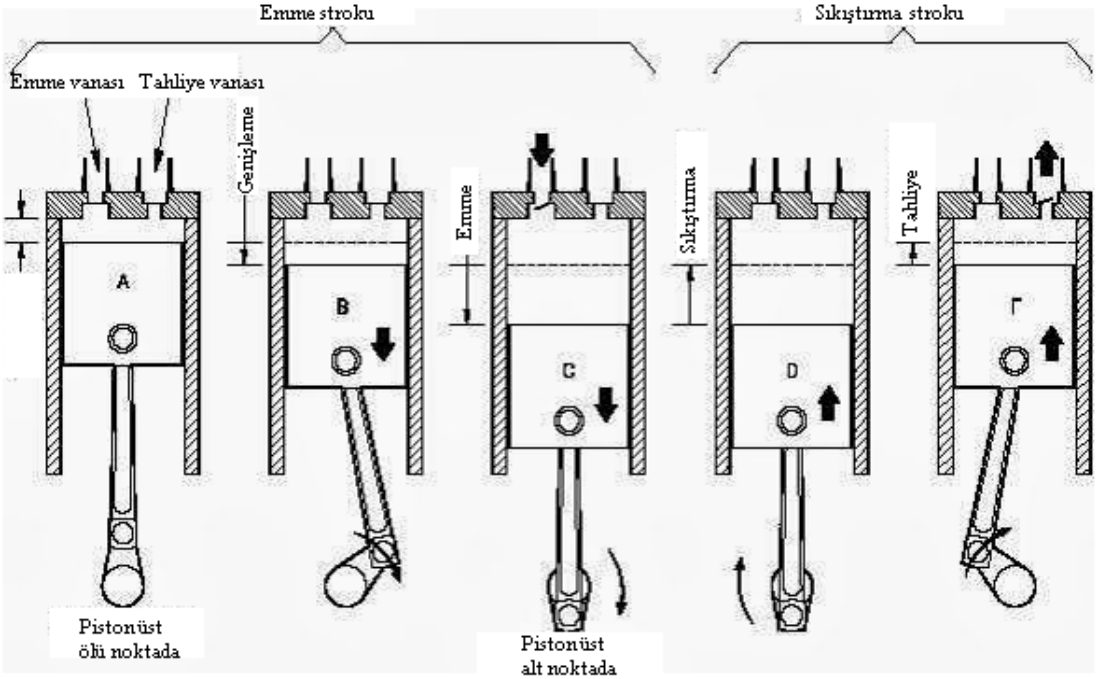
3.4.1 Kompresörler

Buharlaştırıcıyı düşük basınçta terk eden buhar fazdaki akışkanı yüksek basınca sıkıştıran ve yoğuşturucuya gönderen makinalara kompresör denir. Soğutma alanında kullanılan kompresörleri yapısına göre 5'e ayırabiliriz:



Şekil 3.4: Yapılarına göre soğutma kompresörleri.

Tasarımda kullanılan kompresör pistonlu bir kompresör olduğundan sadece pistonlu kompresöre değinilecektir. Pistonlu kompresörler pozitif yer değiştirme sınıfının en yaygın kullanılan kompresörlerinden olup silindir içindeki bir piston vasıtasıyla çalışan pistonun silindirde ilerlemesiyle akışkanı küçük bir alana sıkıştırıp basıncını artıran makinalardır [29]. Akışkanın silindir içerisine alınmasında ve tahliyesinde temel prensip pistonun silindir hareketleri ile basınç farklarının oluşması ve emiş ve basma vanalarının açılmasıdır. Pistonun aşağı doğru hareketi ile emiş vanası açılır ve piston silindir içerisinde alt ölü noktaya ulaşıncaya kadar emme işlemi devam eder. Dönüş strokunda ise pistonun yukarı hareketlenmesi olur. Bu hareket esnasında silindir içindeki basıncın, yoğuşma basıncının üstüne çıkması durumunda akışkan tahliye edilir ve pistonun üst ölü noktaya kadar olan hareketinde bu süreç devam eder.



Şekil 3.5: Pistonun silindir içindeki hareketi [30].

Kompresör seçiminde en çok dikkat edilen iki parametre gerekli kapasite ve çalışma aralığıdır. Bu bağlamda seçilen kompresör modeli Bitzer'in W2TA-K serisi açık tip pistonlu kompresörüdür. Açık tip tahrik mekanizmasının kayış ya da bir kavramayla doğrudan bağlantılı motor olduğunu gösterir. Bitzer'in bu serisi R717'ye özel olarak optimize edilmiş bir ürünü olup özellikleri şu şekilde sıralanabilir:



Şekil 3.6: Bitzer W…A serisi açık tip pistonlu kompresör [31].

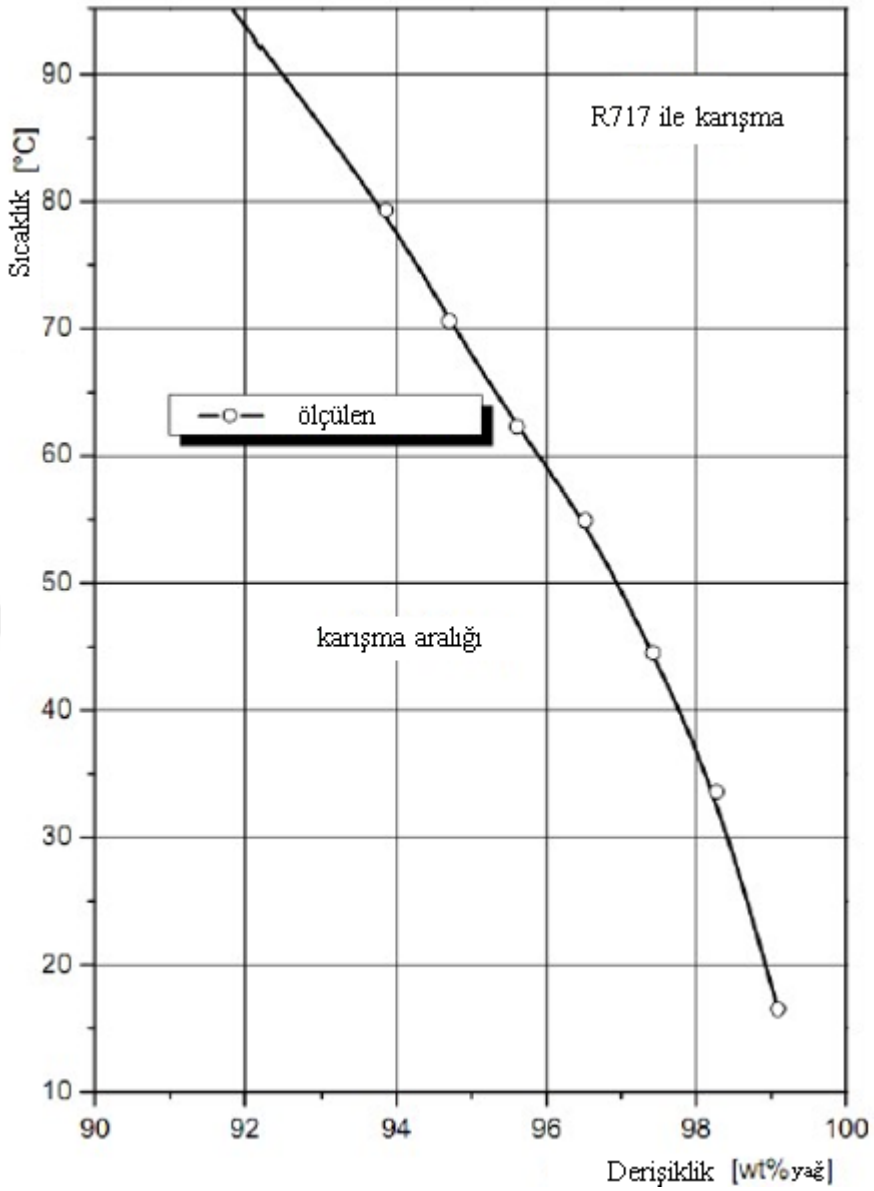
- Kavrama ve kayış tahrikleri için uygundur.

- Şaft kanalının yanındaki flanş yüzeyi, motorun aksesuar vasıtasıyla doğrudan monte edilmesini sağlar.
- Hafif tasarımı ve hareketli parçaların dikkatli biçimde dengelenmesi düzgün çalışmayı sağlar.
- Özel yüzey kaplamalı krank mili, optimize edilmiş piston şekli ve krom kaplamalı segmanlar düşük sürtünme kayıplarını ve uzun servis ömrünü garanti eder.
- Basınçlı yağ akışı ve emme gazı sirkülasyonu ile soğutulmuş salmastra mükemmel stabilite sağlar.
- Yeni geliştirilen vana konstrüksiyonu yüksek verim ve sağlam plaka tasarımına yol açmıştır.
- W…A serisi sadece amonyağa özel dizayn edilmiş bir kompresör ürünü olup seçilen W2TA-K kompresöründeki 2 silindir sayısını, T çap ile strok çarpımına denk gelen özel bir kimlik, K ise doğrudan tahriği simgeler.

3.4.1.1 Kompresöre ait yağlama yağının incelenmesi

Mineral ve sentetik olarak iki ana başlık altında toplayabileceğimiz yağlama yağlarının pistonlu kompresörler için öneminden bahsedilmişti. Mineral yağlardan olan Reniso KC 68 yağlama yağı naftenik asıllı olup R717, HCFC ve hidrokarbonlar ile kullanılır. Naftenik esaslı yağların en önemli özelliği mükemmel derecede kimyasal ve termal stabiliteye sahip olmasıdır. Reniso KC 68'e ait bazı özellikler şunlardır [32]:

- R717 ile yüksek termal ve kimyasal stabiliteye sahip olması
- Temininin kolay olması
- Ambalajlamadan önce kurutulması sebebiyle düşük su içeriği
- Elastomerlerle iyi uyumluluk göstermesi
- Düşük sıcaklarda da mükemmel akışlı olup bu sayede sürekli ısı geçişi ve iyi bir sistem verimliliği sağlaması
- Poly Alkylene Glycols (PAGs) grubu hariç diğer R717 ile yağlarla uyumluluk göstermesi



Şekil 3.7: Reniso KC 68 yağı ile R717'nin karışma durumu [33]

Şekil 3.7'de yağlama yağı ile soğutkanın karışma durumu gösterilmiştir. Eğriden de görüldüğü üzere R717'nin yağlarla çok az miktarlarda karıştığı gözlenmiştir. Artan sıcaklıklarla birlikte R717'nin yağda daha yüksek konsantrasyonlarda karıştığı da görülmektedir. Yaklaşık olarak 20°C'lik artışlar R717'nin yağlama yağı ile karışma durumunda %2'lik artışa sebep olmaktadır. Tasarımda kompresörden sonra yağ ayırıcı kullanılması bu diyagram üzerinden şu biçimde yorumlanabilir. Şayet iyi bir oranda karışma olsaydı yağ ile soğutkanın karışmasından ve yağın soğutkana oranla daha yüksek bir viskoziteye sahip olmasından karışımın viskozitesi düşecektir. Düşen viskozite ile birlikte yağ dönüşü çok daha iyi ve özellikle buharlaştırıcıda iyi ısı geçişi özellikleri olacaktır. Yağ ile karışmama durumu da göz önünde bulundurulduğunda

amonyaklı sistemlerde yağlama yağının viskozitesi ısıl özellikleri etkilememesi adına düşük olur. 40 ve 100°C'de Reniso K sınıfına ait viskozite değerleri Şekil 3.8'de gösterilmektedir.

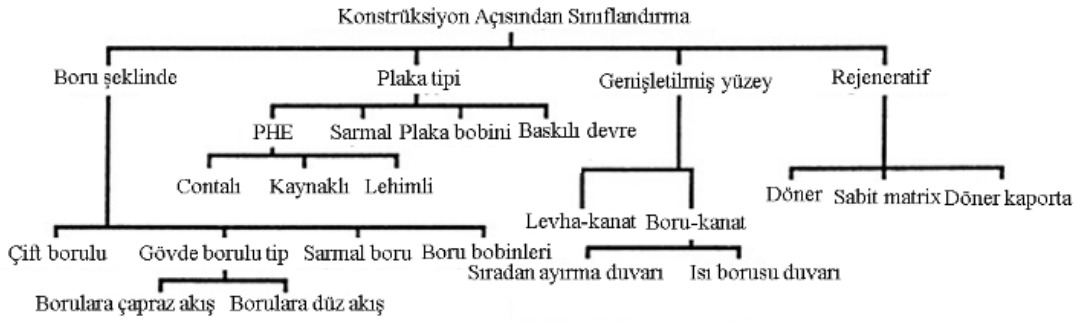
Reniso K Serisi→Mineral yağ bazlı soğutma yağı

Ürün Adı	Tanım	15°C'de yoğunluk [kg/m³]	Flp., Clev. [°C]	40°C'de kinematik viskozite [mm²/s]	100°C'de kinematik viskozite [mm²/s]	VI	Akma Noktası [°C]
RENISO KM 32	Reniso K soğutma yağları, özellikle düşük sıcaklıklarda kullanım için yüksek oranda rafine edilmiş, naftenik seçici rafinatlara dayanmaktadır. Arıtma dereceleri, RENISO K yağlarının, özellikle amonyak (NH3), HCFC- ve hidrokarbon soğutucu akışkanlarla geleneksel herhangi bir soğutucu ile birleştirildiğinde yaşlanmaya karşı son derece dirençli olmasını sağlar.	881	202	32	4.9	63	-45
RENISO KS 46		894	204	46	5.8	47	-42
RENISO KC 68		894	223	68	7.4	58	-39
RENISO KES 100		912	218	100	8.4	20	-33
RENISO KW 150		917	215	150	10.9	27	-30

Şekil 3.8: Reniso K sınıfı mineral yağlama yağlarının özellikleri [34].

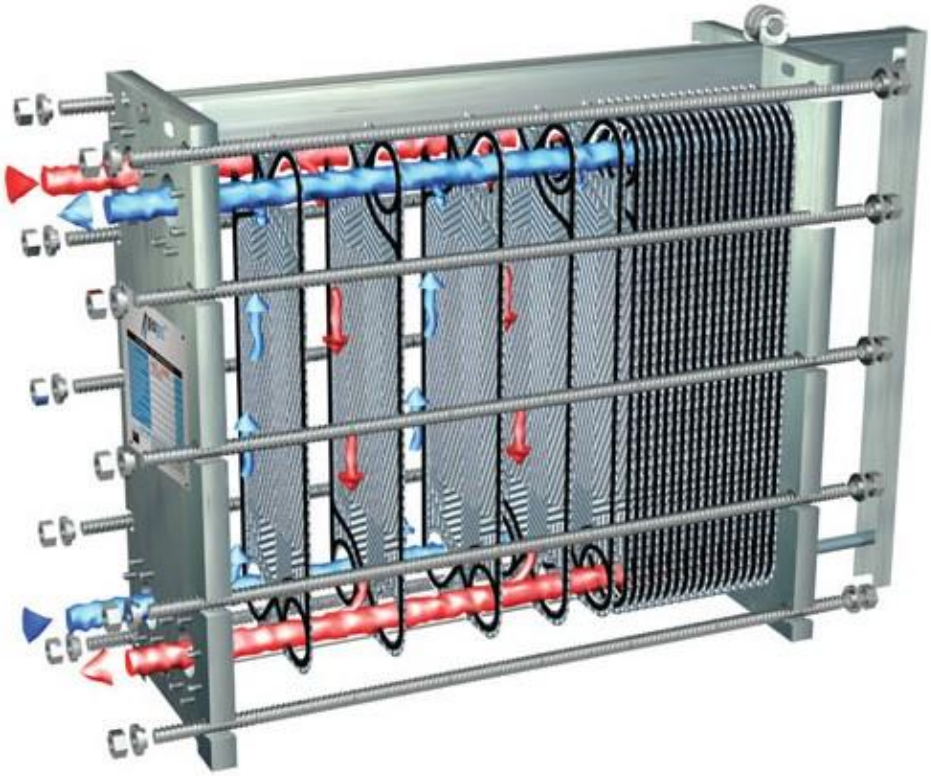
3.4.2 Isı değiştiricileri

Yoğuşturucu, yüksek sıcaklıkta ve basınçta kızgın buhar fazındaki akışkanı sıvı faz hale getiren ve ısısını dış ortama veren ısı değiştiricisi olarak tanımlanır. Buharlaştırıcı ise doymuş sıvı-buhar karışımı olarak giren soğutucu akışkanı buhar faz hale getiren ve ortamdan ısı çeken ısı değiştiricisi olarak tanımlanır. Seçilen iki ısı değiştiricisi için de plakalı olması uygun görülmüştür. Bunun sebebi nispeten küçük kapasiteli bir sistem üzerinde çalışılması ve sistemin çok düşük sıcaklık uygulamalarını içermemesidir. Termal diye nitelendirebileceğimiz bu özellikleri sınırları içinde barındırması sebebiyle konstrüksiyonel olarak avantajları seçimde ağır basmıştır. Isı değiştiricileri konstrüksiyon değerlendirmesine göre Şekil 3.9'daki gibi sınıflandırılır.



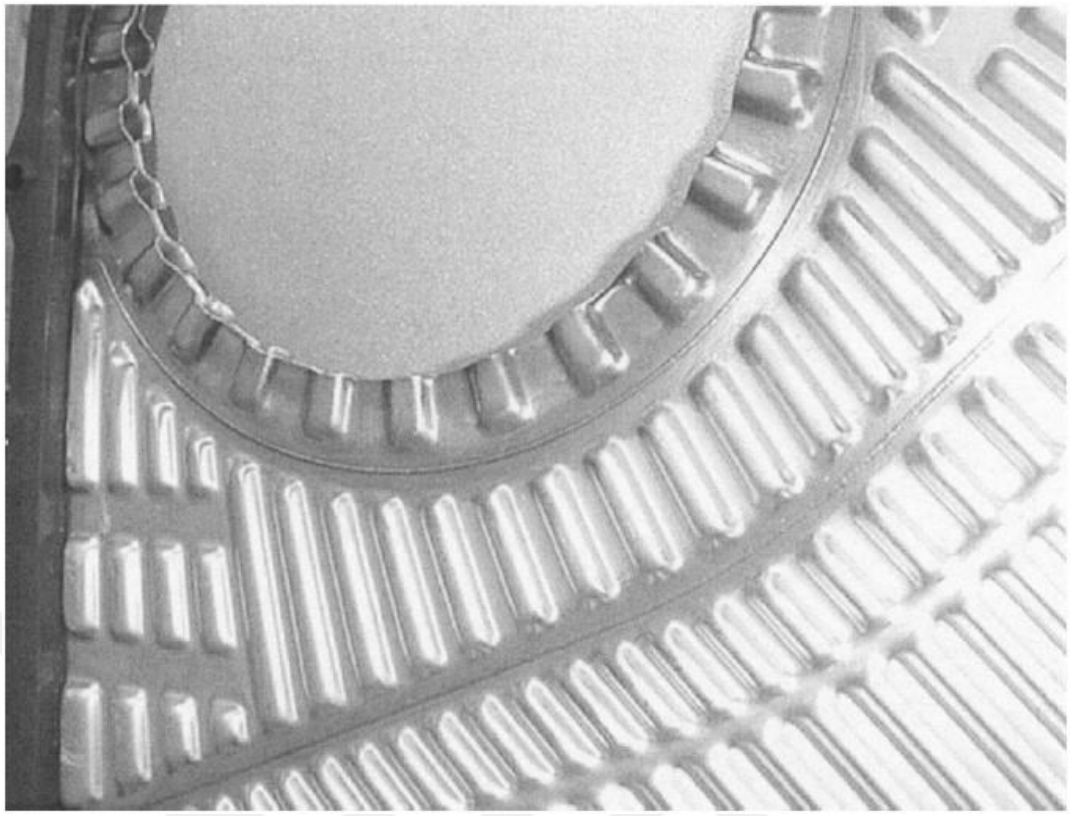
Şekil 3.9: Isı değiştiricilerinin konstriksiyonel olarak sınıflandırılması [35].

Plakalı ısı değiştiriciler sıcaklıkları farklı iki akışkanın, plakaların yüzeyinde ısı geçişi yapmasını sağlayan mekanizmalardır. Tasarımımızda yoğuşturucu kısmında ısınacak olan kule suyu için 1 adet giriş-çıkış, soğutkan R717 için ise ayrı 1 adet giriş-çıkış bulunur. Buharlaştırıcıda da ısınacak olan R717 için 1 adet giriş-çıkış, soğuyacak sistem suyu için 1 adet giriş-çıkış bulunur. İnce plakalardan oluşmuştur ve bu plakalar ısı geçişini artırır.



Şekil 3.10: Plakalı ısı değiştirici yapısı [36].

Buharlaştırıcı tarafında kapasitesi 24 kW, yoğuşturucu kapasitesi ise 29 kW olan 13 plakalı yarı kaynaklı plakalı ısı değiştiricileri kullanılmıştır. Kaynaklı ve contalı olarak adlandıracağımız iki taraftan söz edilebilir. Kaynaklı plaka çiftleri birbirinden contalarla ayrılır.



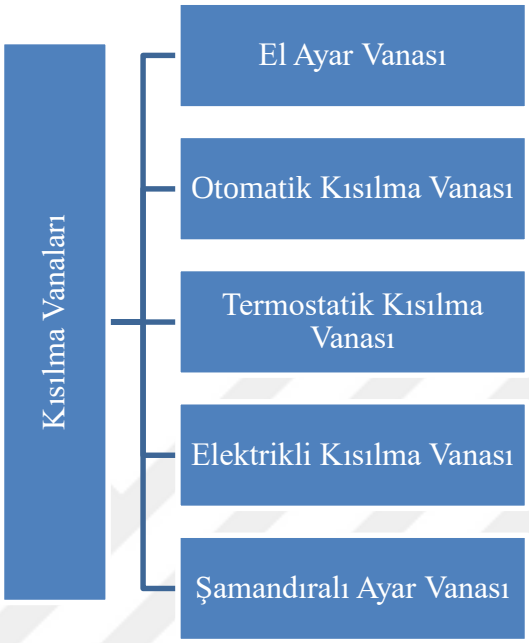
Şekil 3.11: Yarı kaynaklı plakalı ısı değiştirici [37].

Yarı kaynaklı plakalı ısı değiştiricisinin sağladığı avantajlar şu şekildedir:

- Termal stres dayanıklılığı
- Sızıntı riskinin azalması
- Kompakt, yer kaplamayan tasarımı
- Maliyet-verimlilik çözümleri için farklı conta malzemelerinin bir arada kullanılması
- Montajın ve bakımın kolay olması
- Plaka sayısının artırılması ile kapasite artırımına olanak vermesi
- Conta tarafı sayesinde akışkanların birbirine karışmasının önlenmesi

3.4.3 Kısılma vanası

Yoğuşturucudan sıvı fazda çıkan akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşarak ısı alabilmesi için basıncının buharlaşma basıncına düşürülmesi gerekir. Soğutma sisteminde bu görevi kısılma vanaları yapmaktadır. Sınıflandırılması Şekil 3.12'de gösterilmektedir.



Şekil 3.12: Kısılma vanalarının sınıflandırılması.

Kısılma vanaları içerisinde kullanım sıklığı açısından otomatik ve termostatik türler sıyrılmaktadır. Termostatik kısılma vanalarının buharlaştırıcıda buharlaşacacak miktar kadar sıvı soğutkanı hassas biçimde buharlaştırıcıya sunabilmesi bu türün en önemli özelliği denilebilir. Diğer elemanlarda olduğu gibi akışkanla uyum ve kapasite kısılma vanası seçiminde kriter olmuştur. Danfoss'un Cool Selector seçim programına göre R717'ye özel olarak üretilmiş TEA ailesinden bir termostatik kısılma vanası seçilmiştir. TEA ailesi geniş bir çalışma aralığı sunmakla birlikte termostatik elemanın ve orifis montajlarının değişimini sunması türün avantajlı yönlerindendir. Şekil 3.13'te Danfoss'un R717'ye özel sunduğu TEA ailesi termostatik kısılma vanasına ait bir görsel bulunmaktadır.



Şekil 3.13: Danfoss'un TEA ailesi termostatik kısılma vanası [38].

3.5 Soğutma Sistemindeki Yardımcı Elemanlar

Tasarımda kullanılan yardımcı elemanlar yağ ayırıcı, sıvı deposu, filtre-kurutucu, gözetleme camı, sıvı ayırıcı ve vanalardır.

3.5.1 Yağ ayırıcı

Kompresörden tahliye edilen akışkanı doğru bir şekilde ayıran ve yağın kompresöre geri dönüşünü sağlayan eleman yağ ayırıcıdır. Özellikle R717'nin soğutkan olduğu sistemlerde yağ ayırıcının kullanılması zorunlu olarak düşünülebilir. Çünkü R717, yağ ile karışmama ya da çok az bir oranda karışma özelliğine sahiptir. Yağ ayırıcı kullanımında amaç, karter yağ düzeyini koruyarak kompresörün hasar almamasını sağlamak ve sistemde dolaşacak yağın yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda yağ filmi kalınlaşmasına yol açıp sistem verimini düşürmesini engellemektir. Yağ ayırıcı seçiminde dikkat edilen unsurlar arasında soğutkan cinsi, kapasite değerleri ve hat çapları yer almaktadır. Kriterler göz önünde bulundurularak seçilen yağ ayırıcı Şekil 3.14'te gösterilmektedir.



Şekil 3.14: Tasarımda kullanılan yağ ayırıcı [39].

3.5.2 Sıvı deposu

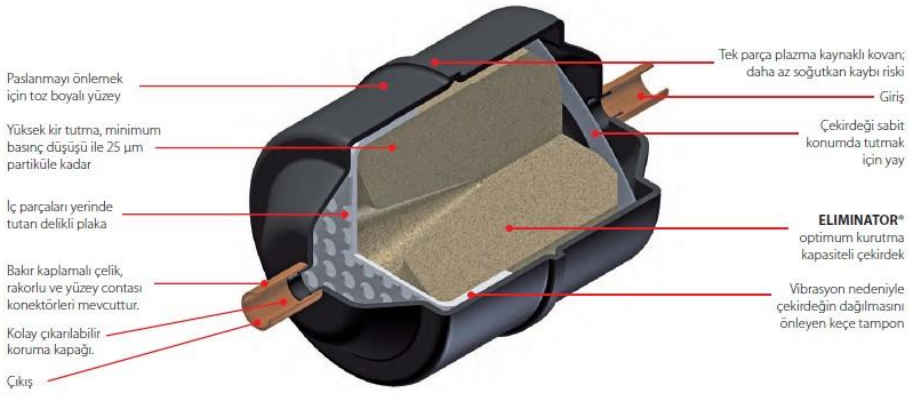
Tasarımda yüksek basınç tarafında yoğuşturucu çıkışında bir sıvı deposu bulundurularak herhangi bir servis durumunda sistemdeki soğutucu akışkanın depolanması, aynı zamanda çevrimdeki sıvının dinlendirilmesi amaçlanır. Bu sebeple bakım durumunda sistemdeki soğutucu akışkanın tamamını kapsayabilecek hacimde olmalıdır. Yağ ayırıcıda yağın yüksek bir kısmı alınsa dahi tamamının alınması olası olmadığından sıvı deposunda birikebilecek yağ belirli bir periyotta (ayda bir) emiş hattına verilmelidir. Tasarımdaki sıvı deposunda bulunan basınç sensörü ile depoda aşılmaması arzu edilen bir basınç seviyesi var olup bu seviyeye ulaşılırsa basınç dengeleme hattı by-passı devreye girer. Sıvı depolarının yatık ve dikey tip imalatı mümkündür. Seçimindeki tek kriter tesisteki soğutucu akışkan miktarı ile alakalıdır. 4 litre ve yatık tip seçilen model Şekil 3.15'te gösterilmektedir.



Şekil 3.15: Tasarımda kullanılan sıvı deposu [40].

3.5.3 Filtre-Kurutucu

Sistemlerdeki arızaların büyük bir çoğunluğunu su-nem, asit ve partikül oluşturur. Sistemde olabilecek su-nem, kısılma vanalarında donup akışı engelleyebilir. Asit özellikle su ile çözünürse borularda korozyana sebep olabilir. Partikül olarak adlandırdığımız lehim ve kaynak kalıntısı, çapak vs. ise kompresörde bulunan emme ve basma tarafındaki vanaları tıkayarak kompresörü hasara uğratabilir. Yabancı maddelerin sağladığı etkileri de göz önünde bulundurduğumuzda bu elemanların süzme ve kurutma gibi iki fonksiyonu olduğunu söyleyebiliriz. Sıvı hattında bulunan elemanın ilk önceliği su-nemi ayırarak kısılma vanalarında donup akışı engellemesine olanak vermemesidir. Özellikle R717'yi içeren sistemlerde su-nem olması durumunda su-nemi soğutkandan ayırmak güçtür. Bunun sebebi kimyasal olarak oluşturdukları R717'nin üçgen piramit ve suyun açısal moleküler geometrileridir. İkisi farklı moleküler geometride görünseler de bu durum bağ sayısı ve bağ yapmayan elektron çifti sayısı ile ilişkilidir. Bu iki etkenin toplamı R717 ve su için aynıdır ve tetrahedral sınıfında değerlendirilirler. Bu sebeple birbirleri içerisinde müthiş derecede çözündükleri söylenebilir. Seçilen ürün Danfoss'un DML ailesine ait bir filtre-kurutucudur. Seçilen ürünü üstün kılan yüksek kurutma özelliğidir, bağlantı elemanı 1/2"'dir ve ürün Şekil 3.16'da gösterilmektedir.

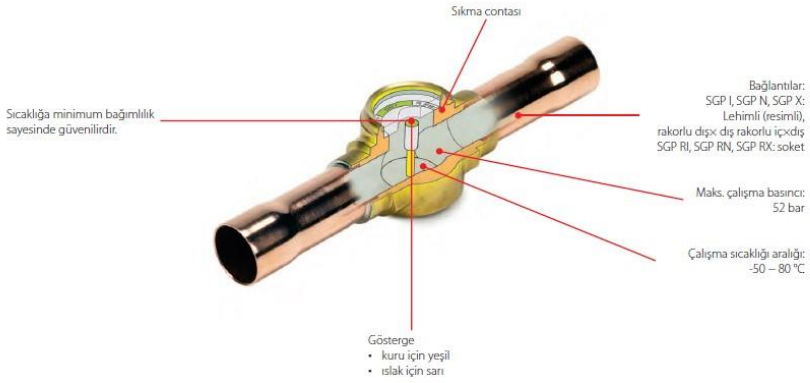


Şekil 3.16: Sıvı hattında kullanılan filtre-kurutucu [41].

Emiş hattında bulunan filtre-kurutucu ise daha ziyade bir süzgeç görevi görür. Kompresörün hasar almasını yol açabilecek partikül, asit gibi yabancı maddeleri tutar. Emiş hattındaki filter-kurutucunun bağlantı elemanları 3/4"'tır. Büyük olmasının sebebi akışkanın sıvı hattındaki duruma nazaran buhar fazda filtre-kurutucuya girmesidir.

3.5.4 Gözetleme camı

Sistemde dolaşan akışkan durumunu gözlemlemek ve nem durumunu kontrol etmek için kullanılır. Yağ ayırıcı, sıvı deposu ve sıvı ayırıcılarda kullanılma amacı yağ ve sıvı durumunu gözlemlemektir ve ürün tavsiyesi bu yardımcı elemanları üreten firma tarafından gerçekleştirilir. Sıvı hattındaki filtre-kurutucudan sonra kullanılan gözetleme camı ise hem sıvı soğutkanın durumunu gözlemlemek hem de nem kontrol amacıyla kullanılır. Nemin tespiti durumunda göstergedeki renk değişir. Danfoss'un SGP ailesinden ürün seçilmiş olup Şekil 3.17'de görsel olarak sunulmuştur.



Şekil 3.17: Sıvı hattında filtre-kurutucudan sonra kullanılan gözetleme camı [42].

3.5.5 Sıvı ayırıcı

Buharlaştırıcıdan kompresöre emilen soğutucu akışkanda kesinlikle sıvı istenmez. Kompresöre sıvı içeren fazda gerçekleştirilen emilim ve sıvının kompresörde bulunan makine elemanlarına sızması arızaya sebep olur. Bu sebeple bu iki ana eleman arasında bir sıvı ayırıcı bulunur. Sıvı ayırıcı sayesinde kompresörün sıvıyı emmesi önlenir. Tasarımda kullanılan sıvı ayırıcıda bir seviye sensörü bulunur. Bu seviyeye ulaştığı takdirde sıvı ayırıcıda bulunan sıvı, sıvı deposuna gönderilir. Seçimindeki kriterler hat çapları ve sıvı tutabilme kapasitesidir. Şekil 3.18'de seçilen Sıvı ayırıcı gösterilmektedir.



Şekil 3.18: Tasarımda kullanılan sıvı ayırıcı [43].

3.5.6 Vanalar

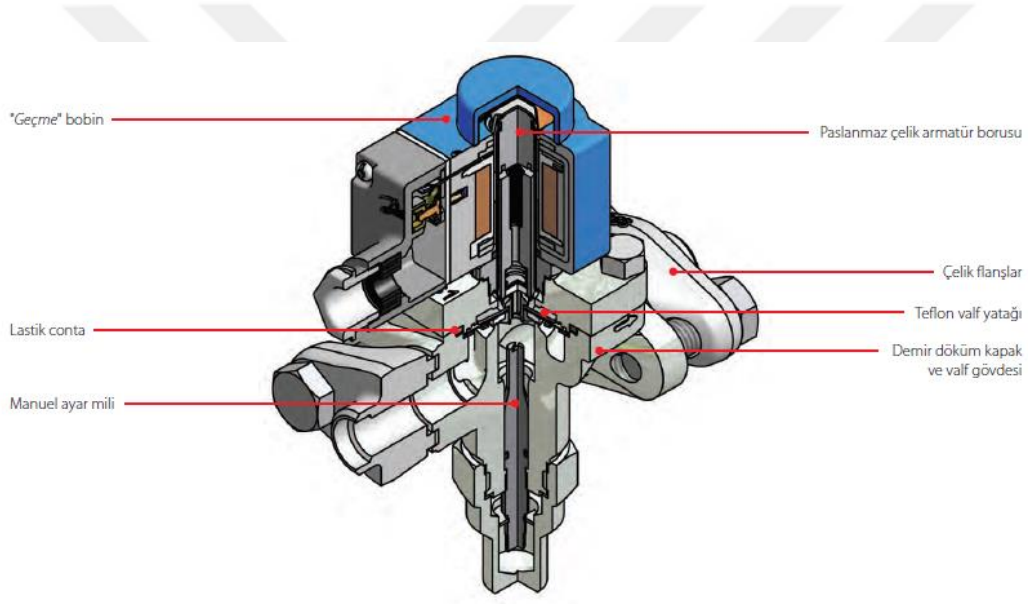
Vanalar akış kontrol elemanları statüsünde yer alan yardımcı elemanlardır. Birçok türü vardır. Sistemde kullanılan vanalar üzerinden vanalar değerlendirecektir.

3.5.6.1 Sıcaklık kontrollü su vanası

Basınç regülasyonunu sağlayan elemanlardır. Devrede kullanılan eleman yoğuşturucu tarafında ihtiyaca göre su miktarının kısılmasını veya artmasını sağlar.

3.5.6.2 Selenoid vana

Aldığı sinyal doğrultusunda soğutkana yol veren ya da yolunu kapayan elemandır. Devre üzerinde sıvı hattında termostatik kısılma vanasından önce (14) kullanılmıştır. Bunun sebebi, kompresörün durmasıyla birlikte buharlaştırıcıda kalan sıvının kompresöre akmasıdır. Sıvı hattında solenoid vana kullanıldığında kompresör durduğunda solenoid vana devreye girerek sıvının geçişine izin vermez. Danfoss'un R717 ile uyumlu çalışan EVRA sınıfından solenoid vana seçilmiştir.



Şekil 3.19: Danfoss EVRA ailesi solenoid vanası [44].

3.5.6.3 Çek vana

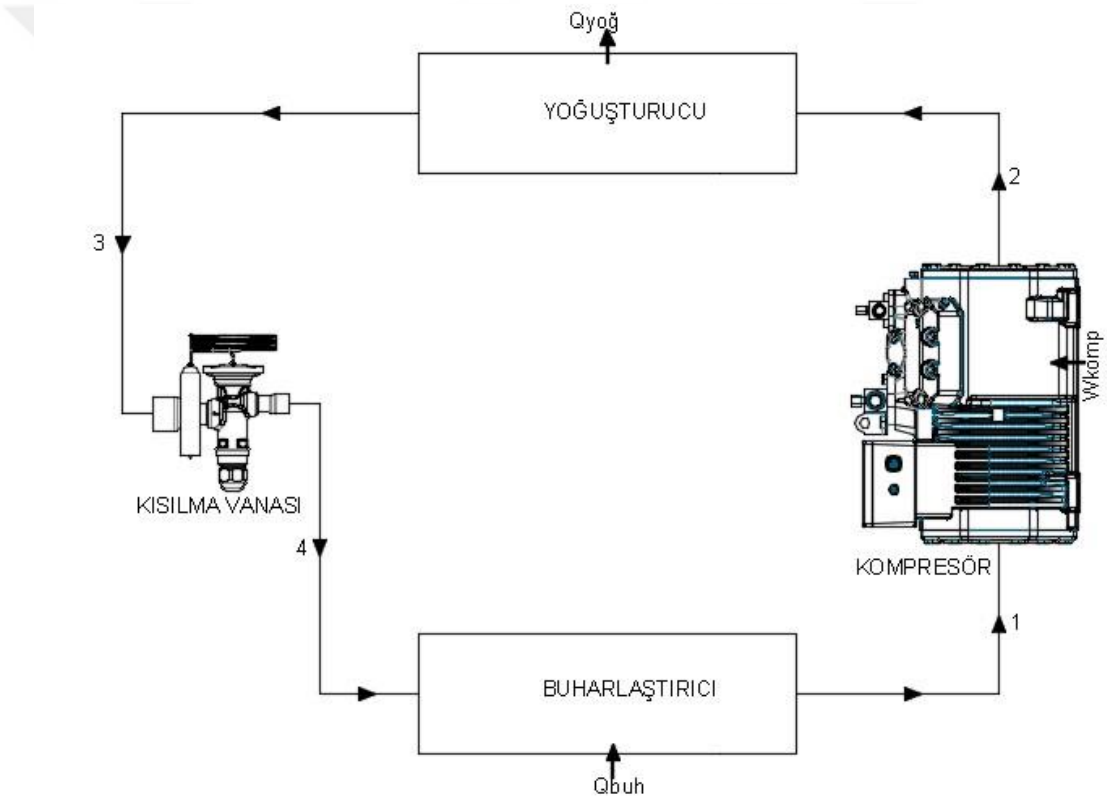
Soğutkanın tek bir yönde akmasını garanti edecek düzenektir. Sistemde sıvı ayırıcıdan sıvı deposuna sıvı tahliyesinde çek vana kullanılmıştır. Danfoss'un R717 ile uyumlu çalışan CHV sınıfından çek vana seçilmiştir.



Şekil 3.20: Danfoss CHV ailesi çek vanası [45].

4. TERMODİNAMİK HESAPLAR ve PROGRAM ÇÖZÜMLEMELERİ

Deneysel sürece geçmeden önce, bu bölümde termodinamiğin 1. ve 2. yasası kullanılarak faydalı bağıntılar elde edilecek ve Bitzer yazılımı aracılığıyla referans değerler girilerek kompresör tarafından çekilen güç, kütle debisi ve soğutma kapasitesi ile alakalı fikir sahibi olunacaktır. Burada elde edilecek sonuçlar deneysel verilerle kıyaslanacaktır. Termodinamik bağıntılara geçmeden önce ana elemanlar üzerinden sistemi Şekil 4.1 üzerinde gösterelim.



Şekil 4.1: Sistemin ana elemanlar üzerinden gösterimi.

Yapılan termodinamik kabuller şunlardır:

- Borularda basınç kayıpları ve sistemde ısı kayıpları ihmal edilmektedir.
- Kısılma vanasında genişleme izentalpiktir.
- Kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal edilmektedir.

- Ortam sıcaklığı 25°C kabul edilmiştir. (İkinci yasa verimi hesaplarında kullanılmıştır.)
- Teorik hesaplamalarda çevrimde dolaşan akışkan miktarı sabittir.

4.1 Kütlenin Korunumu

Tasarımdaki tüm elemanların çözümlenmesinde sürekli akışlı açık sistem kabulü yapılabilir. Sürekliden kasıt kontrol hacmi içindeki özelliklerin, kontrol hacminin sınırlarındaki özelliklerin ve sistemin çevresiyle ısı ve iş anlamındaki etkileşimlerinin zamanla değişmediği vurgulanmaktadır. Açıktan kasıt ise sistemin sınırlarından kütle ve enerjinin geçişi olduğudur. Bu sebeple kütle ve enerji korunumu bağıntılarında zamana bağlı ifadeler alınmaz. Kütlenin korunumunda kontrol hacmine giren kütle, çıkan kütleye eşittir. Dört ana eleman için de düşünüldüğünde bağıntılar şu şekilde olacaktır.

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \tag{4.1}$$

Kompresör

$$\dot{m}_{komp} = \dot{m}_{komp} \tag{4.2}$$

Yoğuşturucu

$$\dot{m}_{yoğ} = \dot{m}_{yoğ} \tag{4.3}$$

Kısılma Vanası

$$\dot{m}_{TXV} = \dot{m}_{TXV} \tag{4.4}$$

Buharlaştırıcı

$$\dot{m}_{buh} = \dot{m}_{buh} \tag{4.5}$$

Deneysel süreçte, sistemde yardımcı elemanlar bulunması sebebiyle (yağ alınması, sıvı ayrılması vs.) dört ana elemandan geçen kütlesel debi miktarları farklılık göstereceği bilgisi dikkate alınmıştır.

4.2 Enerjinin Korunumu

Birim zamanda ısı veya iş olarak sınırları geçen toplam enerji, birim zamanda kütle ile birlikte KH'deki toplam enerji değişimine denktir. Bu ifadenin matematiksel ifadesi ve ana elemanlar için revize edilmiş formu şu şekildedir.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{V_{out}^{\ 2}}{2g} + g z_{out} \right) - \sum \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{V_{in}^{\ 2}}{2g} + g z_{in} \right) \tag{4.6}$$

Kompresör

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{komp} \left(h_2 - h_1 \right) \tag{4.7}$$

Yoğuşturucu

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_{yoğ} \left(h_2 - h_3 \right) \tag{4.8}$$

Kısılma Vanası

$$h_3 = h_4 \tag{4.9}$$

Buharlaştırıcı

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_{buh} \left(h_1 - h_4 \right) \tag{4.10}$$

Soğutma sistemlerinin ısıl değerlendirilmesi COP ile gerçekleştirilir. COP amaçlanan etkinin, harcanan işe oranı olarak ifade edilebilir. Sistemimizde amaçlanan sistem suyunu soğutma olduğu için amaçlanan etki soğutma kapasitesidir. Harcanan iş ise kompresör tarafından çekilen güçtür. Matematiksel şekilde ifadesi (4.11)'te gösterilmektedir.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{W}_{komp}} \tag{4.11}$$

4.3 Ekserji Yıkımı

Ekserji (kullanılabilirlik), çevreyle termodinamik denge haline gelirken, sistemdeki kütle ve enerji etkileşimleriyle üretilebilecek maksimum işi ifade eder. Tersinmezlikler sebebiyle yıkım gerçekleşir. Dört ana eleman üzerinde ekserji yıkımını ifade eden bağıntılar şunlardır.

Kompresör

$$\begin{aligned} I_{komp} &= \sum \dot{m}_{in}\left(h_{in}+\frac{V_{in}^{2}}{2g}+gz_{in}-T_o s_{in}\right)-\sum \dot{m}_{out}\left(h_{out}+\frac{V_{out}^{2}}{2g}+gz_{out}-T_o s_{out}\right)+\dot{W}_{komp} \\ I_{komp} &= \dot{m}_{komp}\left(h_1-T_o s_1\right)-\dot{m}_{komp}\left(h_2-T_o s_2\right)+\dot{W}_{komp}=\dot{m}_{komp}\left(\psi_1-\psi_2\right)+\dot{W}_{komp} \end{aligned} \tag{4.12}$$

Yoğuşturucu

$$\begin{aligned} I_{yoğ} &= \sum \dot{m}_{in}\left(h_{in}+\frac{V_{in}^{2}}{2g}+gz_{in}-T_o s_{in}\right)-\sum \dot{m}_{out}\left(h_{out}+\frac{V_{out}^{2}}{2g}+gz_{out}-T_o s_{out}\right)-\dot{Q}_{yoğ}\left(1-\frac{T_o}{T_{yoğ}}\right) \\ I_{yoğ} &= \dot{m}_{yoğ}\left(h_2-T_o s_2\right)-\dot{m}_{yoğ}\left(h_3-T_o s_3\right)-\dot{Q}_{yoğ}\left(1-\frac{T_o}{T_{yoğ}}\right)=\dot{m}_{yoğ}\left(\psi_2-\psi_3\right)-\dot{Q}_{yoğ}\left(1-\frac{T_o}{T_{yoğ}}\right) \end{aligned} \tag{4.13}$$

Kısılma Vanası

$$\begin{aligned} I_{TXV} &= \sum \dot{m}_{in}\left(h_{in}+\frac{V_{in}^{2}}{2g}+gz_{in}-T_o s_{in}\right)-\sum \dot{m}_{out}\left(h_{out}+\frac{V_{out}^{2}}{2g}+gz_{out}-T_o s_{out}\right) \\ I_{TXV} &= \dot{m}_{TXV}\left(h_3-T_o s_3\right)-\dot{m}_{TXV}\left(h_4-T_o s_4\right)=\dot{m}_{TXV}\left(\psi_3-\psi_4\right) \end{aligned} \tag{4.14}$$

Buharlaştırıcı

$$\begin{aligned} I_{buh} &= \sum \dot{m}_{in}\left(h_{in}+\frac{V_{in}^{2}}{2g}+gz_{in}-T_o s_{in}\right)-\sum \dot{m}_{out}\left(h_{out}+\frac{V_{out}^{2}}{2g}+gz_{out}-T_o s_{out}\right)+\dot{Q}_{buh}\left(1-\frac{T_o}{T_{buh}}\right) \\ I_{buh} &= \dot{m}_{buh}\left(h_4-T_o s_4\right)-\dot{m}_{buh}\left(h_1-T_o s_1\right)+\dot{Q}_{buh}\left(1-\frac{T_o}{T_{buh}}\right)=\dot{m}_{buh}\left(\psi_4-\psi_1\right)+\dot{Q}_{buh}\left(1-\frac{T_o}{T_{buh}}\right) \end{aligned} \tag{4.15}$$

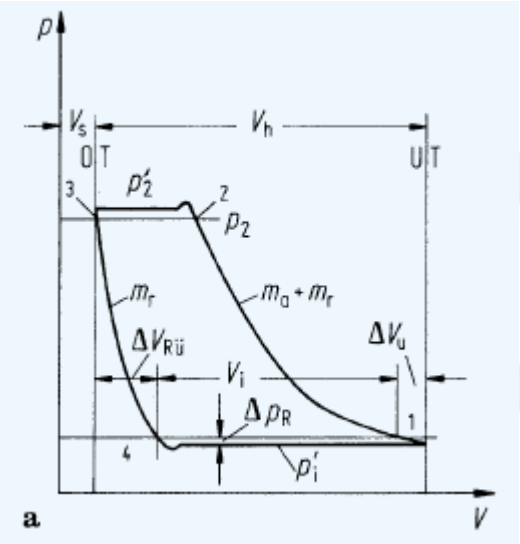
Dört ana eleman üzerindeki ekserjik yıkımların toplamı toplam ekserji yıkımını verecektir. Bağıntı (4.17) ise sistemin ikinci yasa verimini bizlere sunar.

$$I_{toplam}=I_{komp}+I_{yoğ}+I_{TXV}+I_{buh} \tag{4.16}$$

$$\eta_I = 1 - \frac{I_{toplam}}{\dot{W}_{komp}} \tag{4.17}$$

4.4 Volümetrik Verim

Pistonlu kompresörlerde volümetrik verim ile alakalı bağıntıya Boyle-Marriott kanunu kullanılarak ulaşılabilir. Ölü nokta stroku (s_s), tüm strokun (s_h), emme ve basma klapelerinden oluşan boşluklarında ölü hacme ilavesi sonucunda, %5'i kadardır [46].



Şekil 4.2: Emme- Basma işleminin devirinde hacim-basınç ilişkisini gösteren diyagram [47].

Şekil 4.2'de V_h silindir süpürme hacmini, V_i faydalı silindir emiş hacmini, V_s ise ölü noktada silindir hacmini belirtmektedir. Volümetrik verim faydalı silindir emiş hacminin, silindir süpürme hacmine oranı olarak tanımlanabilir. Matematiksel olarak ifade edilirse;

$$\eta_v = \frac{V_i}{V_h} \tag{4.18}$$

Boyle-Marriott kanunundan,

$$V_s P_{yoğ} = \left(V_s + \Delta V_{rü}\right) P_{buh} \tag{4.19}$$

Şekil 4.2'deki ΔV_u terimi ihmal edilirse;

$$\eta_v = \frac{V_i}{V_h} = \frac{V_h - \Delta V_{rü}}{V_h} = 1 - \frac{\Delta V_{rü}}{V_h}$$

$$V_s P_{yoğ} = \left(V_s + \Delta V_{rü}\right) P_{buh}$$

$$\Delta V_{rü} = \left(\frac{P_{yoğ}}{P_{buh}} - 1\right) V_s$$

$$\eta_v = 1 - \frac{\Delta V_{rü}}{V_h} = 1 - \frac{V_s}{V_h}\left(\frac{P_{yoğ}}{P_{buh}} - 1\right) \tag{4.20}$$

(4.20)'deki bağıntıdan volümetrik verimin ölü noktada silindir hacminin, silindir süpürme hacmine oranına ve sıkıştırma oranına bağlı olduğu görülmektedir. Başta kabul ettiğimiz prensip gereği ölü noktada silindir hacmi, silindir süpürme hacminin %5'ine eşittir. Bu kabulü de eklediğimizde nihai volümetrik verim ifadesi şu hali alır.

$$\eta_v = 1 - 0.05\left(\frac{P_{yoğ}}{P_{buh}} - 1\right) \tag{4.21}$$

Görüldüğü üzere pistonlu kompresörlerde volümetrik verimi belirleyen tek parametre sıkıştırma oranıdır. Sıkıştırma oranının artması ile birlikte hacimsel verim azalacaktır.

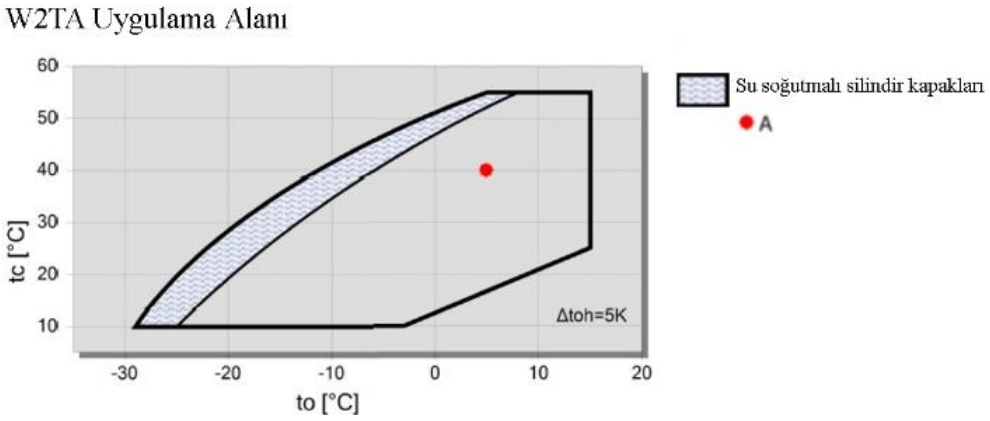
4.5 Kompresöre ait Veriler

Bölüm 3'te Bitzer'in W2TA-K modelli açık tip pistonlu kompresörünün seçildiği belirtilmişti. Bitzer'in yazılımında referans olarak girdiğimiz değerler şunlardır.

Tablo 4.1: Kompresör seçimi giriş verileri.

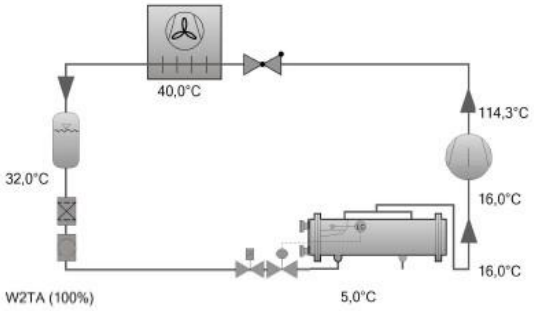
Giriş verileri	
Kompresör Modeli	W2TA-K
Soğutkan	R717
Referans Sıcaklık	Çiğ noktası sıcaklığı
Buharlaşma Sıcaklığı	5°C
Yoğuşma Sıcaklığı	40°C
Aşırı Isıtma	11°C
Aşırı Soğutma	8°C
Motor Hızı	1450 /dk

Seçilen kompresörün buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları cinsinden çalışma aralığı Şekil 4.3'te verilmektedir.



Şekil 4.3: Kompresörün çalışma sıcaklık aralığı.

Şekil 4.3'teki kırmızı ile simgelenen A noktası 40°C yoğuşma, 5°C buharlaşma sıcaklığının bulunduğu bölgeyi temsil etmektedir. Bu değerler neticesinde Bitzer yazılımından elde edilen sonuçlar şu şekildedir.



Sonuçlar	
Kompresör Modeli	W2TA-K
Soğutma Kapasitesi	22,1 kW
Yoğuşturucu Kapasitesi	26,1 kW
Kompresör Tarafından Çekilen Güç	3,98 kW
COP	5,55
Kütle Debisi	69,5 kg/h
Kompresör Hızı	1450 /dk
Kompresör Çıkış Sıcaklığı	114,3°C

Şekil 4.4: Seçilen giriş verileri neticesinde kompresörün verdiği sonuçlar.

Kompresör tarafından çekilen güç, soğutma kapasitesi ve kütle debisi Bitzer yazılımında buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının bir fonksiyonudur. Bu bağıntı (4.22)'de belirtilmiştir.

$$y=c_1+c_2T_{buh}+c_3T_{yoğ}+c_4T_{buh}^2+c_5T_{buh}T_{yoğ}+c_6T_{yoğ}^2 \\ +c_7T_{buh}^3+c_8T_{buh}^2T_{yoğ}+c_9T_{buh}T_{yoğ}^2+c_{10}T_{yoğ}^3 \quad (4.22)$$

Kübik fonksiyonun 3 farklı parametre için sabitleri Tablo 4.2'de verilmektedir.

Tablo 4.2: Bitzer yazılımından elde edilen fonksiyonun sabitleri.

y	Q_{buh}[W]	W_{komp}[W]	m [kg/h]
c1	19458.426	1886.085	53.08397
c2	777.8519	-10.1086	2.06391
c3	32.5485	-35.1082	0.24042
c4	11.6466	-0.9231	0.03009
c5	1.9565	-1.4537	0.0123
c6	-1.4709	3.4348	-0.00153
c7	0.0784	-0.0002	0.00022
c8	0.004	-0.0106	0.00012
c9	-0.03	0.0676	-0.00003
c10	-0.0107	-0.0336	-0.00007

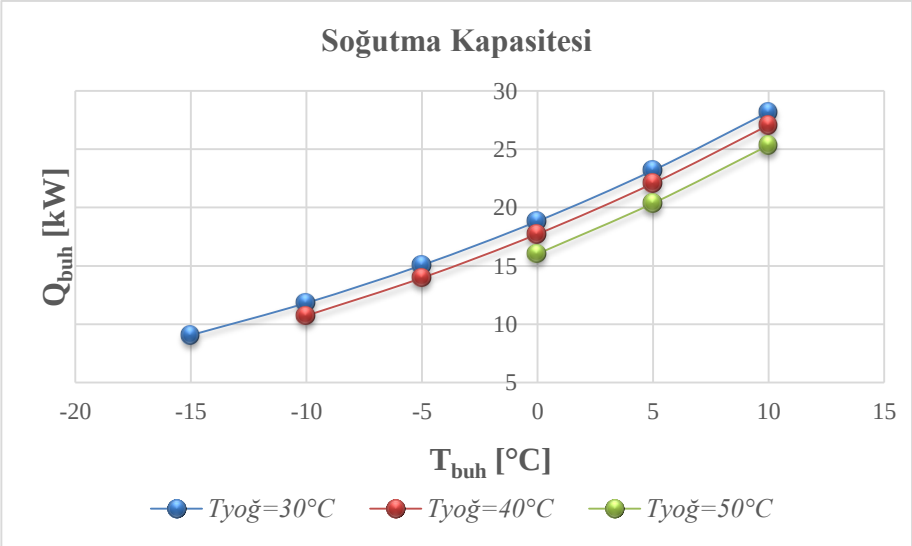
Değişen yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarında bu değerlerde meydana gelen değişim Tablo 4.3'te sunulmaktadır.

Tablo 4.3: Değişen yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarında Bitzer Sotware programının verdiği sonuçlar.

$T_{yoğ}$ [°C]	T_{buh} [°C]	10°C	5°C	0°C	-5°C	-10°C	-15°C
30°C	Q_{buh} [W]	28182	23182	18831	15066	11831	9072
	W_{komp} [kW]	2.94	3.01	3.01	2.95	2.83	2.63
	$Q_{yoğ}$ [W]	31121	26190	21843	18017	14657	11706
	COP [-]	9.59	7.71	6.25	5.11	4.19	3.44
	m [kg/h]	84.8	70	57.2	46	36.3	28
	n [/min]	1450	1450	1450	1450	1450	1450
40°C	Q_{buh} [W]	27063	22075	17732	13974	10741	--
	W_{komp} [kW]	4.09	3.98	3.81	3.59	3.29	
	$Q_{yoğ}$ [W]	31148	26052	21545	17559	14032	
	COP [-]	6.62	5.55	4.65	3.9	3.26	
	m [kg/h]	84.8	69.5	56.1	44.4	34.3	
	n [/min]	1450	1450	1450	1450	1450	
50°C	Q_{buh} [W]	25328	20370	16036	--	--	--
	W_{komp} [kW]	5.23	4.91	4.54			
	$Q_{yoğ}$ [W]	30561	25280	20576			
	COP [-]	4.84	4.15	3.53			
	m [kg/h]	82.8	66.9	52.9			
	n [/min]	1450	1450	1450			

4.5.1 Soğutma kapasitesi

Tablo 4.2'deki soğutma kapasitesi değerleri Grafik 4.1'de gösterilmiştir.

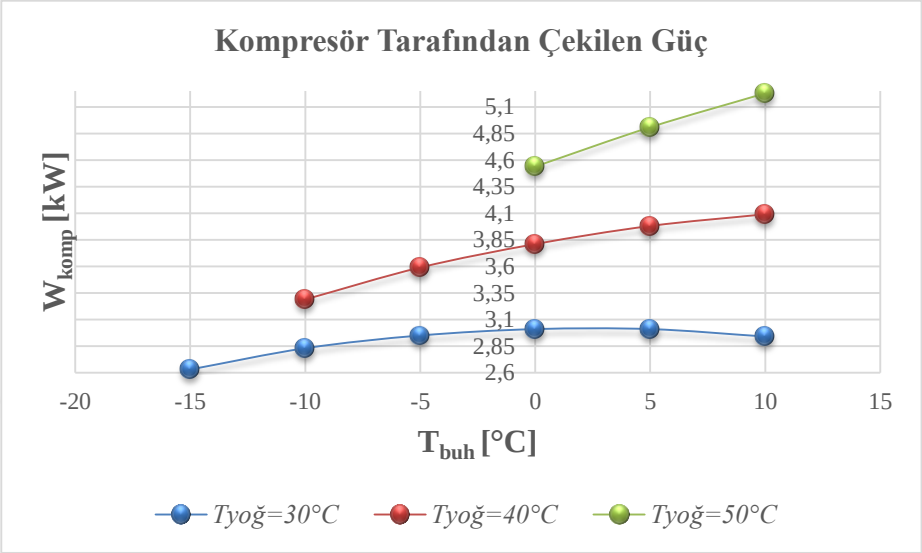


Grafik 4.1: Bitzer yazılımından elde edilen soğutma kapasitesi.

Buharlaşma sıcaklığının artışı soğutma kapasitesini artırmıştır. Diğer bir yandan yoğuşma sıcaklığının artışı soğutma kapasitesinin düşüşüne yol açmıştır.

4.5.2 Kompresör tarafından çekilen güç

Tablo 4.2'deki kompresör tarafından çekilen güç değerleri grafiksel olarak Grafik 4.2'de yorumlanmıştır.

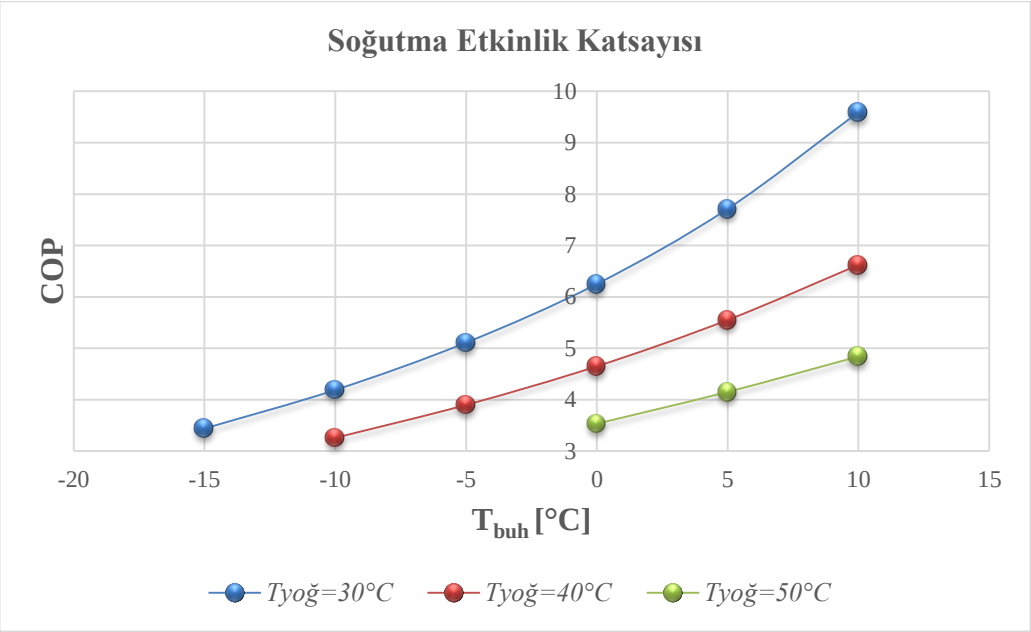


Grafik 4.2: Bitzer yazılımından elde edilen kompresör tarafından çekilen güç.

Yoğuşma sıcaklığında meydana gelen 10°C'lik artış kompresör tarafından çekilen gücü ortalama %20 mertebelerinde arttırmaktadır. Buharlaşma sıcaklığındaki artış da genel olarak kompresör tarafından çekilen gücü artırmıştır. Yoğuşma sıcaklığının 30°C olduğu durumda meydana gelen buharlaşma sıcaklığının artışında ise yaklaşık 0°C'de maksimum değerini elde ettiği görülmektedir.

4.5.3 Soğutma etkinlik katsayısı (COP)

Tablo 4.2'deki soğutma etkinlik katsayısı değerleri grafiksel olarak Grafik 4.3'te yorumlanmıştır.

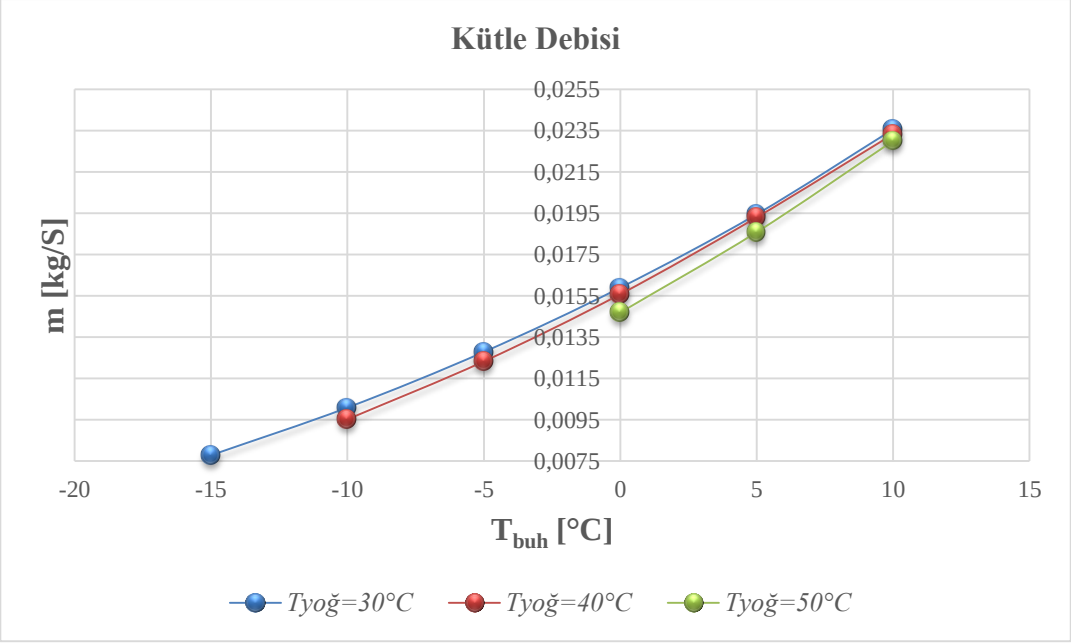


Grafik 4.3: Bitzer yazılımından elde edilen COP değerleri.

Eğrilerin karakteristiği, soğutma kapasitesindeki durumla paralellik göstermektedir. Buharlaşma sıcaklığının artışı COP'yi arttırırken, yoğuşma sıcaklığının artışı COP'yi azaltmıştır

4.5.4 Kütle debisi

Tablo 4.2'deki kütle debisi değerleri grafiksel olarak Grafik 4.4'te yorumlanmıştır.

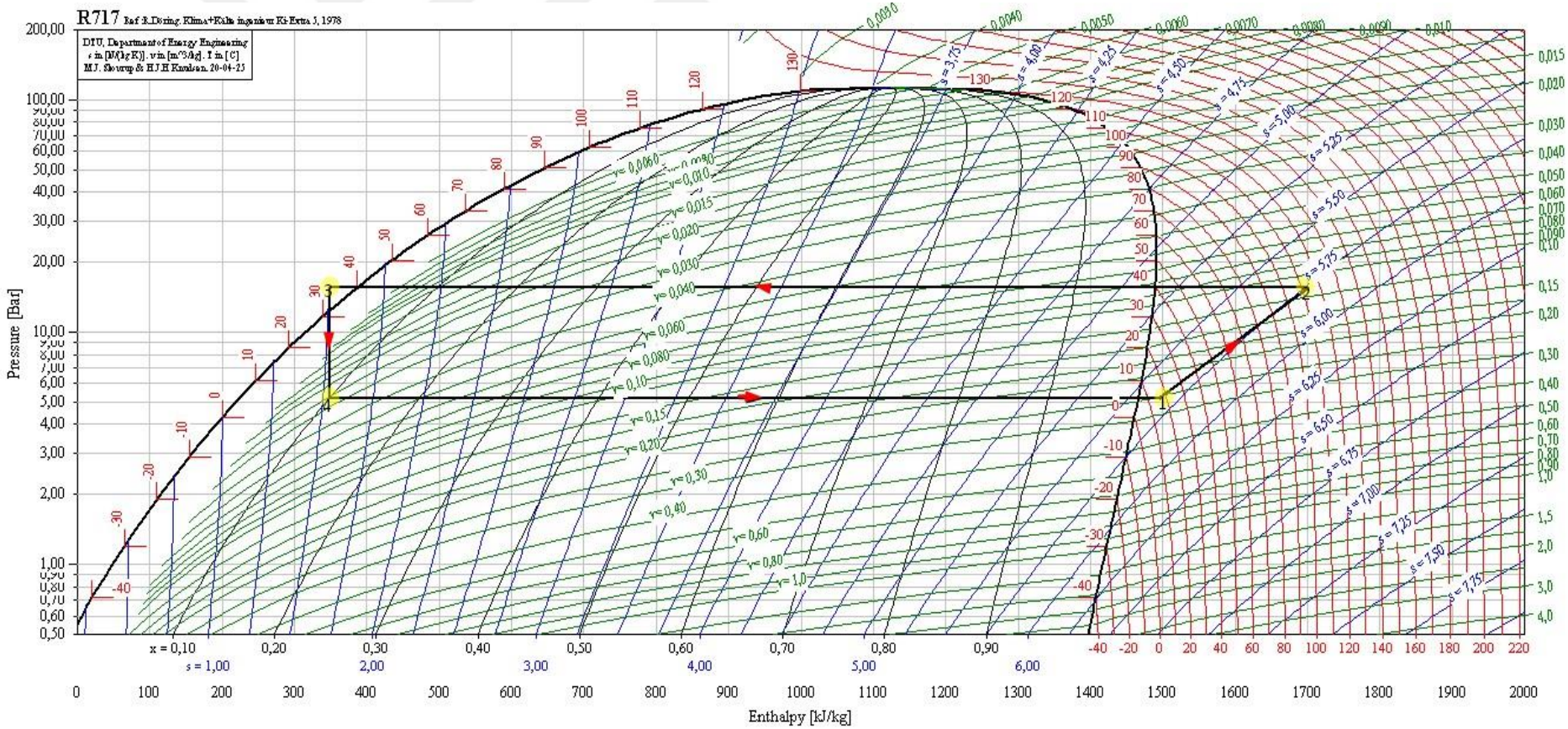


Grafik 4.4: Bitzer yazılımından elde edilen kütle debisi değerleri.

Buharlaşma sıcaklığındaki 10°C'lik artış, çevrimde dolaşan akışkan debisini 0.006-0.008 kg/s dolaylarında artırmıştır. Yoğuşma sıcaklığındaki 10°C'lik artış, akışkan debisini en yüksek 0.001 kg/s dolaylarında artırmıştır. Bu iki veriden buharlaşma sıcaklığındaki artışın, akışkanın kütle debisini daha fazla artırdığı çıkarılabilir. Genel bir ifadeyle, hem buharlaşma sıcaklığının artması hem de yoğuşma sıcaklığının artması kütle debisini artırmıştır.

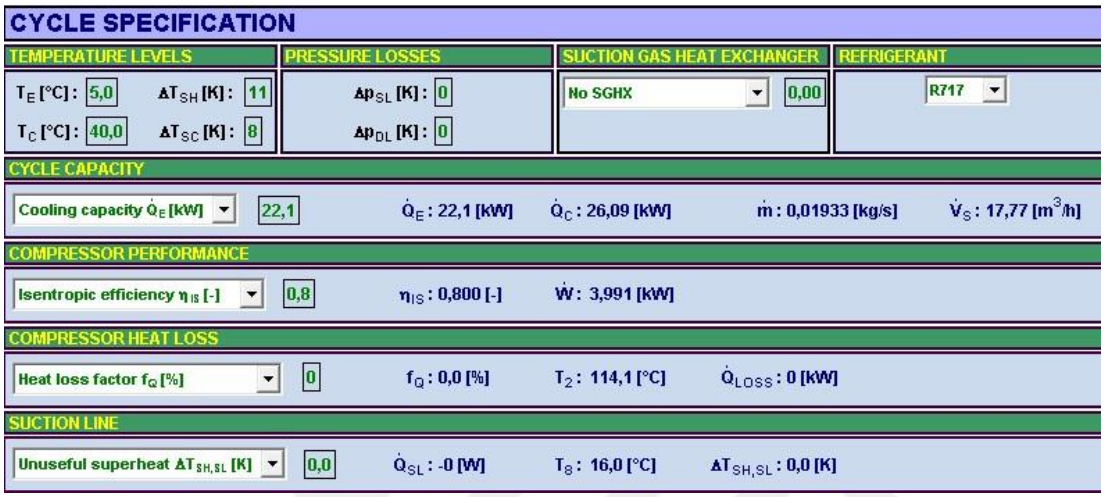
4.6 CoolPack Programı ile Çözümleme

Bitzer yazılımı için referans olarak alınan değerler CoolPack programında girildiğinde elde edilen lnP-h diyagramı şu biçimdedir. Çizilen diyagramda kompresörün izentropik verimi 0.8 alınmıştır.

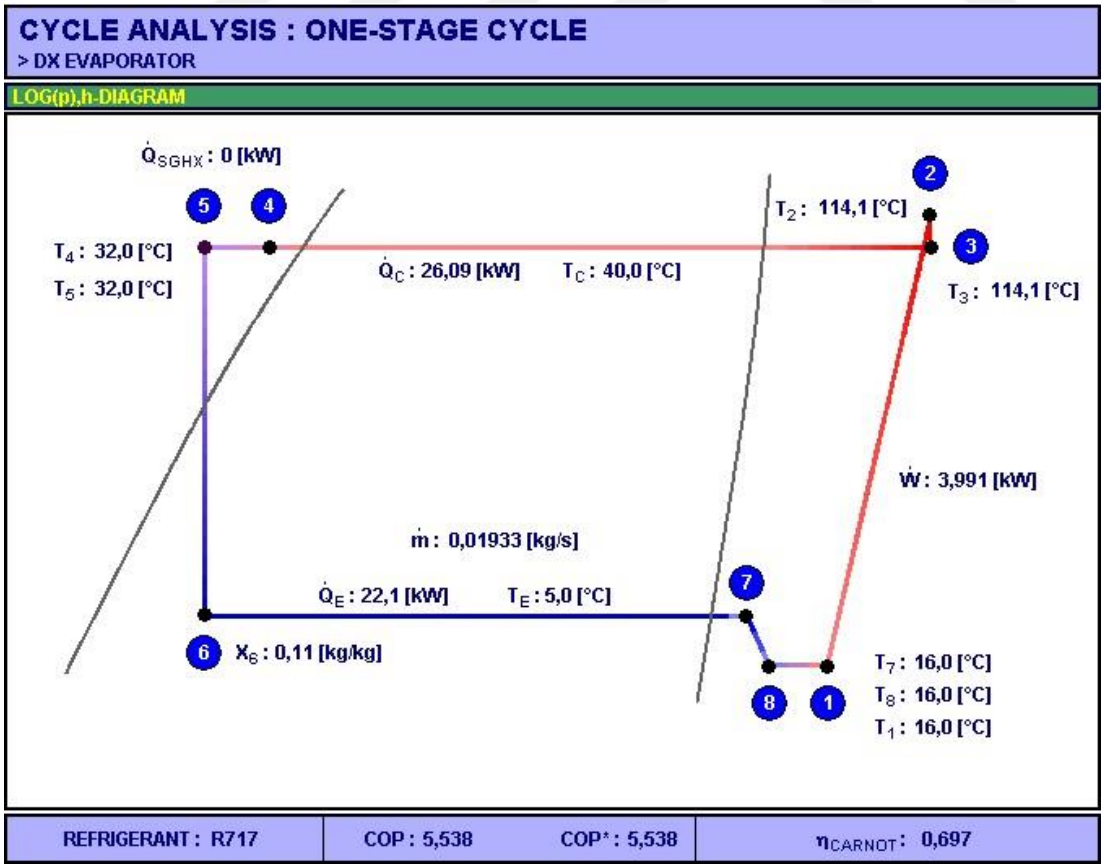


Şekil 4.5: CoolPack referans değerler üzerinden lnP-h diyagramı.

CoolPack programında tek kademeli çevrim analizinde giriş değerleri girilerek elde edilen diyagram sonuçları şu biçimdedir. Bu noktada tanımlama yaparken soğutma kapasitesi değeri de girmek gerekir. Bitzer yazılımı ile COP, kütle debisi ve kompresör tarafından çekilen gücü kıyaslama yapmak adına soğutma kapasitesi Bitzer yazılımının verdiği sonuç olan 22.1 kW girilir.



Şekil 4.6: CoolPack programında çevrim şartlarının tanımlanması.



Şekil 4.7: CoolPack programında lnP-h diyagamı üzerinden sonuçlar.

STATE POINTS

STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m^3]
1	16,0	516,9	1479,2	3,9
2	114,1	1558,6	1685,6	8,8
3	114,1	1558,6	1685,6	8,8
4	32,0	1558,6	335,9	592,0
5	32,0	1558,6	335,9	592,0
6	5,0	516,9	335,9	-----
7	16,0	516,9	1479,2	3,9
8	16,0	516,9	1479,2	3,9

Additional information
Pressure ratio (p_2 / p_1) : 3,015
$T_{2,IS}$: 98,5 [°C] $T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
$T_{2,W}$: 114,1 [°C] $T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression

Şekil 4.8: CoolPack programında çevrimdeki noktaların özelik değerleri.

Her iki program içinde 40°C yoğuşma, 5°C buharlaşma, 11°C aşırı ısıtma ve 8°C aşırı soğutma şartları altında aynı soğutma kapasitesinde kütle debisi, COP ve kompresör tarafından çekilen güç kıyaslaması Tablo 4.4'te verilmektedir.

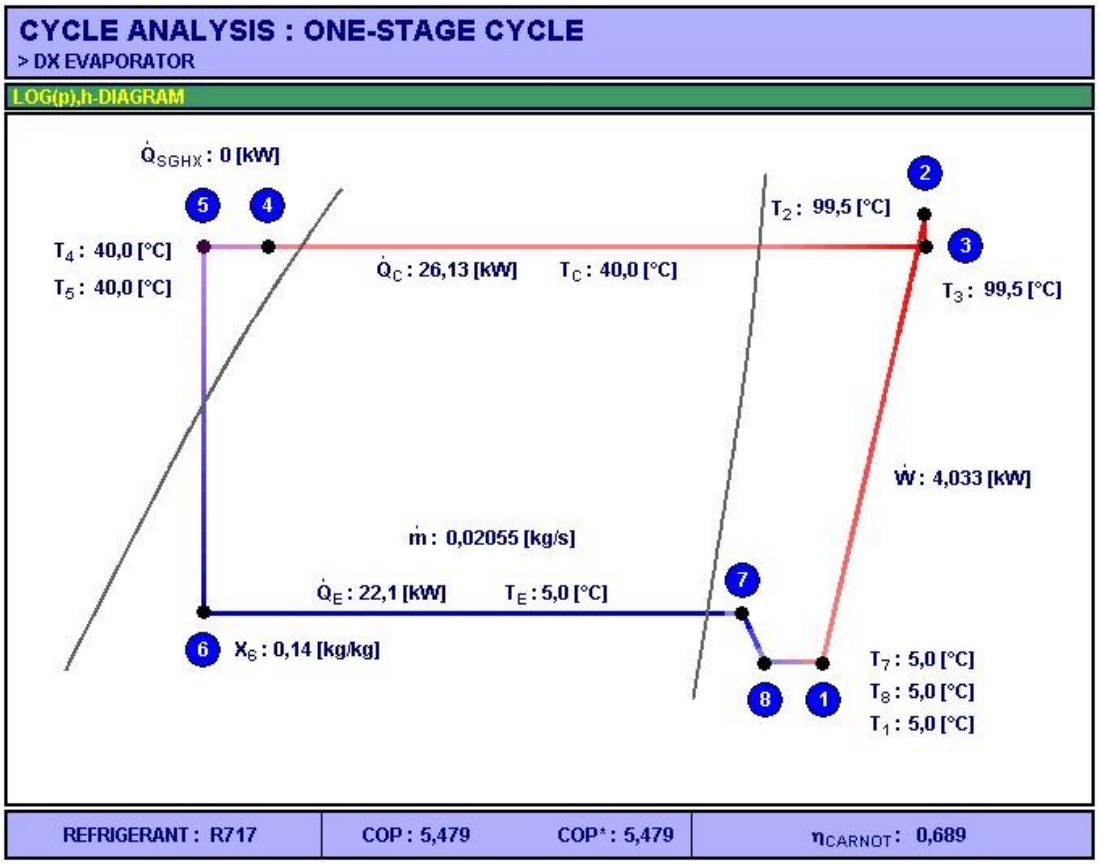
Tablo 4.4: Programlar arasında parametrelerin kıyaslanması.

	22,1 kW'lık soğutma kapasitesinde	
	Bitzer yazılımı	**CoolPack**
COP	5.55	5.538
Kütle debisi(kg/s)	0.01931	0.01933
Kompresör tarafından çekilen güç (kW)	3.98	3.991

Tablo 4.3'ten de görüldüğü üzere her iki programda da 40°C yoğuşma, 5°C buharlaşma, 11°C aşırı ısıtma ve 8°C aşırı soğutma şartları altında aynı soğutma kapasitesinde kütle debisi, COP ve kompresör tarafından çekilen güç sonuçları paralellik göstermektedir. Bundan sonraki bölümde aşırı ısıtma ve soğutmanın etkileri CoolPack programı aracılığıyla gösterilecek ve bu üç parametreye etkileri irdelenecektir.

4.6.1 CoolPack ile aşırı ısıtma ve soğutma etkisinin gözlenmesi

4.6.1.1 Aşırı ısıtma ve soğutmanın olmadığı durum



Şekil 4.9: CoolPack programında aşırı ısıtma ve soğutmanın olmadığı durumda sonuçların lnP-h diyagramında gösterilmesi.

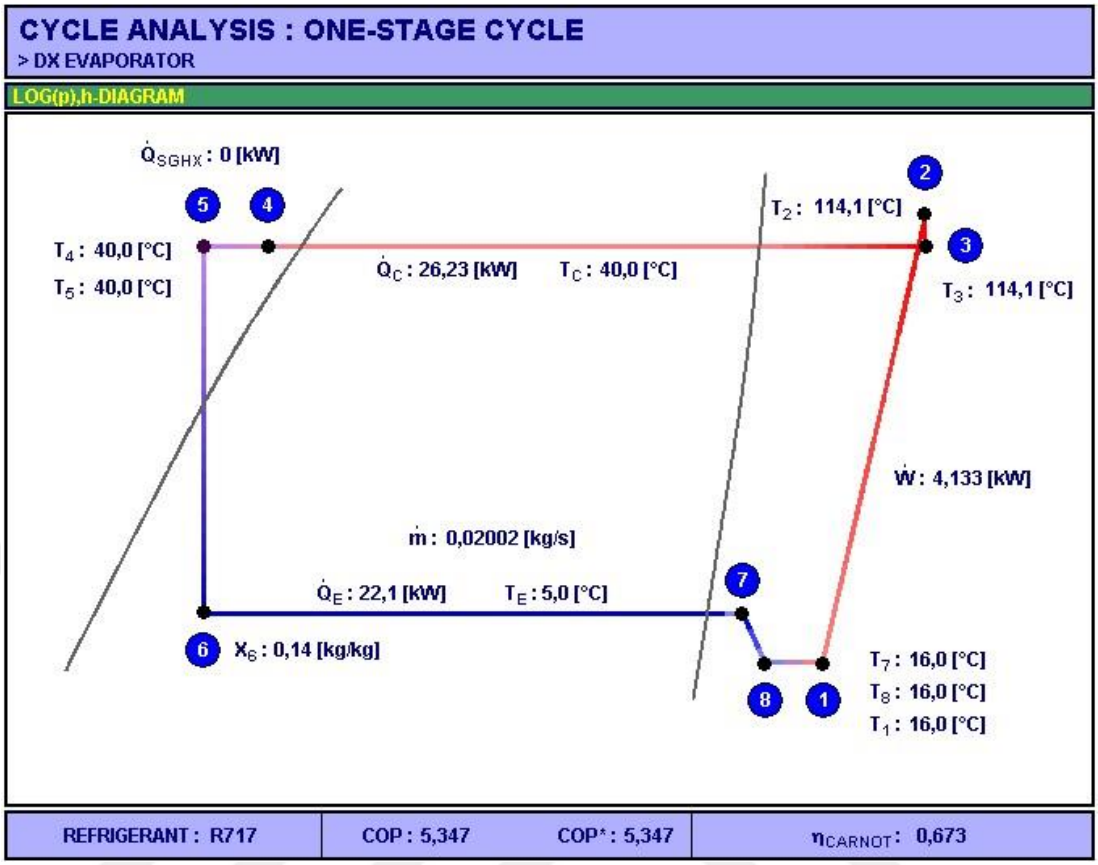
STATE POINTS

STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m^3]
1	5,0	516,9	1450,8	4,1
2	99,5	1558,6	1647,1	9,2
3	99,5	1558,6	1647,1	9,2
4	40,0	1558,6	375,3	579,3
5	40,0	1558,6	375,3	579,3
6	5,0	516,9	375,3	-----
7	5,0	516,9	1450,8	4,1
8	5,0	516,9	1450,8	4,1

Additional information
Pressure ratio (p_2 / p_1) : 3,015
$T_{2,IS}$: 85,0 [°C] $T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
$T_{2,W}$: 99,5 [°C] $T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression

Şekil 4.10: CoolPack programında aşırı ısıtma ve soğutmanın olmadığı durumda çevrimdeki noktaların özelik değerleri.

4.6.1.2 Yalnız aşırı ısıtmanın olduğu durum



Şekil 4.11: CoolPack programında yalnız aşırı ısıtmanın olduğu durumda sonuçların lnP-h diyagramında gösterilmesi.

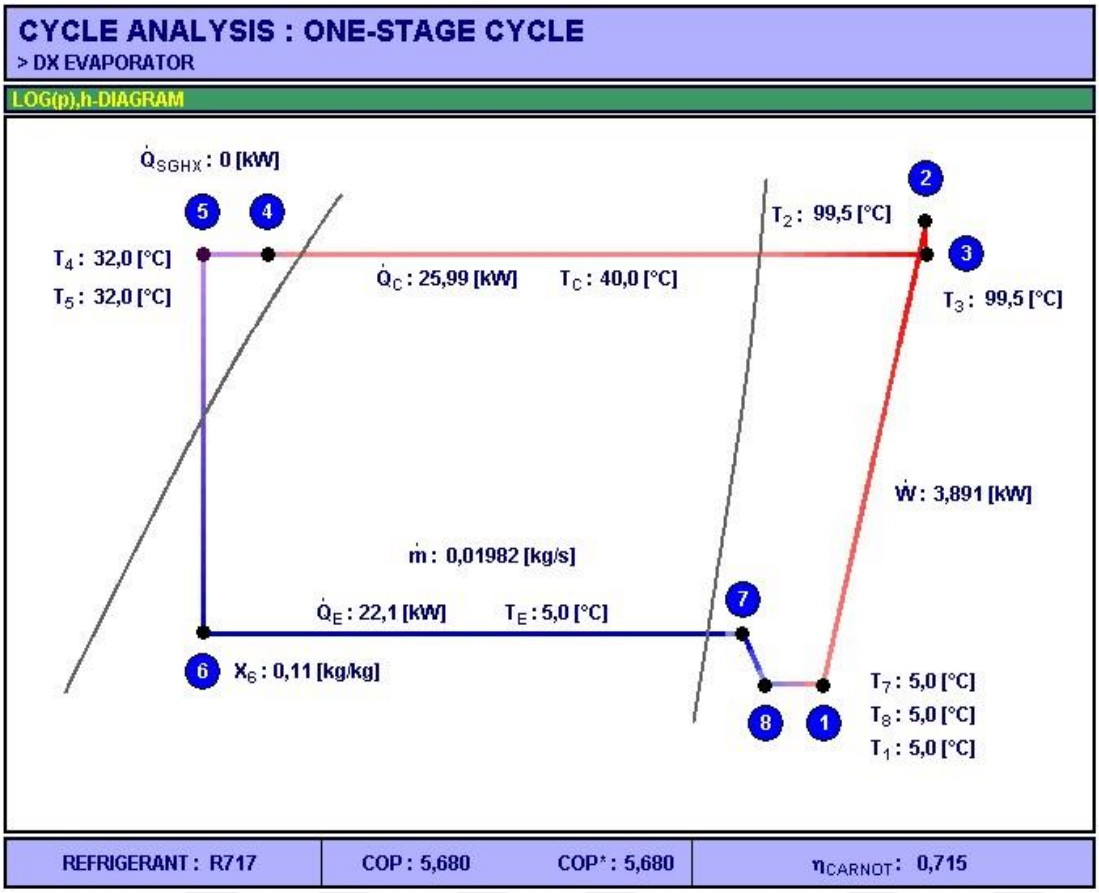
STATE POINTS

STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m^3]
1	16,0	516,9	1479,2	3,9
2	114,1	1558,6	1685,6	8,8
3	114,1	1558,6	1685,6	8,8
4	40,0	1558,6	375,3	579,3
5	40,0	1558,6	375,3	579,3
6	5,0	516,9	375,3	-----
7	16,0	516,9	1479,2	3,9
8	16,0	516,9	1479,2	3,9

Additional information
Pressure ratio (p_2 / p_1) : 3,015
$T_{2,IS}$: 98,5 [°C]
$T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
$T_{2,W}$: 114,1 [°C]
$T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression

Şekil 4.12: CoolPack programında yalnız aşırı ısıtmanın olduğu durumda çevrimdeki noktaların özelik değerleri.

4.6.1.3 Yalnız aşırı soğutmanın olduğu durum



Şekil 4.13: CoolPack programında yalnız aşırı soğutmanın olduğu durumda sonuçların lnP-h diyagramında gösterilmesi.

STATE POINTS

STATE POINT	TEMPERATURE [°C]	PRESSURE [kPa]	ENTHALPY [kJ/kg]	DENSITY [kg/m^3]
1	5,0	516,9	1450,8	4,1
2	99,5	1558,6	1647,1	9,2
3	99,5	1558,6	1647,1	9,2
4	32,0	1558,6	335,9	592,0
5	32,0	1558,6	335,9	592,0
6	5,0	516,9	335,9	-----
7	5,0	516,9	1450,8	4,1
8	5,0	516,9	1450,8	4,1

Additional information
Pressure ratio (p_2 / p_1) : 3,015
$T_{2,IS}$: 85,0 [°C] $T_{2,IS}$ is the temperature of the discharge gas assuming reversible and adiabatic compression
$T_{2,W}$: 99,5 [°C] $T_{2,W}$ is the temperature of the discharge gas assuming real and adiabatic compression

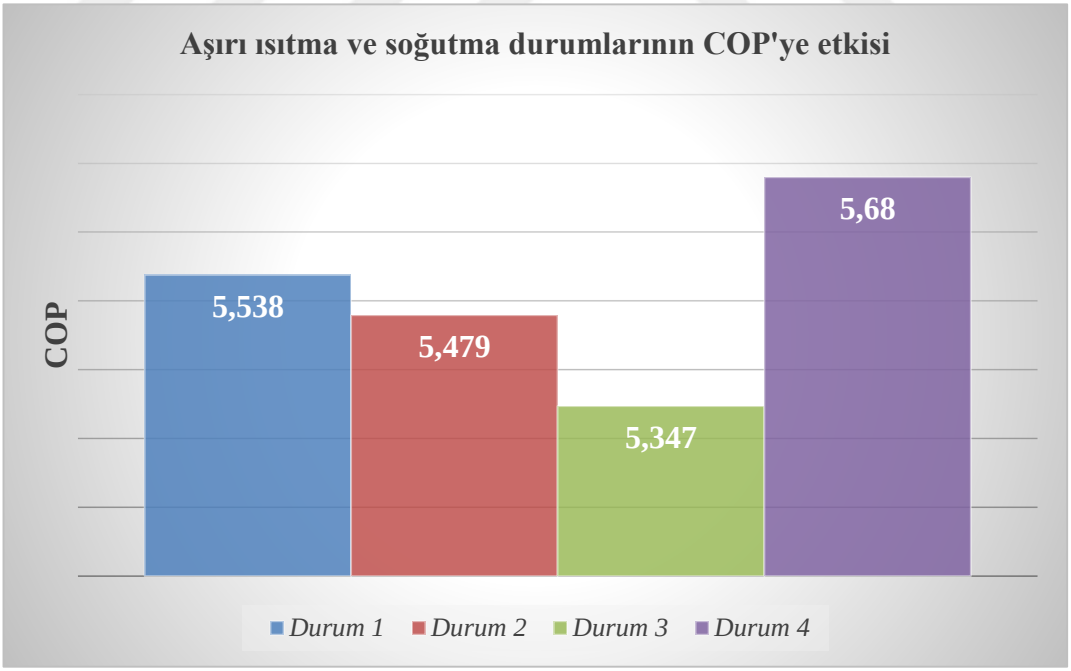
Şekil 4.14: CoolPack programında yalnız aşırı soğutmanın olduğu durumda çevrimdeki noktaların özelik değerleri.

4.6.1.4 Aşırı ısıtma ve soğutma durumlarının etkilerinin yorumlanması

22.1 kW soğutma kapasitesinde aşırı ısıtma ve soğutmanın etkilerini gözlemleyebileceğimiz dört farklı sonuç elde edilmiştir. Bu sonuçlardan yola çıkarak kütle debisi, COP ve kompresör tarafından çekilen güç ile alakalı kıyaslamalar yapılmıştır. Tablo ve grafiklerde Durum 1 aşırı ısıtma ve soğutmanın her ikisinin de olduğu durumu, Durum 2 aşırı ısıtma ve soğutmanın olmadığı durumu, Durum 3 yalnız aşırı ısıtmanın olduğu durumu, Durum 4 ise yalnız aşırı soğutmanın olduğu durumu belirtmektedir.

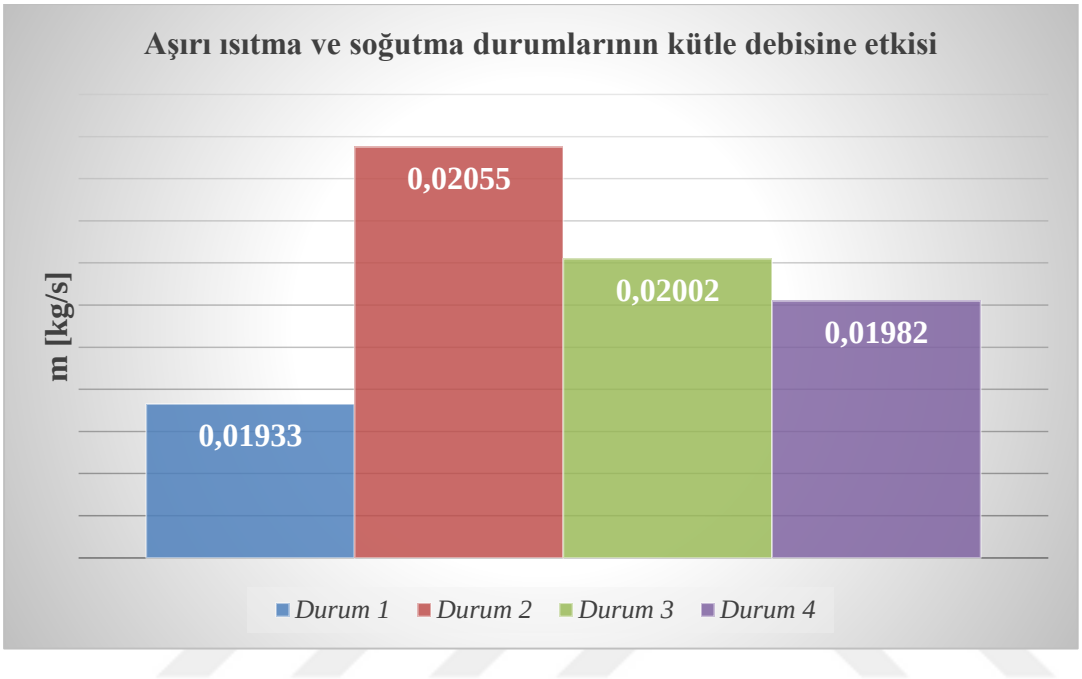
Tablo 4.5: CoolPack programıyla farklı durumlarda elde edilen COP, kütle debisi ve kompresör tarafından çekilen güç değerleri.

	22,1 kW'lık soğutma kapasitesinde		
Durum	**COP**	**Kütle debisi(kg/s)**	**Kompresör tarafından çekilen güç (kW)**
Durum 1	5.538	0.01933	3.991
Durum 2	5.479	0.02055	4.033
Durum 3	5.347	0.02002	4.133
Durum 4	5.68	0.01982	3.891



Grafik 4.5: CoolPack programında aşırı ısıtma ve soğutma durumlarının COP'ye etkisi.

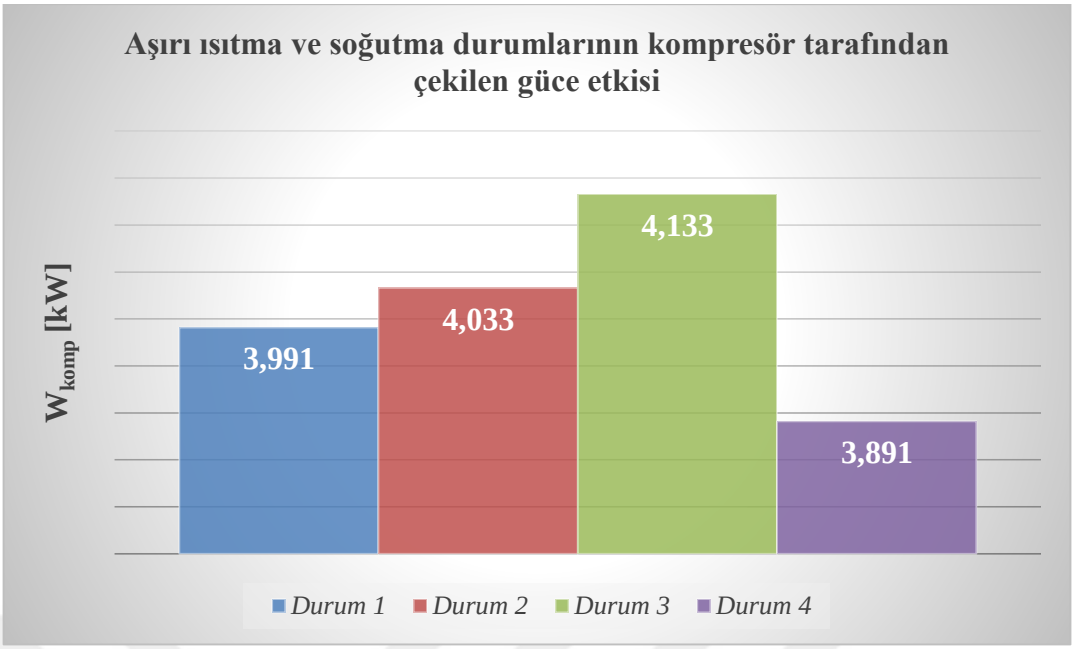
Sistemin verimliliğine dair ışık tutan COP parametresi sonuçlarını göz önünde bulundurduğumuzda yalnız aşırı soğutma durumunu belirten Durum 4 en verimli durumu göstermektedir. En verimsiz durum, yalnız aşırı ısıtmayı belirten Durum 3 olurken, bu işlemlerin her ikisini de uygulayarak ideal duruma kıyasla %1 iyileştirme yapabiliriz.



Grafik 4.6: CoolPack programında aşırı ısıtma ve soğutma durumlarının kütle debisine etkisi.

Grafik 4.6'daki sonuçlara göre sistemde dolaştırılması gereken akışkan debisi miktarı en düşük Durum 1'dedir. Amonyaklı sistemde güvenlik önlemlerini de dikkate aldığımızda az soğutkanla sistemi tasarlamak önemli olduğundan, aşırı ısıtma ve soğutmanın birlikte uygulanmasının iyi bir uygulama olduğunu söyleyebiliriz. İdeal durumu simgeleyen Durum 2'de ise Durum 1'e kıyasla %6 daha fazla akışkanın çevrimde bulunması gerekecektir.

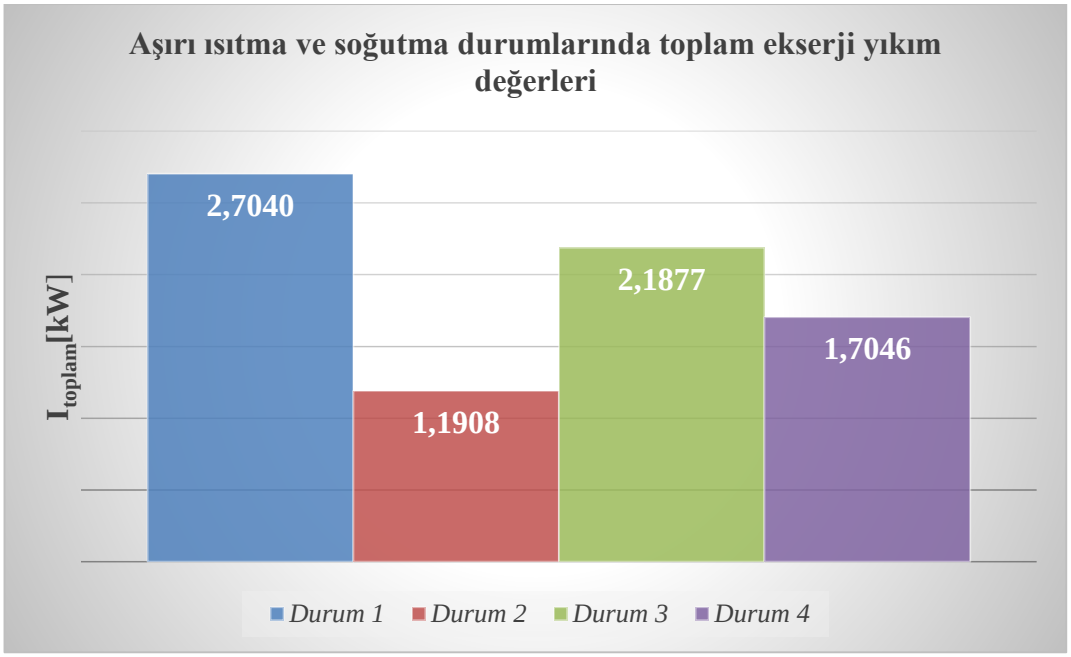
Grafik 4.7 ise kompresör tarafından çekilen güç değerlerini göstermektedir. İncelenen dört farklı durum aynı soğutma kapasitesi altında gerçekleştiğinden, Grafik 4.6'da çıkan verilerle ters orantılı bir şekilde kompresörden çekilen güç değerlerinin olduğunu görülmektedir. Kompresörden çekilen gücün en fazla olduğu durum Durum 3'tür. Durum 4'e kıyasla yaklaşık %6 daha fazla gücün çekildiği söylenebilir.



Grafik 4.7: CoolPack programında aşırı ısıtma ve soğutma durumlarının kompresör tarafından çekilen güce etkisi.

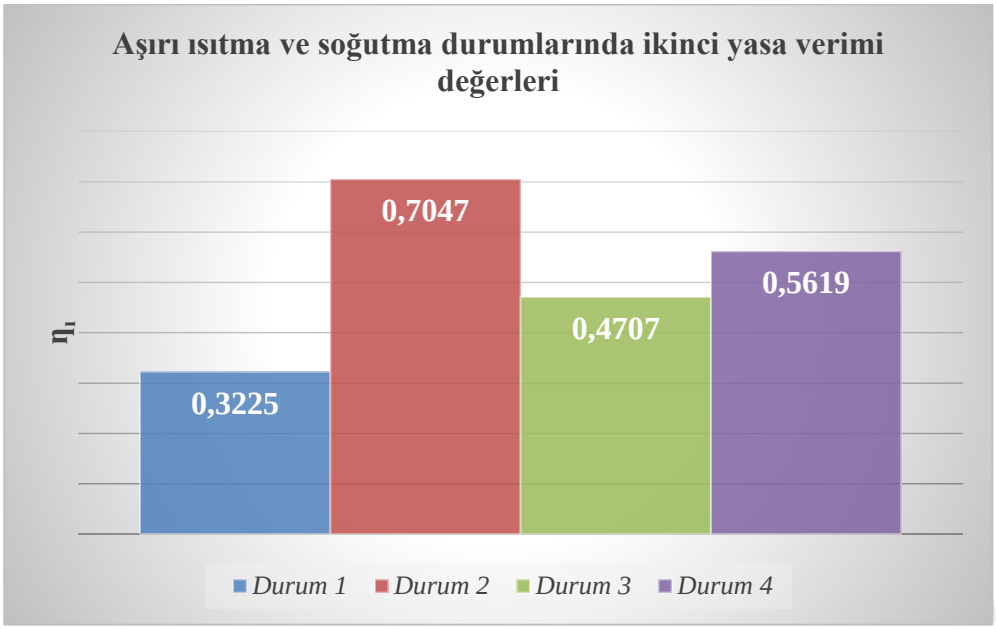
4.6.2 CoolPack ile ekserji analizi

(4.12) ile (4.17) arasındaki bağıntıları ve farklı durumlar için özelik değerlerini kullanarak elde edilen toplam ekserji yıkım değerleri ve buna bağlı ekserji verimi dört farklı durum için Grafik 4.8 ve 4.9'da gösterilmektedir.



Grafik 4.8: CoolPack programında aşırı ısıtma ve soğutma durumlarında toplam ekserji yıkım değerleri.

Grafik 4.8 dört farklı durum için toplam ekserji yıkım değerlerini yani tersinmezlikleri göstermektedir. Bu durum bir bakıma tersinir durumdan sapmayı da göstermektedir. Carnot prensibi gereği sistemdeki hal değişimlerinin tersinir olmasını isteriz. Aşırı soğutma ve aşırı ısıtma durumlarının her ikisinin de birlikte uygulanmasıyla sistemin tersinmezliklerinin ve dolayısıyla entropi üretiminden kaynaklı düzensizliklerinin en yüksek seviyede olduğunu söyleyebiliriz.



Grafik 4.9: CoolPack programında aşırı ısıtma ve soğutma durumlarında ikinci yasa verimi değerleri.

Grafik 4.9 dört farklı durumun ekserji verimleri ile alakalı bilgileri içermektedir. Ekserji veriminin, mevcut ısıl verimin potansiyel verime (tersinir durumda gerçekleşen hal değişimleri durumunda olabilecek verim) oranı olarak tanımlandığını düşünürsek Durum 1'deki sistemin mevcut verimi potansiyel verimden büyük sapma göstermiştir. Özetle, birinci yasa verimini simgeleyen COP'de en yüksek değere yalnızca aşırı soğutma uygulandığı zaman ulaşılmıştır. İkinci yasa veriminde en yüksek değere hiç bir işlem uygulanmadan (ideal durumda) ulaşılacağı saptanmış oldu.

Bir sonraki bölümde deneyler aracılığıyla elde edilmiş deneysel sonuçların (kompresör tarafından çekilen güç, soğutma kapasitesi, COP, akışkanın kütle debisi) Bitzer polinomu ile elde edilen teorik sonuçlarla kıyaslaması yapılmıştır. Ekserji ile ilgili sadece ölçümler ve ekipmanlar arasında kıyaslama yapılmıştır.

5. DENEYLER

5.1 Deneyin Amacı

Gerçekleştirilen çalışmalar neticesinde deneylerden beklenenler şu şekildedir.

- Yarım dakikalık periyotlarla kule suyu giriş (1) sıcaklıklarında sistemin soğutma performansını tespit etmek.
- Sistem suyunda meydana gelen sıcaklık farkını (23-24) tespit etmek.
- Programlar yardımıyla teorik elde edilen sonuçları deneysel verilerle kıyaslamak.

5.2 Deneyler

Yarım dakikalık aralıklarla 16 farklı ölçüm alınmıştır. Ölçüm alınan parametreler kompresörün emme ve basma gösterge basınçları, sistem suyunun sıcaklıkları ve hacimsel debisi ve kompresör tarafından çekilen güçtür. (5.1) ile soğutma kapasitesi ve (4.11) ile COP'ye de ulaşılmış olup sonuçlar Tablo 5.1'de aktarılmaktadır.

V_s (L/min): Sistem suyunun hacimsel debisi

$T_{s,in}$(°C): Sistem suyu giriş sıcaklığı

$T_{s,out}$(°C): Sistem suyu çıkış sıcaklığı

HP(bar): Basma hattı gösterge basıncı

LP(bar): Emme hattı gösterge basıncı

I(amper): Devreden geçen akım değeri

W_{komp}(kW): Kompresör tarafından çekilen güç

Q_{buh}(kW): Soğutma kapasitesi

COP(-): Soğutma etkinlik katsayısı

$$\dot{Q}_{buh} = V_s \rho_w c_{p,w} \Delta T_s \tag{5.1}$$

Tablo 5.1: Deney sonuçları.

Ölçüm No	V_s (L/min)	$T_{s,in}$(°C)	$T_{s,out}$(°C)	ΔT_s(°C)	HP(bar)	LP(bar)	I(amper)	W_{komp}(kW)	Q_{buh}(kW)	COP(-)
Ölçüm 1	410	25.6	24.9	0.7	16.5	4	16.94	6.1	20.02	3.28
Ölçüm 2	395	24.8	24.1	0.7	16.8	3.95	17.44	6.28	19.29	3.07
Ölçüm 3	405	23.7	23	0.7	17	3.9	17.69	6.37	19.78	3.11
Ölçüm 4	400	22.8	22.1	0.7	17.3	3.85	17.32	6.24	19.53	3.13
Ölçüm 5	398	21.6	20.9	0.7	17.5	3.82	17.25	6.21	19.44	3.13
Ölçüm 6	405	20.2	19.5	0.7	17.7	3.8	17.17	6.18	19.78	3.20
Ölçüm 7	400	18.8	18.1	0.7	17.9	3.78	17.05	6.14	19.53	3.18
Ölçüm 8	395	17.5	16.8	0.7	18.1	3.7	16.95	6.1	19.29	3.16
Ölçüm 9	405	16.2	15.6	0.6	18.4	3.65	16.89	6.08	16.95	2.79
Ölçüm 10	400	15	14.4	0.6	18.5	3.61	16.8	6.05	16.74	2.77
Ölçüm 11	395	14.1	13.5	0.6	18.7	3.54	16.72	6.02	16.53	2.75
Ölçüm 12	403	12.9	12.3	0.6	18.9	3.45	16.6	5.98	16.87	2.82
Ölçüm 13	395	11.8	11.2	0.6	18.9	3.33	16.45	5.92	16.53	2.79
Ölçüm 14	390	10	9.4	0.6	19	3.24	16.32	5.88	16.33	2.78
Ölçüm 15	395	8	7.4	0.6	19.1	3.11	16.2	5.83	16.53	2.84
Ölçüm 16	403	6.2	5.7	0.5	19.1	3	16.1	5.8	14.06	2.42

Sistem suyunun sıcaklıkları sıcaklık sensörü ile ölçülmüştür, hacimsel debinin ölçümünde ise akış ölçer kullanılmıştır. Kompresörün emme ve basma hattındaki gösterge basınç değerleri basınç sensörü ile ölçülmüştür. Devreye seri bağlanan akım trafosu ile devreden geçen akım ölçülür ve 3 fazlı analizör yardımıyla kompresör tarafından çekilen güç tespit edilmiştir. Sıcaklık sensörü ile ölçülen sıcaklıkların farkını ve bağıntı 5.1'de ρ_w ve $c_{p,w}$ suyun termofiziksel özelliklerini sırasıyla 1000 kg/m^3 ve 4.187 kJ/kgK alarak devrenin soğutma kapasitesini elde ederiz. Tespit edilen soğutma kapasitesi ve kompresör gücü terimleri ile sistemin soğutma etkinlik katsayısı terimine ulaşılmıştır. Ölçüm cihazlarına dair teknik özellikler Tablo 5.2'de verilmektedir.

Tablo 5.2: Ölçüm cihazlarının teknik özellikleri.

Ölçüm Aleti	Ölçülen Parametre	Çalışma Aralığı	Hassasiyeti
Sıcaklık sensörü	Sıcaklık(°C)	-50…+105(°C)	±0.3%
Basınç Sensörü	Basınç(bar)	0…1000(bar)	±0.5%
Akış Ölçer	Hacimsel debi(L/dk)	10…1000(L/dk)	±0.5%
Analizör	Güç(kW)	0…4000(MW)	±1%

Ölçüm cihazlarının teknik özelliklerini aktardıktan sonra deney sonuçlarını detaya girmeden yorumlamak gerekirse, deney ölçümlerinden belli bir rejim noktasından sonra sistemin soğutma veriminin düştüğü görülmektedir. Rejim noktası olarak Ölçüm 8-Ölçüm 9 arasındaki bir bölge düşünülmektedir. Çünkü Ölçüm 8'e kadar alınan ölçümlerde COP 3'ün üzerinde iken, Ölçüm 9'da bir anda 2.79'a düşmüştür. Artan yoğuşma sıcaklıklarıyla birlikte devreden geçen akım tepe değere ulaştıktan sonra düşüş göstermiş ve kompresörün çektiği güç miktarı düşmüştür. Son ölçüm 7.5 dakika sonraki değerleri yansıtıyor olup enerji verimliliği açısından en verimsiz durumu göstermektedir. Kompresörün sıkıştırma oranı ise her ölçümde kompresör çıkışındaki basınç verilerinin artıp girişindeki basınç verilerinin azalmasından kaynaklı artış göstermektedir.

5.3 Yeğin Özeliklerin Belirlenmesi

Deney sonuçlarında elde edilen parametreleri değerlendirmeye geçmeden önce, bu bölümde alınan kabuller belirtilmiştir. Akışkanın bir noktada özeliklerini tam olarak saptayabilmek için iki yeğin özeliğin bilinmesi gerekir. Ölçümlerde sadece emme ve

basma hattı tarafında basınç ölçümü gerçekleştirildiğinden elimizde sadece kompresörün giriş ve çıkışındaki basınç değeri mevcuttur. Bu noktada yapılan kabuller şu şekildedir:

- Tıpkı teorikte olduğu gibi, deneysel işlemlerde de boru hattında basınç kayıplarının olmadığı varsayılarak işlemler gerçekleştirilmiştir. Bu sayede ana elemanların giriş ve çıkışındaki basınç değerlerini elde etme imkanı olmuştur.
- Ana elemanların giriş ve çıkışındaki basınç değerlerini elde etmemiz tek başına yeterli olmayacaktır. Bunun sebebi, iki yeğin özeliğin hala bilinmiyor olmasıdır. Bu sebeple ana elemanların giriş ve çıkışlarındaki basınç değerlerine karşılık gelen buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları tespit edilecek ve teorik hesaplarda girdi olarak kullandığımız aşırı soğutma ve aşırı ısıtma değerleri geçerli kılınarak ana elemanların giriş ve çıkışında sıcaklıklar bulunarak iki yeğin özelik şartı sağlanmıştır. Kompresör çıkışındaki sıcaklığı tespit edebilmek için kompresörün izentropik verimi 0.8 varsayımı yapılmıştır.
- Kısılma vanasındaki genişleme işlemi izentalpik kabul edilerek buharlaştırıcı girişinde basıncın dışında entalpi yeğin özelik olarak kullanılmıştır.

Bu hususları uygulamaya geçmeden önce dikkat edilmesi gereken bir diğer konu ise deney ile ölçümü gerçekleştirilen basınç değerlerinin gösterge basınç değeri olmasıdır. Diğer yeğin özelikleri de doğru saptayabilmek için mutlak basınca geçilmesi gerekir. Mutlak basınca geçilmesi için gerek duyulan bağıntı (5.2)'de verilmektedir. Atmosferik basınç 1.013 bar alınmıştır.

$$P_{mutlak} = P_{atm} + P_{gösterge}$$
$$P_{atm} = 1atm = 1.013bar \quad (5.2)$$

CoolPack programı kullanılarak mutlak basınca karşılık gelen yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları tespit edilir. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu çıkışında aşırı ısıtma ve soğutmanın etkileri de eklenerek o noktadaki sıcaklıklar tespit edilir. Basınç kayıplarını ihmal ettiğimizden, buharlaştırıcı çıkışı ile kompresör girişi özelikler aynıdır. Kompresör çıkışı ve yoğuşturucu girişindeki yeğin özeliklerin tespiti için kompresörün izentropik verimi kullanılır. Bu işlemler neticesinde ana elemanların giriş ve çıkışında yararlanacağımız yeğin özelik değerleri Tablo 5.3'de sunulmaktadır.

Tablo 5.3: Çevrimdeki noktaların özelik değerleri (CoolPack yazılımından).

Nokta	Ölçüm No	Ölçüm 1	Ölçüm 2	Ölçüm 3	Ölçüm 4	Ölçüm 5	Ölçüm 6	Ölçüm 7	Ölçüm 8	Ölçüm 9	Ölçüm 10	Ölçüm 11	Ölçüm 12	Ölçüm 13	Ölçüm 14	Ölçüm 15	Ölçüm 16
1	Basınç (bar)	5,013	4,963	4,913	4,863	4,833	4,813	4,793	4,713	4,663	4,623	4,553	4,463	4,343	4,253	4,123	4,013
	Sıcaklık (°C)	15,21	14,93	14,65	14,37	14,2	14,09	13,97	13,51	13,22	12,99	12,58	12,04	11,3	10,74	9,92	9,2
	Entalpi (kJ/kg)	1494,32	1493,99	1493,67	1493,34	1493,15	1493,03	1492,88	1492,34	1492	1491,74	1491,26	1490,62	1489,72	1489,05	1488,06	1487,17
	Entropi (kJ/kgK)	5,6646	5,6681	5,6716	5,6751	5,6773	5,6788	5,6802	5,686	5,6897	5,6927	5,6981	5,705	5,7143	5,7216	5,7324	5,7417
2	Basınç (bar)	17,513	17,813	18,013	18,313	18,513	18,713	18,913	19,113	19,413	19,513	19,713	19,913	19,913	20,013	20,113	20,113
	Sıcaklık (°C)	127,37	129,74	131,55	133,91	135,43	136,81	138,17	140,4	142,72	143,84	145,96	148,37	150,26	152,23	154,94	156,83
	Entalpi (kJ/kg)	1731,75	1737,17	1741,38	1746,8	1750,3	1753,42	1756,48	1761,83	1767,21	1769,92	1775	1780,87	1785,8	1790,74	1797,6	1802,53
	Entropi (kJ/kgK)	5,7859	5,7916	5,7969	5,8027	5,8063	5,809	5,8115	5,8197	5,8253	5,8296	5,8371	5,8464	5,8581	5,8674	5,8812	5,8927
3	Basınç (bar)	17,513	17,813	18,013	18,313	18,513	18,713	18,913	19,113	19,413	19,513	19,713	19,913	19,913	20,013	20,113	20,113
	Sıcaklık (°C)	36,35	36,99	37,4	38,02	38,43	38,84	39,24	39,64	40,23	40,42	40,81	41,2	41,2	41,39	41,58	41,58
	Entalpi (kJ/kg)	368,87	372,09	374,11	376,92	378,94	380,95	382,96	384,57	387,39	388,6	390,21	392,22	392,22	393,43	393,83	393,83
	Entropi (kJ/kgK)	1,575	1,585	1,592	1,6	1,607	1,613	1,619	1,624	1,634	1,637	1,642	1,648	1,648	1,652	1,654	1,654
4	Basınç (bar)	5,013	4,963	4,913	4,863	4,833	4,813	4,793	4,713	4,663	4,623	4,553	4,463	4,343	4,253	4,123	4,013
	Entalpi (kJ/kg)	368,87	372,09	374,11	376,92	378,94	380,95	382,96	384,57	387,39	388,6	390,21	392,22	392,22	393,43	393,83	393,83
	Entropi (kJ/kgK)	1,609	1,6212	1,6291	1,6399	1,6475	1,655	1,6626	1,6694	1,6804	1,6854	1,6923	1,701	1,7029	1,7089	1,7126	1,7146

5.4 Belirsizlik Analizi

Ölçüm cihazlarının seçiminde yardımcı bir işlem olan belirsizlik analizi ile deneysel bulguların hata analizi gerçekleştirilir [48].

$$R = R\left(x_1, x_{2,} x_3, x_{4,\ldots\ldots,} x_n\right) \tag{5.3}$$

R sistemde ölçülmesi gereken büyüklük ve x ise bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkeni simgelemektedir.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2\right)^2 + \ldots\ldots\ldots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n\right)^2\right]^{1/2} \tag{5.4}$$

Hata oranını simgeleyen w ile bağımsız değişkenlerin hata oranı (5.4) nolu bağıntıya konulduğunda arzu edilen büyüklüğün hata oranı tespit edilir.

Tablo 5.2'deki hassasiyet değerleri kullanılarak, soğutma kapasitesi, COP, kütlesel debiler ve ikinci yasa verimi terimleri için yüzde cinsinden belirsizlikler tespit edilir. Soğutma kapasitesi için (5.1) nolu bağıntıdaki ölçüm aletleriyle belirlenen sistem suyunun hacimsel debisi ve sistem suyunun sıcaklıklarının hata oranı kullanılarak soğutma kapasitesinin hata oranı belirlenir. Elde edilen soğutma kapasitesinin hata oranı COP'nin hata oranını bulmak için kompresör tarafından çekilen gücün hata oranı ile birlikte kullanılır. Bölüm 4'te gösterilen enerji denklemlerindeki bağıntılarla elde edilebilecek kütlesel debilerin hata oranı tespit edilebilir. Kompresörden geçen kütle debisinin hata oranı için kompresörden çekilen gücün hata oranı ile yeğin özeliklerde yapılan kabuller dolayısıyla basınç sensörünün hassasiyeti kullanılır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucudan geçen akışkan debisinin belirsizlik yüzdesine ise sırasıyla soğutma kapasitesi ve yoğuşturucu kapasitesinin hata oranları kullanılarak ulaşılır. İkinci yasa veriminin hata oranı için ise öncelikle dört ana eleman için Bölüm 4'te gösterilen ekserji denklemlerindeki ölçümle elde edilen değişkenlerin hata oranları kullanılarak ekserji yıkımlarının belirsizliği tespit edilir. Ardından bu belirsizlikler vasıtasıyla toplam ekserji yıkımının belirsizlik yüzdesi hesaplanır. Son olarak da elde edilen

toplam ekserji yıkımının hata oranı ile kompresör tarafından çekilen gücün hata oranı birlikte kullanılarak ekserji veriminin belirsizliği tespit edilir.

Bu parametrelere dair % cinsinden belirsizlik durumları Tablo 5.4'te gösterilmektedir. Birinci yasa veriminin belirsizliği mertebe olarak %1.157 dolaylarında olup virgülden sonra dördüncü basamakta oynamalar görülür. İkinci yasa veriminin belirsizliğinde ise daha fazla değişkenin hata oranı kullanılması sebebiyle belirsizlik %3 dolaylarında tespit edilmiştir.

Tablo 5.4: Belirsizlik analizi sonucu yüzdesel hata.

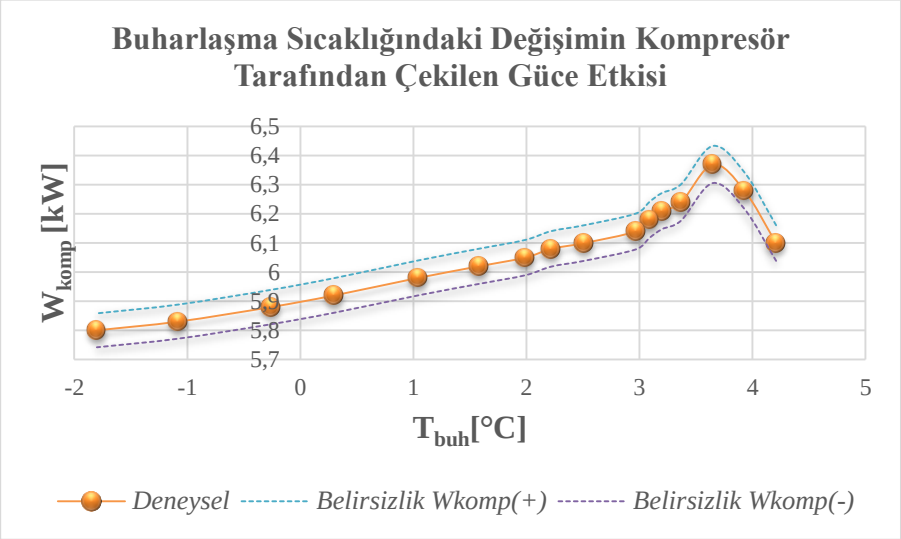
	Belirsizlik Analizi (% cinsinden)					
Ölçüm No	**Q_{buh}(kW)**	**COP(-)**	**m_{komp}(kg/s)**	**$m_{yoğ}$(kg/s)**	**m_{buh}(kg/s)**	**η_I**
Ölçüm 1	0.583323	1.157698	1.011398	0.507649	0.587524	3.353250
Ölçüm 2	0.583249	1.157661	1.011265	0.509664	0.588711	3.256450
Ölçüm 3	0.583201	1.157637	1.010480	0.508935	0.587104	3.279223
Ölçüm 4	0.583374	1.157724	1.033737	0.510557	0.588441	3.362586
Ölçüm 5	0.583144	1.157608	1.012818	0.508453	0.589771	3.322807
Ölçüm 6	0.583201	1.157637	1.007737	0.509400	0.588844	3.460599
Ölçüm 7	0.583374	1.157724	1.008643	0.508296	0.588399	3.454768
Ölçüm 8	0.583249	1.157661	1.011322	0.509730	0.589186	3.427460
Ölçüm 9	0.583348	1.157711	1.009283	0.508478	0.590648	3.093333
Ölçüm 10	0.583374	1.157724	1.012054	0.508966	0.588267	3.143502
Ölçüm 11	0.583400	1.157737	1.010162	0.508792	0.590101	3.141621
Ölçüm 12	0.583220	1.157647	1.009101	0.506675	0.586569	3.166434
Ölçüm 13	0.583400	1.157737	1.008619	0.508517	0.586843	3.188365
Ölçüm 14	0.583070	1.157571	1.009349	0.508199	0.588492	3.192108
Ölçüm 15	0.583400	1.157737	1.011310	0.509692	0.589408	3.330613
Ölçüm 16	0.583151	1.157612	1.009763	0.510493	0.587075	2.958533

5.5 Deneysel ve Teorik Sonuçların Karşılaştırılması

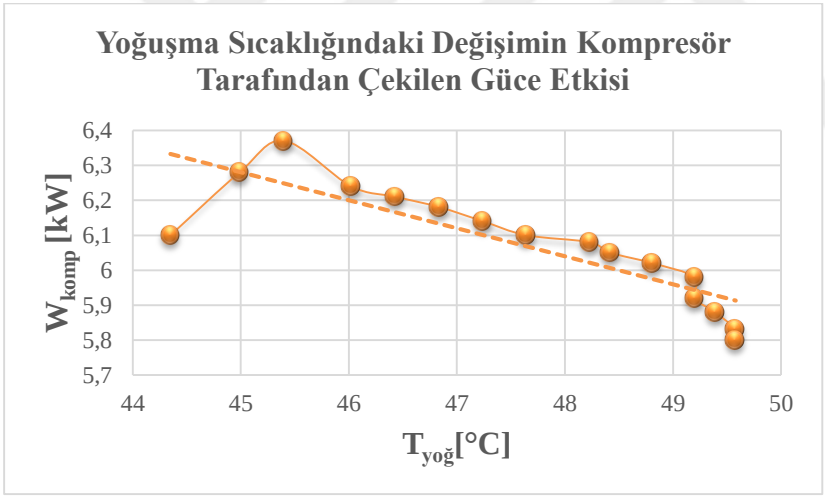
5.5.1 Kompresör tarafından çekilen güç ve volümetrik verim

Kompresör tarafından çekilen güç, analizör vasıtasıyla tespit edilmiştir. Tablo 5.1'den Ölçüm 3'te bu değerin zirve yaptığı daha sonrasında ise bir düşüşe girdiği gözlenmektedir. Bir noktadan sonra kompresör tarafından çekilen gücün azalmasındaki sebebin altında emiş hacmindeki azalma ve kompresörden geçen kütle debisindeki azalma olabilir. Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarıyla bu parametreyi değerlendirecek olursak, genel olarak yoğuşma sıcaklığının artışı kompresörden emilen gücü azaltırken, buharlaşma sıcaklığının artmasıyla bu değer artış göstermiştir.

İlaveten Grafik 5.1'de %1 belirsizlikteki kompresör tarafından çekilen gücün alabileceği değer aralığı da gösterilmiştir.

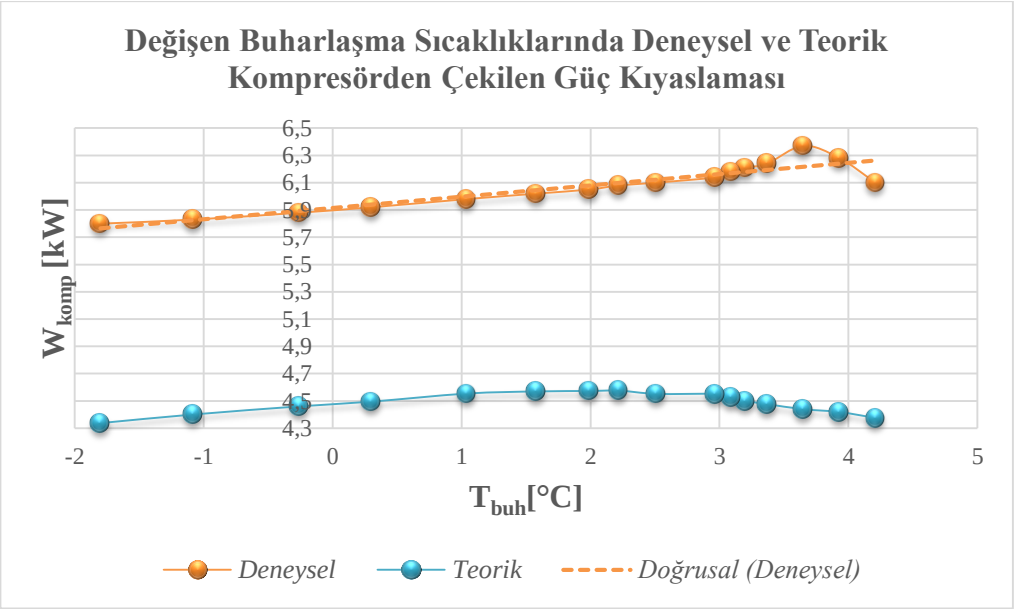


Grafik 5.1: Buharlaşma sıcaklığının kompresörden çekilen güce etkisi.



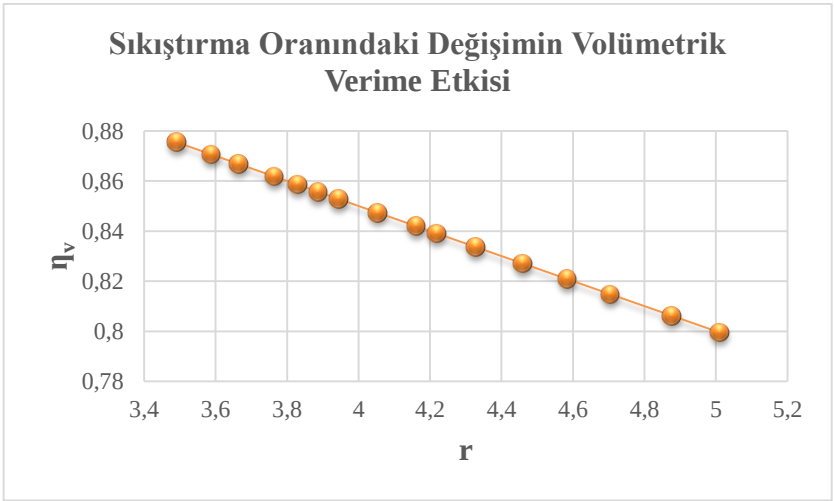
Grafik 5.2: Yoğuşma sıcaklığının kompresörden çekilen güce etkisi.

Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarını Tablo 4.1'deki sabitlerle (4.22) nolu bağıntıya koyup teorik ve deneysel sonuçların kıyaslamasını gerçekleştirebiliriz. Bu iki grafiğin buharlaşma sıcaklığındaki değişim üzerinden kıyaslanması Grafik 5.3'te gösterilmektedir.



Grafik 5.3: Değişen buharlaşma sıcaklıklarında deneysel ve teorik kompresörden çekilen güç kıyaslaması.

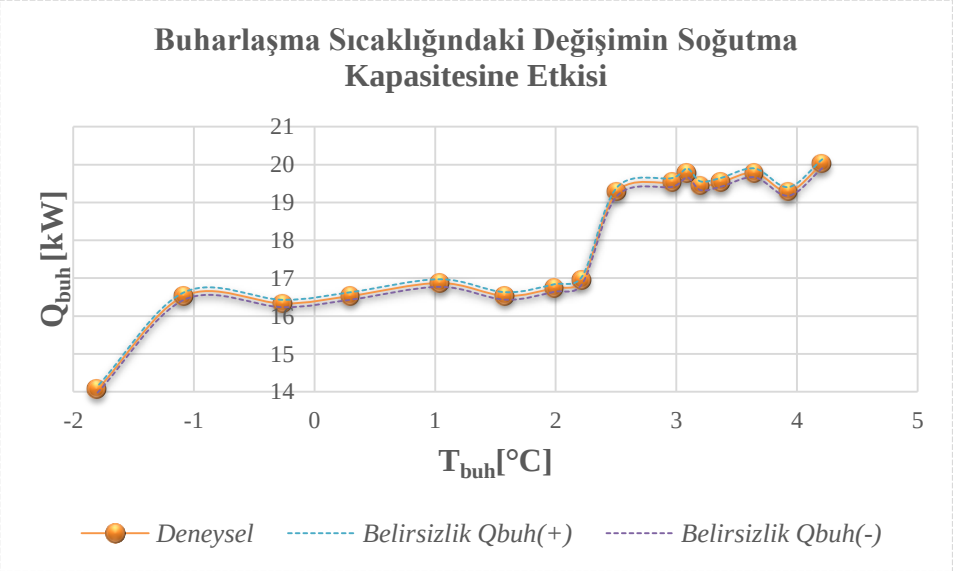
Deneysel olarak elde edilen sonuçlardan teorik sonuca kıyasla kompresörün daha fazla güç gerektirdiği anlaşılabilir. Zirve yaptıkları güç noktaları ise farklılık göstermektedir. Deneysel süreçteki güç değerlerindeki dalgalanma daha fazladır. Volümetrik verimi faydalı silindir emiş hacminin, silindir süpürme hacmine oranı olarak tanımlamıştık. Pistonlu kompresörlerde sadece sıkıştırma oranına bağlı olarak bu terimin çıkarımı (4.18)- (4.20) bağıntıları arasında çıkarılmış olup volümetrik verimin sıkıştırma oranına bağlı olarak değişimi Grafik 5.4'de verilmektedir. Artan sıkıştırma oranlarında volümetrik verim azalmıştır.



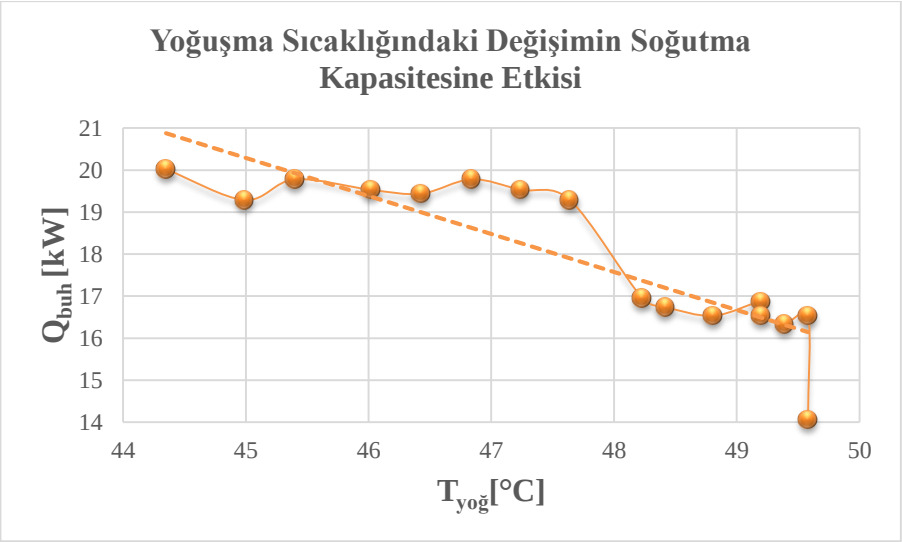
Grafik 5.4: Sıkıştırma oranı-volümetrik verim ilişkisi.

5.5.2 Soğutma kapasitesi

Deneysel olarak soğutma kapasitesi, sıcaklık sensörü ile belirlenen sistem suyu sıcaklıkları ve sistem suyunun hacimsel debisinin sonuçlarını kullanarak elde edilmişti. Tablo 5.1'den görüldüğü üzere ilk ölçümdeki soğutma kapasitesi en yüksek, son ölçümdeki soğutma kapasitesi en düşüktür. Bunun en temel sebebi, son ölçümdeki sistem suyu sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkının en düşük olmasından kaynaklanmaktadır. Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarıyla bu parametreyi değerlendirecek olursak, genel olarak yoğuşma sıcaklığının artışı soğutma kapasitesini azaltırken, buharlaşma sıcaklığının artmasıyla bu değer artış göstermiştir. Ek olarak Grafik 5.5'te soğutma kapasitesinin hata oranları da eklendiği zaman alabileceği değerler de yansıtılmıştır. Sıcaklık sensörü ve akış ölçerin yüksek hassasiyette olması sebebiyle soğutma kapasitesinin de hata oranı %0.58 mertebelerinde çıkmıştır.

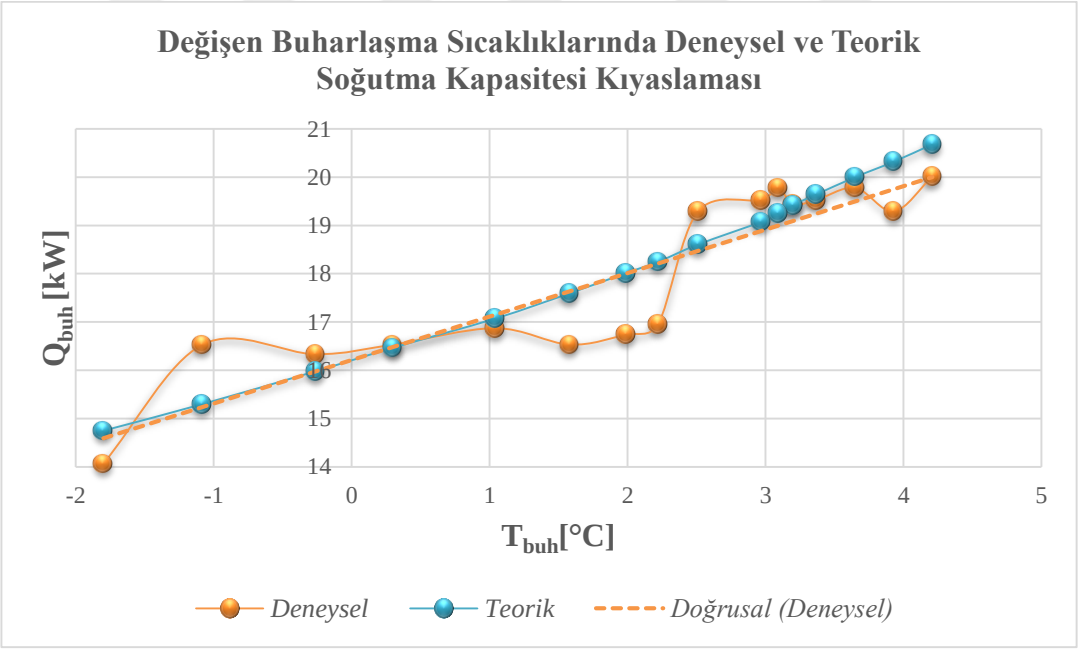


Grafik 5.5: Buharlaşma sıcaklığının soğutma kapasitesine etkisi.



Grafik 5.6: Yoğuşma sıcaklığının soğutma kapasitesine etkisi.

Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarını Tablo 4.1'deki sabitlerle (4.22) nolu bağıntıya koyup teorik ve deneysel sonuçların kıyaslamasını gerçekleştirebiliriz. Bu iki grafiğin buharlaşma sıcaklığındaki değişim üzerinden kıyaslanması Grafik 5.7'de gösterilmektedir.

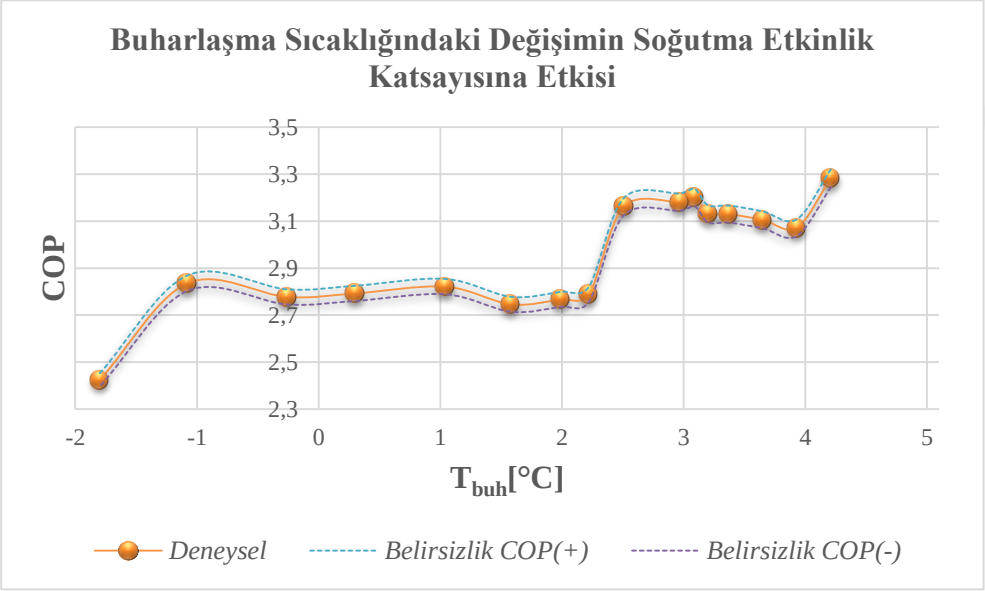


Grafik 5.7: Değişen buharlaşma sıcaklıklarında deneysel ve teorik soğutma kapasitesi kıyaslaması.

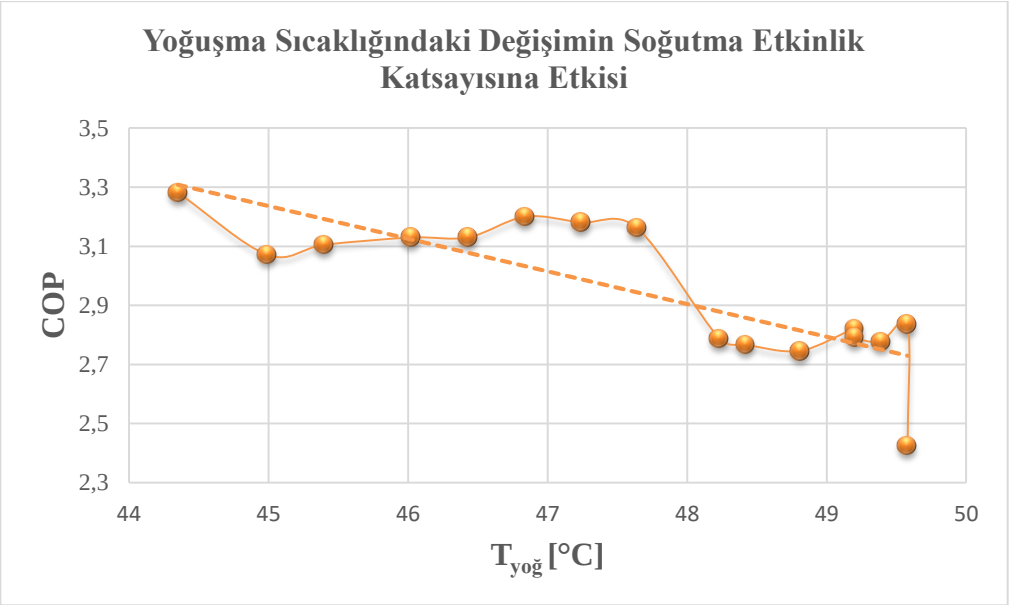
Deneysel sonuçların eğilimi ile teorik eğriyi kıyasladığımızda neredeyse birebir sonuçlar vermektir. Teorik grafikten soğutma kapasitesinin buharlaşma sıcaklığıyla düzenli bir biçimde arttığı görülmektedir.

5.5.3 Soğutma etkinlik katsayısı

Soğutma etkinlik katsayısı, deneysel elde edilen soğutma kapasitesi ve kompresörden çekilen gücün oranı olarak tanımlanmıştı. Tablo 5.1'den görüldüğü üzere ilk ölçümdeki soğutma etkinlik katsayısı en yüksek, son ölçümdeki soğutma etkinlik katsayısı en düşüktür. Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarıyla bu parametreyi değerlendirecek olursak, genel olarak yoğuşma sıcaklığının artışı soğutma etkinlik katsayısını azaltırken, buharlaşma sıcaklığının artmasıyla bu değer artış göstermiştir. Ayrıca, Grafik 5.8'de belirsizliklerin de ilavesiyle COP'nin ölçüm aralığı gösterilmiştir. Kompresörden çekilen gücün hata oranı %1, soğutma kapasitesinin hata oranı ise %0.58 olduğu bilgisini de göz önünde bulundurduğumuzda COP'de %1.157'lik bir hata oranı elde etmiş oluruz.

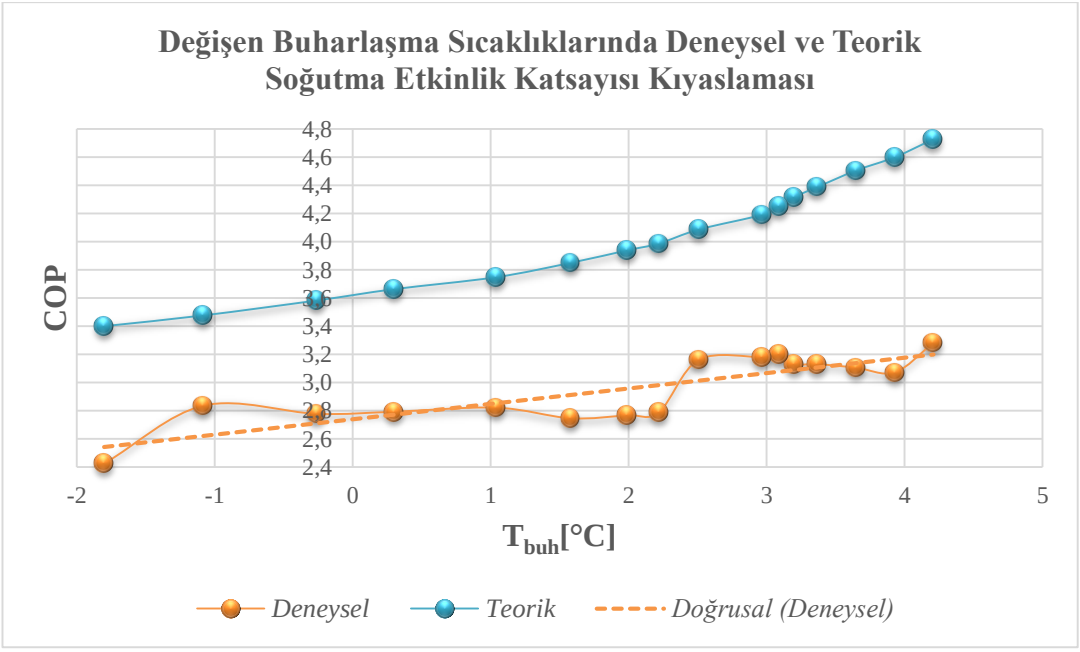


Grafik 5.8: Buharlaşma sıcaklığının soğutma etkinlik katsayısına etkisi.



Grafik 5.9: Yoğuşma sıcaklığının soğutma etkinlik katsayısına etkisi.

Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarını Tablo 4.1'deki sabitlerle (4.22) nolu bağıntıya koyup elde ettiğimiz soğutma kapasitesi ve kompresör tarafından çekilen güç terimlerini birbirine oranladığımız zaman teorik COP'yi elde ederiz. Teorik ve deneysel grafiklerin buharlaşma sıcaklığındaki değişim üzerinden kıyaslanması Grafik 5.10'da gösterilmektedir.



Grafik 5.10: Değişen buharlaşma sıcaklıklarında deneysel ve teorik soğutma etkinlik katsayısı kıyaslaması.

Grafik 5.10'dan Bitzer'in ürettiği fonksiyonla hesaplanmış teorik sonuçların COP değerleri, deneysel verilerden daha yüksektir.

5.5.4 Ana elemanlar üzerinden akışkan miktarını gözlemleme

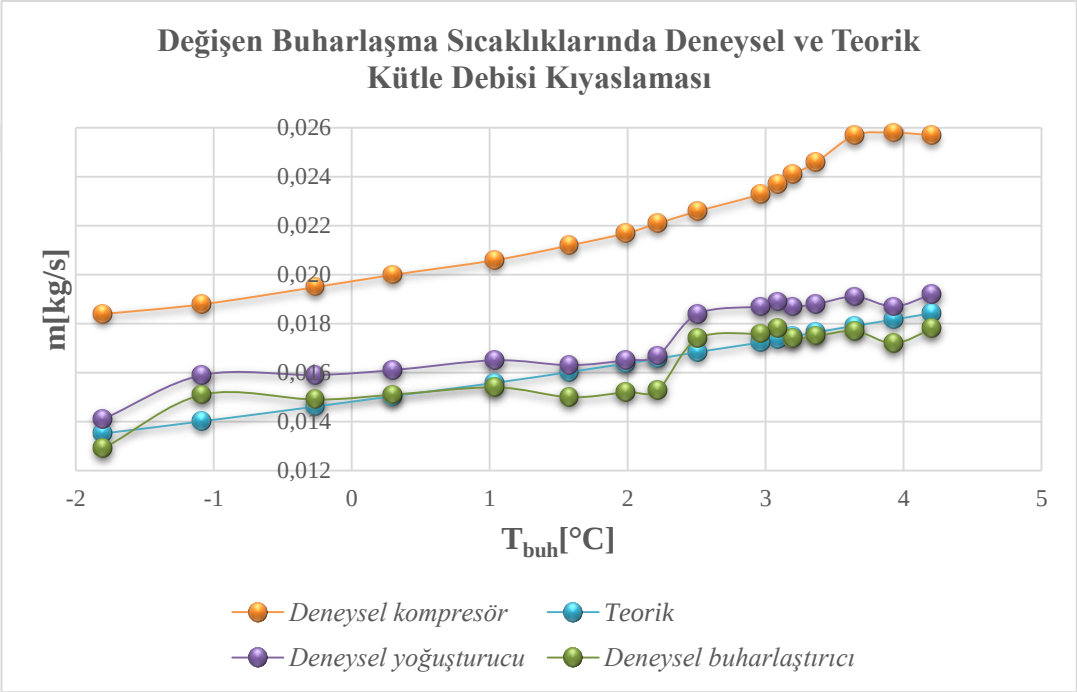
Teorik hesaplama kısmında sabit kabul ettiğimiz akışkan debisi, gerçek soğutma çevriminde yağın ayırıcıya verilmesi, buharlaştırıcıdan kompresöre giden yolda olabilecek sıvının tutulması, yoğuşturucudan çıktıktan sonra sıvı deposunda akışkanın dinlenmesi gibi gerekçelerle sabit olmayacaktır. Bu değerlendirmede soğutkan debisinin kompresör, yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdan geçme esnasında sahip oldukları kütlesel debiler irdelenmiştir. Kısılma vanası ve buharlaştırıcının montaj olarak yakın konumlanması sebebiyle bu iki elemandan geçen debi eşit kabul edilmiştir. Tablo 5.3'deki yeğin özelikler tablosunu, (4.7), (4.8) ve (4.10) bağıntılarını kullanarak kompresörden, yoğuşturucudan ve buharlaştırıcıdan geçen kütle debisini hesaplayabiliriz. Tablo 5.5'te bu üç ana elemandan geçen kütlesel debiler gösterilmiştir.

Tablo 5.5: Ana elemanlardan geçen kütlesel debiler.

Ölçüm No	m_{komp}(kg/s)	$m_{yoğ}$(kg/s)	m_{buh}(kg/s)
Ölçüm 1	0.0257	0.0192	0.0178
Ölçüm 2	0.0258	0.0187	0.0172
Ölçüm 3	0.0257	0.0191	0.0177
Ölçüm 4	0.0246	0.0188	0.0175
Ölçüm 5	0.0241	0.0187	0.0174
Ölçüm 6	0.0237	0.0189	0.0178
Ölçüm 7	0.0233	0.0187	0.0176
Ölçüm 8	0.0226	0.0184	0.0174
Ölçüm 9	0.0221	0.0167	0.0153
Ölçüm 10	0.0217	0.0165	0.0152
Ölçüm 11	0.0212	0.0163	0.015
Ölçüm 12	0.0206	0.0165	0.0154
Ölçüm 13	0.02	0.0161	0.0151
Ölçüm 14	0.0195	0.0159	0.0149
Ölçüm 15	0.0188	0.0159	0.0151
Ölçüm 16	0.0184	0.0141	0.0129

Her ölçüm anında birim saniyede geçen kütle miktarı kompresörde daha fazladır. Bunun sebebi, akışkanın pistonlu kompresörde geçtikten sonra yağ ayırıcıdan geçirilerek bir miktar yağı ayırması ve emme hattına tekrar tahliye etmesi yatar.

Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarını (4.22) nolu bağıntı ve Tablo 4.1'deki sabitlere koyup teorik ve deneysel sonuçların kütlesel debi kıyaslamasını gerçekleştirebiliriz. Teorik işlemde her elemandan aynı akışkan miktarı geçtiği kabulü olduğunu bir kez daha hatırlatalım. Teorik ve deneysel grafiklerin buharlaşma sıcaklığındaki değişim üzerinden kıyaslanması Grafik 5.11'de gösterilmektedir.



Grafik 5.11: Değişen buharlaşma sıcaklıklarında deneysel ve teorik kütlesel debi kıyaslaması.

Grafik 5.11'den buharlaşma sıcaklıklarının artması çevrimde dolaşan akışkan debisini artırmıştır. Bitzer'in kütle debisi fonksiyonunun verdiği değerler deneysel olarak yoğuşturucu ve buharlaştırıcıdan geçen debilerle yakındır.

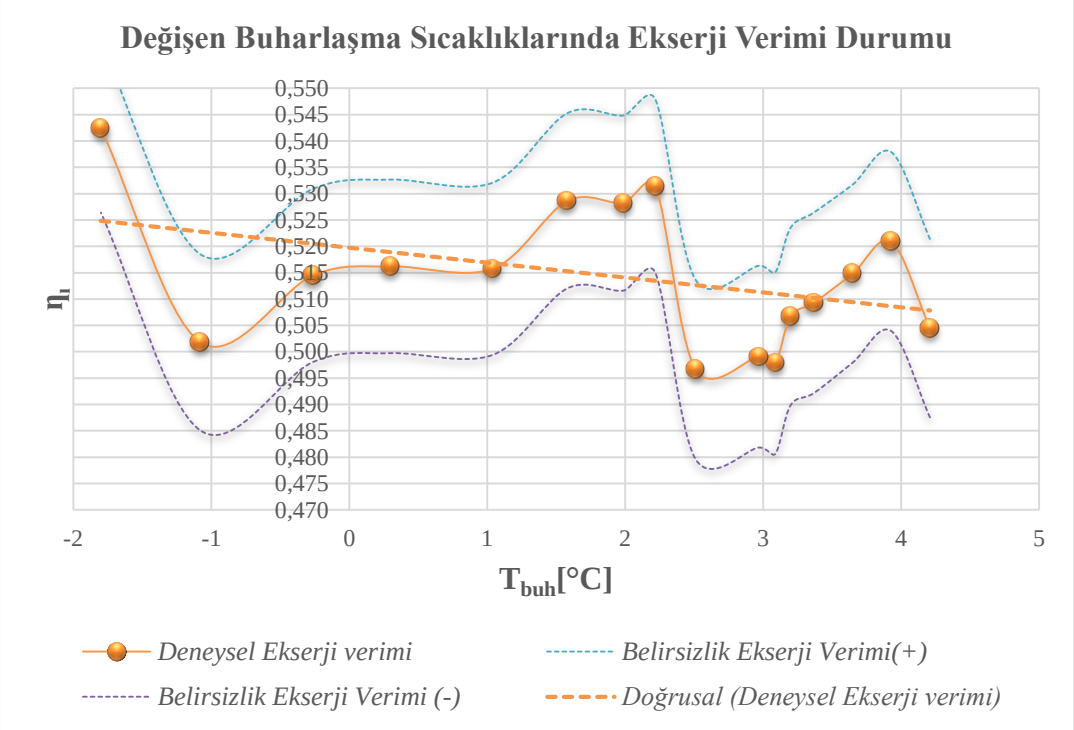
5.6 Ölçümler Üzerinden Ekserji Verimi

(4.12) ile (4.17) arasındaki bağıntıları ve Tablo 5.3'teki yeğin özelikler tablosunu kullanarak elde edilen her bir elemanın ekserji yıkım değerleri ve ekserji verim değerleri Tablo 5.6'da belirtilmiştir. İlaveten değişen buharlaşma sıcaklıklarının

ekserji verim değerlerine etkisini gözlemlemek amacıyla çizilen grafik Grafik 5.12'de gösterilmektedir.

Tablo 5.6: Ekserji yıkım değerleri.

Ölçüm No	I_{komp} (kW)	$I_{yoğ}$ (kW)	I_{TXV} (kW)	I_{buh} (kW)	I_{toplam} (kW)	η_I
Ölçüm 1	0.9270	1.1159	0.1803	0.7995	3.0227	0.5045
Ölçüm 2	0.9555	1.0963	0.1855	0.7716	3.0088	0.5209
Ölçüm 3	0.9635	1.1368	0.1955	0.7948	3.0906	0.5148
Ölçüm 4	0.9403	1.1297	0.2079	0.7840	3.0619	0.5093
Ölçüm 5	0.9391	1.1373	0.2101	0.7769	3.0635	0.5067
Ölçüm 6	0.9283	1.1548	0.2228	0.7971	3.1031	0.4979
Ölçüm 7	0.9098	1.1510	0.2287	0.7862	3.0757	0.4991
Ölçüm 8	0.9100	1.1468	0.2355	0.7780	3.0702	0.4967
Ölçüm 9	0.8909	1.0648	0.2117	0.6817	2.8491	0.5314
Ölçüm 10	0.8988	1.0555	0.2192	0.6808	2.8543	0.5282
Ölçüm 11	0.8829	1.0587	0.2248	0.6713	2.8377	0.5286
Ölçüm 12	0.8689	1.0911	0.2433	0.6926	2.8959	0.5157
Ölçüm 13	0.8554	1.0799	0.2471	0.6816	2.8641	0.5162
Ölçüm 14	0.8443	1.0860	0.2525	0.6719	2.8546	0.5145
Ölçüm 15	0.8443	1.1121	0.2635	0.6845	2.9045	0.5018
Ölçüm 16	0.8253	1.0058	0.2328	0.5898	2.6538	0.5425



Grafik 5.12: Değişen buharlaşma sıcaklıklarının ekserji verimine etkisi.

Tablo 5.6’daki değerlerden Ölçüm 16’dan alınan sonuçlarda ekserjik açıdan en verimli durum yaşanmıştır. Kısılma vanası dışındaki elemanların ekserji yıkım değerlerine baktığımız zaman eğilimlerinin azalma yönünde olduğunu söyleyebiliriz. Grafik 5.12’den artan buharlaşma sıcaklıklarının ekserji verimine etkisini eğilim çizgisi üzerinden yorumlayacak olursak, bir azalma içerisinde olduğunu söyleyebiliriz. Akışkan debilerinden kaynaklı belirsizlikler, basınç sensörünün hassasiyeti, soğutma ve yoğuşturucu kapasitesindeki hata oranları ve kompresörden çekilen gücün hata oranı ikinci yasa veriminin hata oranının belirlenmesinde değişken olarak kullanılmıştır. Bu sebeple diğer tespit ettiğimiz belirsizliklere kıyasla en yüksek belirsizlik oranı ekserji veriminde tespit edilmiştir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Değişen mevzuatlar ve yönetmeliklerle birlikte soğutucu akışkanlarda sürekli bir değişim söz konusudur. Seçimini güvenlik, çevresel etki, verimlilik ve maliyet-temin ana unsurları etkilemektedir. Bu ana unsurları tamamıyla sağlayacak soğutucu akışkan olmadığından seçimde bu kriterlerden biri veya birkaçı motivasyonu oluşturur. R717'yi güvenlik yönünden değerlendirecek olursak, yanıcı ve zehirleyici unsurları olsa da tespitinin kolay olması gerekli önlemler ile kullanımını mümkün kılabilmektedir. Maliyet-temin açısından endüstride temini kolay olan ve çevrimde daha az dolaştırarak da iyi bir sistem verimliliği elde edebilmemizden kaynaklı mali yönden güzel bir seçenek olduğu düşünülebilir. R717'nin en üstün iki özelliği çevresel etki ve verimlilik bazındadır. Ozon tüketme potansiyeli 0, sera etkisi 1'den küçük olan ve diğer soğutkanlarla karşılaştırmalı yapılan çalışmalarda verimlilik açısından yüksek değerleri gözler önüne seren (Bölüm 2'de literatür çalışmalarından görülebilir) R717'nin bu özellikleri seçiminin baş faktörleridir. Amonyaklı sistem tasarımı yaparken muhakkak uyulması gereken etkenler vardır. Öncelikle borulamada kesinlikle bakır ve bakır alaşımı türevli malzemelerin kullanılması korozif etki yaratması sebebiyle yasaktır. R717'nin yağlama yağı ile olan karışmama ya da çok az karışma özelliğinden dolayı sistemde kompresör çıkışı yağ ayırıcı bulundurulması zorunludur.

Bu çalışmada 40°C yoğuşma, 5°C buharlaşma, 11°C aşırı ısıtma ve 8°C aşırı soğutma girdileriyle kompresör seçimi gerçekleşmiştir. Bitzer programında girdi değerlerine karşılık çıkan sonuçlar 22.1 kW soğutma kapasitesi, 0.01931 kg/s akışkan debisi, 3.98 kW kompresörden çekilen güç ve 5.55 COP değeridir. Aşırı ısıtma ve soğutma etkilerini de gözlemlemek için bu problem CoolPack'te tanımlanmıştır. CoolPack'te çevrimi tanımlamak için girdi sıcaklık değerlerine ek olarak 22.1 kW soğutma kapasitesi de girişte tanımlanmıştır. Bu soğutma yükü altında aşırı ısıtma ve soğutmanın her ikisinde olduğu, yalnızca birinin olduğu ve ikisinin de olmadığı durumlar incelenmiştir. En yüksek COP değeri 5.68 aşırı soğutma ile en düşük COP değeri 5.347 aşırı ısıtma ile gerçekleşmiştir. İki etkinin de olmadığı durumda çevrimde

0.02055 kg/s R717 dolaşırken, en düşük miktar 0.01933 kg/s ile iki etkinin de var olduğu senaryoda gerçekleşmiştir. Ekserji yönünden inceleme yapıldığında ise ikinci yasa verimi 0.3225 ile iki etkinin olduğu durumda en düşük değerini görmüştür. 0.7047 ikinci yasa verimiyle işlemsiz yapılan senaryo en yüksek verim değerini bizlere sunar (Bölüm 4'te bu sonuçlar daha detaylı anlatılmıştı).

Tasarlanan sistem deneylere tabi tutulup 30 saniyelik periyot aralıklarıyla 16 farklı ölçüm alınmıştır. Ölçümlerden sistemin belirli bir rejim değere ulaştıktan sonra enerji verimliliği yönünden düşüşe geçtiği görülmektedir. 16 ölçümde elde edilen COP değerlerinin ortalaması 2.95 iken teorik sonuçların ortalaması 4.05'tir. Bu farkın altında yeğin özeliklerin belirlenmesi için yapılan kabuller yatmaktadır (Bölüm 5.3'ten bakılabilir). Kütle debileri incelenecek olursa, deneysel alınan ölçümlerden ortalama kompresörden geçen debi 0.0224 kg/s, yoğuşturucudan geçen debi 0.0174 kg/s, buharlaştırıcıdan geçen debi 0.0162 kg/s'dir. Kompresörden geçtikten sonra akışkanın bir miktarının yağ ayırıcıya bırakıldığını ve bir kısmının da sıcak gaz by-pass işleminde kullanıldığını düşündüğümüzde (Bölüm 3'te deney tesisatı açıklanırken belirtilmişti), kompresörden yoğuşturucuya girişte ortalama 0.005 kg/s'lik debi kaybı olmuştur (Tablo 5.5'teki verilerden). Çalışmanın teorik debi hesabında ise tüm çevrimde aynı akışkan miktarı düşünülmüş ve ortalama 0.0164 kg/s R717'nin çevrimde dolaştığı (4.22)'deki fonksiyon yardımıyla belirlenmiştir. Buharlaşma sıcaklığındaki artış, genel olarak birinci yasa verimini artırmış, ikinci yasa verimini düşürmüştür (Grafik 5.8 ve 5.12'den incelenebilir). Buharlaşma sıcaklığındaki artışın soğutma kapasitesini ve akışkan debisini arttırdığı görülmektedir (Grafik 5.5 ve Grafik 5.11'den incelenebilir). Grafik 5.3'ten kompresörden çekilen güç ise belirli bir buharlaşma sıcaklığında zirve yaptığı görülmüştür. Ölçüm aletlerinin hassasiyeti sebebiyle belirsizliklerden tespit edilen hata oranında ise birinci yasa veriminin hata oranı yaklaşık %1, ikinci yasa veriminin hata oranı ise yaklaşık %3 dolaylarındadır.

Görüldüğü üzere, R717 çevresel etki ve enerji verimliliği yönünden faydalı bir soğutkandır. Yanıcı ve zehirleyici etkisi sebepli şu an için kullanımı büyük endüstriyel tesislerde kısıtlıdır. Soğutma etkisinin bu denli iyi olması sebebiyle, güvenlik problemlerini en aza indirgeme yönünde yapılacak çalışmalar ile R717'nin kullanım sahasının genişletilmeye çalışılması ilerleyen senelerde daha da verimli soğutma sistemlerinin çıkarılmasına katkıda bulunabilir.

KAYNAKLAR

[1] Url-1 <*http://www.daikinklimavrvsplit.com/inc.php?i=1&lng=1&r=191#*>

[2] Özkol, N. (1999). *Uygulamalı Soğutma Tekniği.* Ankara: Makina Mühendisleri Odası.

[3] Termodinamik. (2018, Mart). Hayatı Kolaylaştıran İcatlar. s. 68.

[4] Url-4 <*https://www.tech-worm.com/ilk-buzdolabinin-yapilis-tarihi/*>, erişim tarihi 27.06.2019.

[5] Termodinamik. (2018, Mart). Hayatı Kolaylaştıran İcatlar. s. 68.

[6] Pearson, A. (2005). Carbon Dioxide—New Uses for an Old Refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 1140-1148.

[7] Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (1996). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik.* İstanbul: Literatür.

[8] Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Çoşkun, S., & Yamankaredeniz, N. (2009). *Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları.* Bursa: Dora.

[9] Url-9 <*https://dms.hvacpartners.com/docs/1001/Public/0E/ENG_NEWS_3_2.pdf*>, erişim tarihi 2015.

[10] Url-10 <*https://mafiadoc.com/soutucu-akikanlar-frigo-teknik-soutma_5a1a39761723dded5eda9810.html*>

[11] Özkol, N. (1999). *Uygulamalı Soğutma Tekniği.* Ankara: Makina Mühendisleri Odası.

[12] Calm, J. M., & Hourahan, G. C. (2011). Physical, Safety and Environmental Data for Current and Alternative Refrigerants. *Internatianol Congress of Refrigeration*.

[13] Url-13 <*https://www.bitzer-refrigerantreport.com/fileadmin/user_upload/A-501-20.pdf*>, erişim tarihi 2020.

[14] Url-14 <*https://dms.hvacpartners.com/docs/1001/Public/0E/ENG_NEWS_3_2.pdf*>, erişim tarihi 2015.

[15] Url-15 <*https://www.bitzer-refrigerantreport.com/fileadmin/user_upload/A-501-20.pdf*>, erişim tarihi 2020.

[16] Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Çoşkun, S., & Yamankaredeniz, N. (2009). *Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları.* Bursa: Dora.

[17] Parmaksızoğlu, İ. C., & Onbaşıoğlu, H. (2017). *Soğutma Tesisatı.* İstanbul: TMMOB Makina Mühendisleri Odası.

[18] Agnew, B., & Amali, S. M. (2004). A Finite Time Analysis of a Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants. *Applied Thermal Engineering*, 2557–2565.

[19] Dinarveis, A. (2019). Exergy Analysis of Vapour Compression Refrigeration System Using R507A, R134a, R114, R22 and R717. *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 355-358.

[20] Getu, H. M., & Bansal, P. K. (2008). Thermodynamic Analysis of an R744–R717 Cascade Refrigeration System. *International Journal of Refrigeration*, 45-54.

[21] Gond, R. K., Chaudhary, R. P., Khan, M. A., & Jain, G. (2016). Performance and Exergy Analysis of Vapour Compression Refrigeration Rystem Using Various Alternative of R134a. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 187-193.

[22] Lee, T. S., Liu, C. H., & Chen, T. W. (2006). Thermodynamic Analysis of Optimal Condensing Temperature of Cascade-Condenser in CO2/NH3 Cascade Refrigeration Systems. *International Journal of Refrigeration*, 1100-1108.

[23] Messineo, A., & Panno, D. (2012). Performance Evaluation of Cascade Refrigeration Systems Using Different Refrigerants. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*.

[24] Quadha, A., Haddad, C., En-nacer, M., & Imine, O. (2007). Performance Comparison of Cascade and Two-Stage Refrigeration Cycles Using Natural Refrigerants. *International Congress of Refrigeration*, (s. 1-9). Beijing.

[25] Saturday, E. G., Chidebe, C. E., & Nwaiwu, U. (2017). Computer Aided Comparative Analysis of the Effects of Superheating and Subcooling on the Performance of R134a and R717 in Simple Vapour Compression Systems. *International Journal of Computer Applications*, 16-21.

[26] Stanciu, C., Gheorghian, A., Stanciu, D., & Dobrovicescu, A. (tarih yok). Exergy Analysis and Refrigerant Effect on The Operation and Performance Limits of a One Stage Vapor Compression Refrigeration System. *Termotehnica*.

[27] Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (1996). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik.* İstanbul: Literatür.

[28] Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (1996). *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik.* İstanbul: Literatür.

[29] Bloch, H. P., & Hoefner, J. J. (1996). *Reciprocating Compressors Operation Maintenance.* Houston: Gulf Professional .

[30] Url-30 <*https://aircompressorworks.com/compressed-air-basics-part-3-reciprocating-compressors/*>, erişim tarihi 25.08.2017.

[31] Url-31 <*https://www.bitzer.de/us/us/reciprocating-compressors/w...a-series/*>

[32] Puhl, C. (2019, June 28). Eurammon Refrigerants Delivered by Nature: http://www.eurammon.com/sites/default/files/attachments/2019_eurammon_fuchs_presentation_0.pdf

[33] Puhl, C. (2019, June 28). Eurammon Refrigerants Delivered by Nature: http://www.eurammon.com/sites/default/files/attachments/2019_eurammon_fuchs_presentation_0.pdf

[34] Url-34 <*http://www.seltecuae.com/uploads/catalogs/RENISO_Refrigeration_oils.pdf*>, erişim tarihi 2014.

[35] Url-35 <*http://web.iitd.ac.in/~pmvs/courses/mel709/classification-hx.pdf*>

[36] Url-36 <*https://www.jeotes.com/plakali-esanjor-nasil-calisir*>

[37] Ayub, Z. H. (2010). Plate Heat Exchanger Literature Survey and New Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Refrigerant Evaporators. *Heat Transfer Engineering*, 3-16.

[38] Url-38 <https://store.danfoss.com/>

[39] Url-39 <http://www.gvn.com.tr>

[40] Url-40 <http://www.gvn.com.tr>

[41] Url-41 <https://store.danfoss.com/>

[42] Url-42 <https://store.danfoss.com/>

[43] Url-43 <http://www.gvn.com.tr>

[44] Url-44 <https://store.danfoss.com/>

[45] Url-45 <https://store.danfoss.com/>

[46] Özkol, N. (1999). *Uygulamalı Soğutma Tekniği.* Ankara: Makina Mühendisleri Odası.

[47] Grote, K. H., & Feldhusen, J. (tarih yok). *Dubbel: Taschenbau für den Maschinenbau*. Wemding: Springer.

[48] Wheeler, A. J., & Ganji, A. R. (2010). *Introduction to Engineering Experimentation.* New Jersey: Pearson.

ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad **:** Tugay ALTUNACAR

Doğum Tarihi ve Yeri **:** 05.01.1994/ SAMSUN

E-posta **:** altunacartugay@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** **:** 2018, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** **:** 2020, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı-Akışkan Yüksek Lisans Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2018 yılından itibaren AYTEK Soğutma Sistemleri'nde AR-GE mühendisi olarak çalıştı.
- 2018 yılında Makina Mühendisliği bölümünden ikincilikle dereceyle mezun oldu.

1994 yılında Samsun'da doğdu. Eğitim-öğretim hayatına 23 Nisan İlköğretim Okulu'nda başladı. 2012 yılında Samsun Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. 2013 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünü kazandı. 2018 yılında bu bölümden mezun olduktan sonra yine aynı kurumda ısı akışkan programında yüksek lisans öğrenimine başladı. Aynı yıl AYTEK Soğutma Sistemleri'nde çalışmaya başladı. Kendisini hep ileri seviyeye taşıyabilmeyi ve iyi bir kültürel alt yapıya sahip olmayı amaç edinmiştir. Hobi ve ilgi alanları: Basketbol oynamak, bisiklet sürmek. Çalışma alanları: Yenilenebilir enerji, ısıtma ve soğutma sistemleridir.